

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



ПРАЦІ

Таврійського державного  
агротехнологічного університету

Випуск 15 Том 4

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2015

**УДК 631.3**

**Т.3**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15, Т. 4. – 245 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
протокол №8 від 28.04.2015 р.

У збірнику наукових праць опубліковано матеріали за результатами досліджень у галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів агропромислового виробництва.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, аспірантів, інженерно-технічного персоналу і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – д.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В.Т. – чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (заступник головного редактора); Діордієв В.Т. – д.т.н., проф. (відповідальний секретар); Гнатушенко В.В. – д.т.н., проф.; Дідур В.А. – д.т.н., проф.; Єремєєв В.С. – д.т.н., проф.; Кушнарєв А.С. – чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф.; Леженкін О. М. – д.т.н. проф.; Малкіна В.М. – д.т.н., проф.; Назаренко І.П. – д.т.н., доц.; Овчаров В.В. – д.т.н., проф.; Панченко А.І. – д.т.н., проф.; Скляр О.Г. – к.т.н., доц.; Тарасенко В.В. – д.т.н., проф.; Шацький В.В. – д.т.н., с.н.с.; Федюшко Ю.М. – д.т.н., проф.; Фурман І.О. – д.т.н., проф.; Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., проф.

**Відповідальний за випуск** – д.т.н., проф. Леженкін О. М.

Адреса редакції: ТДАТУ

пр. Б. Хмельницького 18,  
м. Мелітополь Запорізька обл.  
72312 Україна

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2015

## МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 631.3.02 – 585.2.006.26

### ТЕХНОЛОГІЯ ФРИКЦІЙНОГО ЛАТУНЮВАННЯ ПЕРЕРИВЧАСТОЇ ПОВЕРХНІ ЗОЛОТНИКА ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

Дідур В.А., акад. МААО, д.т.н.,

Мушкевич О.І., аспірант\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 44-02-74, e-mail: mushkevich@gmail.com

**Анотація** – запропоновано пристосування для фрикційного латунювання поверхонь валів з переривчастою поверхнею, наведено схему та принцип роботи. В статті відображені результати експерименту по фрикційному нанесенню латуні на поверхню зразка, наведено характеристику нанесеного шару та режими обробки.

**Ключові слова** – фрикційне латунювання, пристосування для фрикційного латунювання, золотник, гідророзподільник.

*Постановка проблеми.* Ресурс роботи гідророзподільників тракторних гідросистем в більшості залежить від ресурсу золотникової пари тому, як втрата робочої рідини є визначаючим фактором оцінки працездатності гідророзподільника. Існують різноманітні способи подовження та підтримки ресурсу золотникових пар.

Розглянемо основні способи, це може бути покращена фільтрація та очищення робочої рідини від забруднення, термічна, гальванічна або хімічна обробка поверхні золотникової пари, також застосовуються додаткові системи ущільнення, тощо [6, 10].

Останнім часом в тенденції ресурсозберігаючих технологій широко розвиваються технології фрикційного латунювання. Властивості роботи латуні у парах тертя були відкриті радянськими вченими Д.М. Гаркуновим та В.М. Лозовським, які встановили здатність латуні до вибіркового переносу між поверхнями тертя, що утворює ефект безносного тертя [4, 5, 7, 8]. Внаслідок цього поверхні тертя мають більший ресурс від номінального, кращі показники коефіцієнту тертя, м'якший та швидший період приробітку [1, 2, 9].

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* На сьогодні є ряд

пристосувань, які дозволяють здійснювати процес фрикційного латунювання на суцільних поверхнях валів. Конструкції є дуже різноманітними, у вигляді самостійних установок та пристосувань для кріплення на верстатах [4, 5]. Робочий елемент (інструмент), безпосередньо виконаний з латуні, яка буде наноситися на поверхню, може бути виготовлений у вигляді прутка, ролика, проволочки [4, 5, 7, 9]. Недоліком є обмеженість застосування пристосувань лише на суцільних поверхнях валів.

Рухомі з'єднання використовуються в багатьох відповідальних керуючих, силових, паливних та інших системах машин. Якщо розглянути конструкції рухомих з'єднань з циліндричною формою елементів, то геометрія валів частіше складна, має виступи, проточки, пояски, тощо, ніж проста суцільна. Прикладом таких валів є колінчасті вали з шийками, золотники, плунжери і т.п.

Отже виникає проблема у застосуванні перспективного способу обробки робочої поверхні на відповідальних елементах рухомих з'єднань та прецизійних пар.

Вирішення цього завдання вимагає оригінальної оснастки, за допомогою якої можна було б обґрунтувати технологічні режими в залежності від характеристики нанесеного шару латуні, приклад розробленого обладнання показаний на рис. 1.

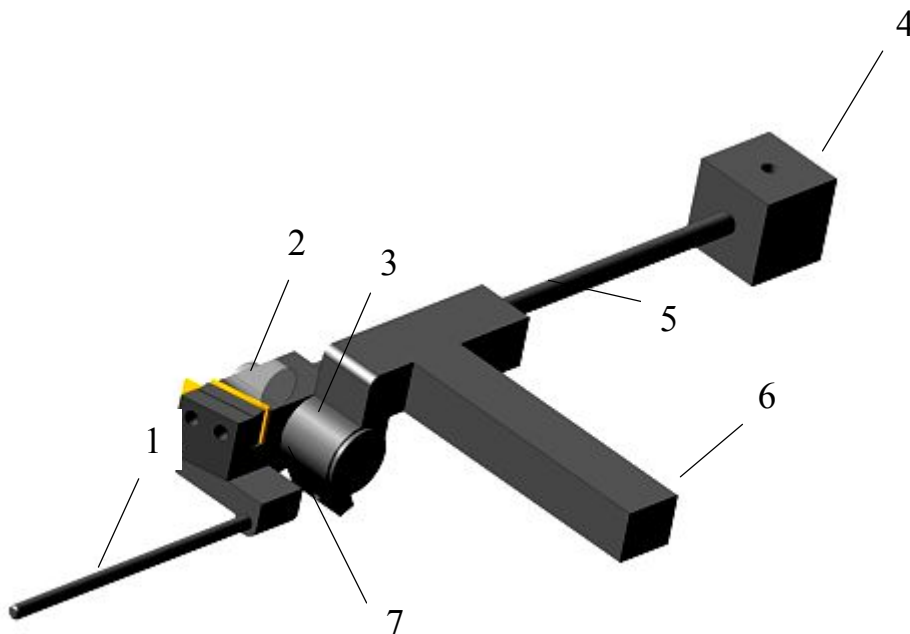


Рис. 1. Пристосування для фрикційного латунювання: 1 – ручка; 2 – деталь, що обробляється; 3 – латунна пластинка; 4 – вантаж; 5 – основа; 6 – державка; 7 – касета

*Мета дослідження.* Випробувати розроблене пристосування для фрикційного латунювання з наклонним інструментом, провести експериментальні дослідження по нанесенню шару латуні на поверхню

зразків за допомогою цього пристосування. Обґрунтувати технологічні режими фрикційного латунювання.

*Методика дослідження.* Пристосування кріпиться за допомогою державки у різцетримачі токарного верстата, деталь для обробки встановлюється в патроні верстата. Латунна пластинка встановлюється у касеті пристосування і виставляється горизонтально відповідно деталі для отримання рівномірного контакту інструменту з деталлю. Режими обробки задаються за допомогою регулювань верстата, та переміщенням вантажу пристосування. Вантаж відповідає за силу притиску пластинки до валу. Кут нахилу пластинки до осі деталі  $\alpha=10^\circ$ , залишається постійним.

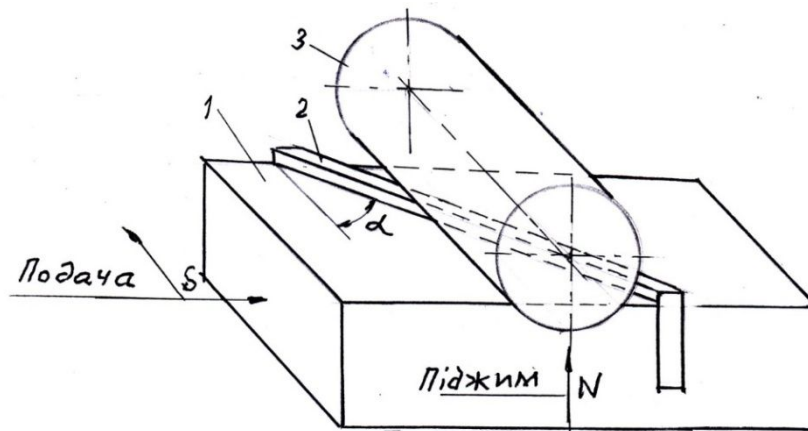


Рис. 2. Схема контакту латунної пластинки з валом, що обробляється за допомогою пристосування для фрикційного латунювання з наклонним інструментом: 1 – касета; 2 – латунна пластинка; 3 – деталь

У якості зразків для проведення експериментальних досліджень були обрані золотники гідророзподільника Р-80. Матеріал зразків для обробки – Сталь 20Х. Зразком латунної пластинки – пластинка розміром  $2 \times 20 \times 50$ , латунь марки ЛС 59.

Обладнання для проведення експерименту – токарний верстат марки 1К62, розроблене пристосування для фрикційного латунювання (рис. 1), мікрокатор.

Пристосування 1 (рис. 3) у вигляді опори 2, встановленої у різцетримачі токарного верстата 3 та важіля 4 з вантажем 5, шарніра 6 та державки 7 з касетою 8, в якій закріплена латунна пластинка (інструмент) 9, яка притискається до зразка 10 з зусиллям. Зразок з одного боку закріплений у трьохкулачковому патроні токарного верстата через розрізну втулку 11, а з другого – підтиснутий центром, що кріпиться у 12.

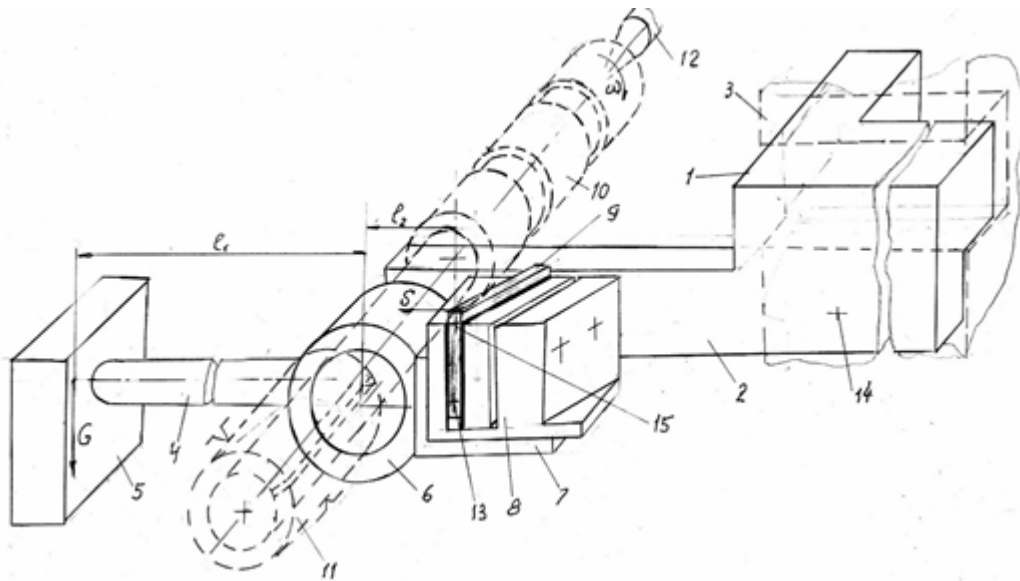


Рис. 3. Схема налаштування обладнання на верстаті

Після верстатного налаштування проводиться підготовка зразків: зачищення наждачним папером Р1000, замір кожного пояска виконується перед обробкою та після обробки за допомогою мікрокатора ІІГПВ, дані заносяться до таблиць, протруєння соляною кислотою поверхні зразка, встановлення в патрон верстата.

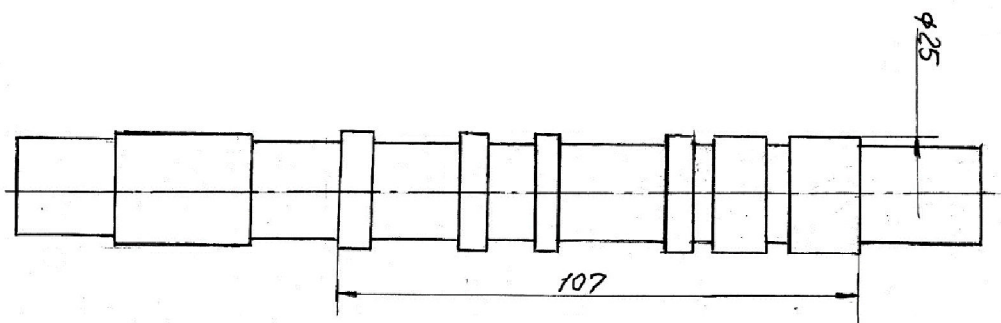


Рис. 4. Золотник гідророзподільника Р-80 (експериментальний зразок)

Після встановлення зразка, налаштування верстата та пристосування, приступаємо до активної частини експерименту. Запускаємо верстат змащуємо зразок активним флюсом (гліцерин + 10% соляної кислоти) [4, 5, 9], вмикаємо поперечну подачу та спостерігаємо, коли пластинка пройде по поясках золотників при цьому додаючи флюс в зону контакту за допомогою кисточки. Вимикаємо подачу після проходу пластинкою поясків. В експериментальному варіанті кожний поясок обробляли окремо, з відповідними режимами. Час контакту латунної пластинки із золотником залежить від швидкості та подачі, тому

що розташована під кутом пластинка зміщується з кожним обертом.

*Результати досліджень і їх аналіз.* Під час проведення експерименту зразок в процесі покривається шаром золотистого покриття та має різну якість і рівномірність в залежності від режимів. Латунь, яка відшаровується від поверхні інструмента не цілком нарощується на зразок, більша частина у вигляді порошку осипається. Одразу після додавання флюсу якість значно покращується.

Таблиця 1

## Режими обробки фрикційним латунюванням зразка №1

№ пояска золотника	V, м/хв	S, мм/об	N, кг	d <sub>1</sub> , мкм	d <sub>2</sub> , мкм	Δh, Мкм
1	7,7	0,035	7	24.618	24,628	4,5
2	12,4	0,035	7	24.614	24,626	5
3	15,4	0,035	7	24.630	24,639	4,5
4	19,3	0,035	7	24.616	24,626	5
5	24,3	0,035	7	24.614	24,626	5,5
6	30,9	0,035	7	24.620	24,630	5

Зауваження. Операція нанесення покриття при D=25 мм, P=7 кг, S=0,035 мм/об, n= 100...400 об/хв, кут нахилу пластики (інструмента) до вісі обертання вала  $\alpha=10^\circ$ .

Таблиця 2

## Режими обробки фрикційним латунюванням зразка №2

№ пояска золотника	V, м/хв	S, мм/об	N, кг	d <sub>1</sub> , мкм	d <sub>2</sub> , мкм	Δh, мкм
1	15,4	0,035	14	24,800	24,814	7
2	15,4	0,035	10	24,800	24,812	6
3	15,4	0,035	7	24,806	24,817	5
4	15,4	0,035	5	24,808	24,812	4
5	15,4	0,035	5	24,800	24,804	4
6	15,4	0,035	0,6	24,800	24,802	2

Зауваження. Операція нанесення покриття при D=25 мм, P=0,6...14 кг, S=0,035 мм/об, n= 200 об/хв, кут нахилу пластики (інструмента) до осі обертання вала  $\alpha=10^\circ$ .

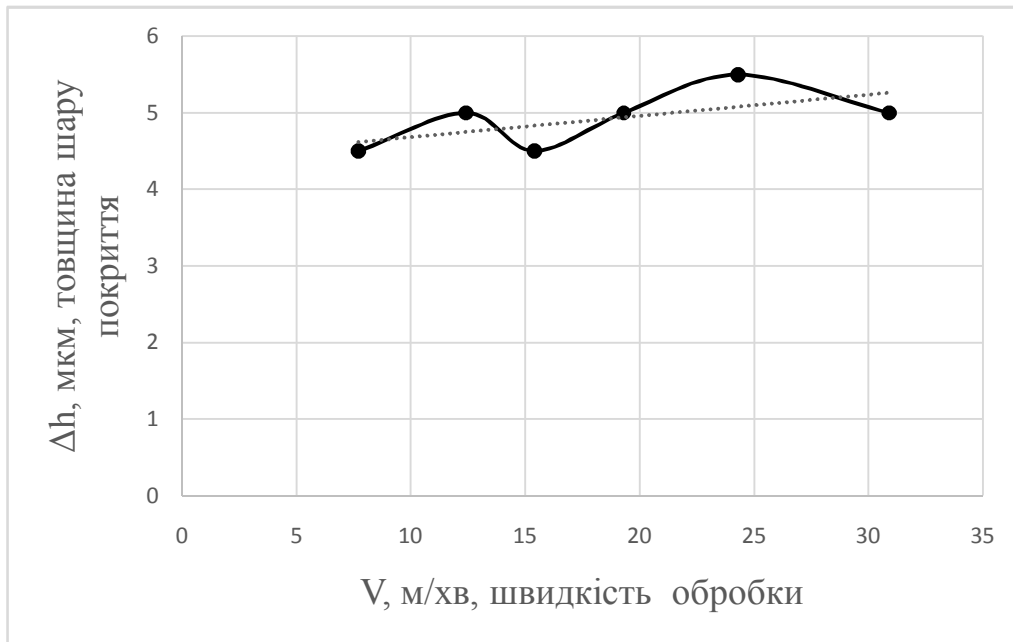


Рис. 5. Залежність товщини нанесеного шару латуні від швидкості обробки, на прикладі зразка №1

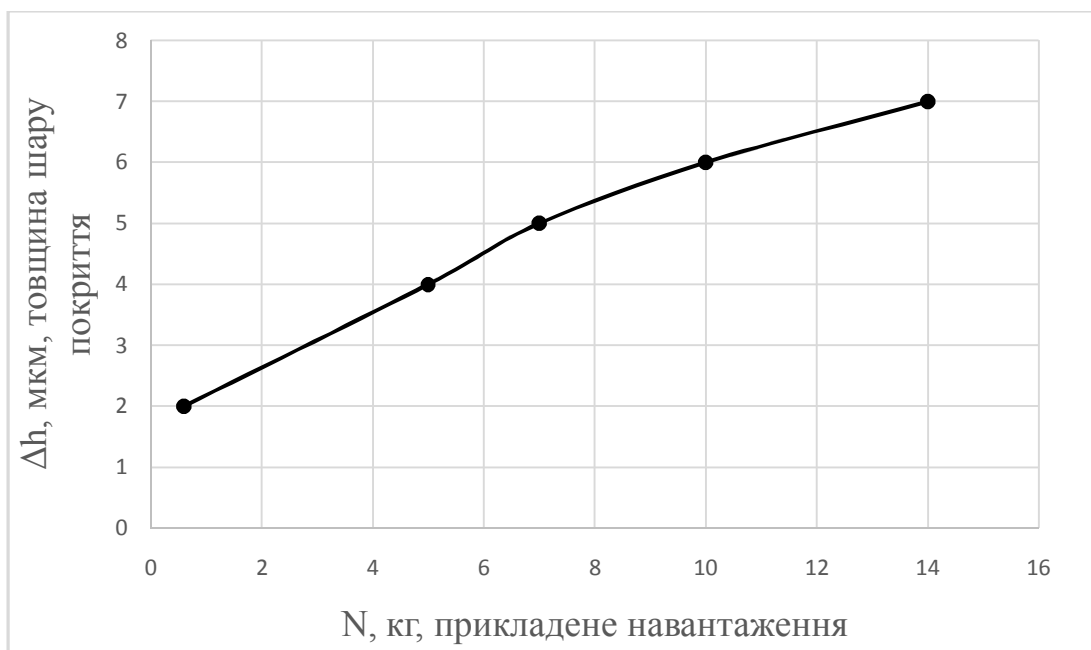


Рис. 6. Залежність товщини нанесеного шару латуні від прикладеного навантаження на прикладі зразка №2

Аналіз отриманих даних показує, що найбільший вплив на товщину нанесеного шару латуні має прикладене навантаження для притиску пластинки до валу. Залежність товщини нанесеного шару латуні від прикладеного навантаження має нелінійний характер, показник товщини шару зростає відповідно із підвищенням прикладеного навантаження. Якість покриття набуває рівномірності та однорідності починаючи з зусилля в 7 кг. Швидкість обробки має менший вплив на



показник товщини і рівномірності шару, але якщо в процесі налаштувати занадто низьку швидкість, то окисні плівки не будуть руйнуватись і поверхня контакту латуні з валом буде окислюватись, що заважатиме процесу [1], загалом трендова лінія графіку показує ріст товщини нанесеного шару латуні від швидкості обробки. Подача була витримана мінімальна для досягнення кращої рівномірності. Середній час обробки на кожен поясок приблизно 10-15 с.

*Висновки.* Пристосування випробуване та дає можливість наносити латунне покриття на поверхню переривчастих та суцільних валів. Для отримання рівномірного шару латунного покриття подача  $S$  повинна становити 0,035 мм/об; сила притиску від 7 кг до 14 кг, в залежності від необхідної товщини шару; швидкість обробки від 15 м/хв, швидкість можна збільшувати із зростанням габаритів оброблюємої деталі, кут нахилу інструменту до вісі деталі  $\alpha=10^\circ$ .

#### *Література*

1. Балабанов В. И. Нанотехнологии. Наука будущего / В. И. Балабанов. – М.: Эксмо, 2009. – 256 с.

2. Баишта Т. М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / Т. М. Баишта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

3. Блантер М.Е. Металловедение и термическая обработка / М.Е. Блантер – М., 1963. – 409 с.

4. Гаркунов Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Гаркунов – М., 2002. – 632 с.

5. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Гаркунов. – М., 2001. – 616 с.

6. Дидур В.А. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин / В.А. Дидур, В.Я. Ефремов. – К., 1986. – 128 с.

7. Крагельский И.В. Трение и износ / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 475 с.

8. Лозовский В.Н. Надежность гидравлических агрегатов / В.Н. Лозовский. – М., 1974. – 320 с.

9. Пат.23343 Україна, МПК7 В23Р 9/00. Пристосування для фрикційно-механічного нанесення покриттів / В.Б. Богуцький, Л.Б.Шрон, В.В. Малигіна. – №u200611891. – Заявл. 13.11.2006; Опубл. 25.05.2007. Бюл. №7.

10. Черкун В.Ю. Гідравлічні системи тракторів / В.Ю. Черкун, В.В. Шипов, І.П. Рябко. – К., 1984. – 144 с.

**ТЕХНОЛОГИЯ ФРИКЦИОННОГО ЛАТУНИРОВАНИЯ  
ПРЕРЫВИСТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЗОЛОТНИКА  
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ**

В. А. Дидур, О. И. Мушкевич

*Аннотация* – предложено приспособление для фрикционного латунирования поверхностей валов с прерывистой поверхностью, приведена схема и принцип работы. В статье отражены результаты эксперимента по фрикционному нанесению латуни на поверхность образца, приведена характеристика нанесенного слоя и режимы обработки.

**TECHNOLOGY OF FRICTION BRASS PLATING  
INTERMITTENT SURFACES OF SPOOL HYDRO DISTRIBUTOR**

V. Didur, O. Mushkevich

*Summary*

A device for friction brass plating's surfaces of shafts with intermittent surface, the scheme and principle. The article reflects the results of the experiment by causing frictional brass on the surface of the sample, the characteristics of the applied layer and processing modes.

УДК 631.354:3:531.314

## МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ЗНАЧЕНЬ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИЧІПНОЇ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Леженкін О. М., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 44-02-74, e-mail: lan2810@mail.ru

**Анотація** – у статті розглянуто методику обґрунтування допустимих значень конструктивних параметрів причіпної збиральної машини з позицій забезпечення стійкого її руху.

**Ключові слова** – збиральна машина, диференціальні рівняння, узагальнені сили, узагальнені координати, конструктивні параметри, стійкість руху.

*Постановка проблеми.* Як відомо основним показником якості роботи зернозбиральних агрегатів є втрати зерна. Якщо збиральний процес виконують агрегати з обчислюючими робочими органами, то мають місце втрати осипом та втрати необчисуванням. Втрати осипом залежать від регулювання робочих органів обчислюючого пристрою та кінематичного режиму обертання обчислюючих барабанів. Втрати необчисуванням залежать від прямолінійності руху збирального агрегату. При відхиленні траєкторії руху збиральної машини від прямолінійності виникають втрати зерна необчисуванням. Для забезпечення стійкості руху збиральної машини виникає проблема обґрунтування її конструктивних параметрів.

*Аналіз останніх досліджень.* Теоретичні основи стійкості руху механічної системи розглянуті Ляпуновим А. М. в роботі [1]. Подальший розвиток теорії стійкості руху отримано в роботах Малкіна І. Г. [2] та Меркіна Д. Р. [3]. У галузі механізації сільськогосподарського виробництва дослідженнями стійкості руху причіпних ґрунтообробних машин займався Василенко П. М. [4, 5]. Динаміка та стійкість руху сільськогосподарських машин та агрегатів розглянута у роботах Гячева Л. В. [6, 7]. Стосовно причіпних зернозбиральних машин динаміка їх руху викладена у роботах [8-11]. Але в цих роботах розглянуті питання побудови динамічних моделей та стійкість руху, але обґрунтування конструктивних параметрів причіпної зернозбиральної машини з обчислюючими робочими органами в них не дається.

*Постановка завдання.* Розглянути динаміку руху причіпної зернозбиральної машини та розробити методику розрахунку її констру-

ктивних параметрів, які забезпечують стійкість руху.

*Основна частина.* Розглянемо рух причіпної збиральної машини обчислюючого типу по плоскій горизонтальній поверхні поля зі швидкістю  $V_0 = \text{const}$ , замінивши при цьому в'язі із трактором і причепом їх реакціями. У відносному русі збиральна машина здійснює плоскопаралельний рух з одним ступенем вільності. На збиральну машину діють наступні сили й моменти сил (рис. 1) [12, 13]:

$\bar{T}_{L_1}$  і  $\bar{T}_{L_2}$  – сили пружності шин лівого та правого коліс збиральної машини;

$M_{L_1}$  і  $M_{L_2}$  – моменти сил пружності шин лівого та правого коліс збиральної машини;

$\bar{S}_{L_1}$  і  $\bar{S}_{L_2}$  – сили опору лівого та правого коліс збиральної машини;

$\bar{R}'_{C_1}$  – реакція в'язей із трактором;

$\bar{R}_{C_2}$  – реакція в'язі із причепом-візком для збирання обчисаного вороху;

$\bar{R}_D$  – головний вектор сил опору обчисуванню.

Для складання диференціального рівняння руху збиральної машини використаємо рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах [14]. В якості узагальненої координати приймаємо кут  $\varphi_2$  (рис. 1).

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_3 \quad (1)$$

Визначаємо кінетичну енергію збиральної машини:

$$T_{y.m.} = \frac{1}{2} \cdot (I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2)^2 \quad (2)$$

де  $I_{C_1}$  – момент інерції збиральної машини відносно вертикальної осі, що проходить через точку причепа  $C_1$ .

Знаходимо узагальнену силу  $Q_3$ , для чого повернемо збиральну машину на кут  $\delta\varphi_2$  і визначимо суму елементарних робіт

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{T}_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{S}_{L_2}) + \\ & + \delta A_{\varphi_2}(M_{L_1}) + \delta A_{\varphi_2}(M_{L_2}) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_D) + \delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2}), \end{aligned} \quad (3)$$

де  $\delta A_{\varphi_2}(\bar{R}_{C_2})$  – елементарна робота сили реакції в'язі із причепом-візком при повороті збиральної машини на кут  $\delta\varphi_2$ .

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot \ell \cdot \delta\varphi_2 - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - \\ & - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L \cdot \delta\varphi_2 - S_L \cdot (p + \ell \cdot \delta\varphi_2) \cdot \delta\varphi_2 - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M \cdot \delta\varphi_2 + \\ & + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \cdot \delta\varphi_2, \end{aligned} \quad (4)$$

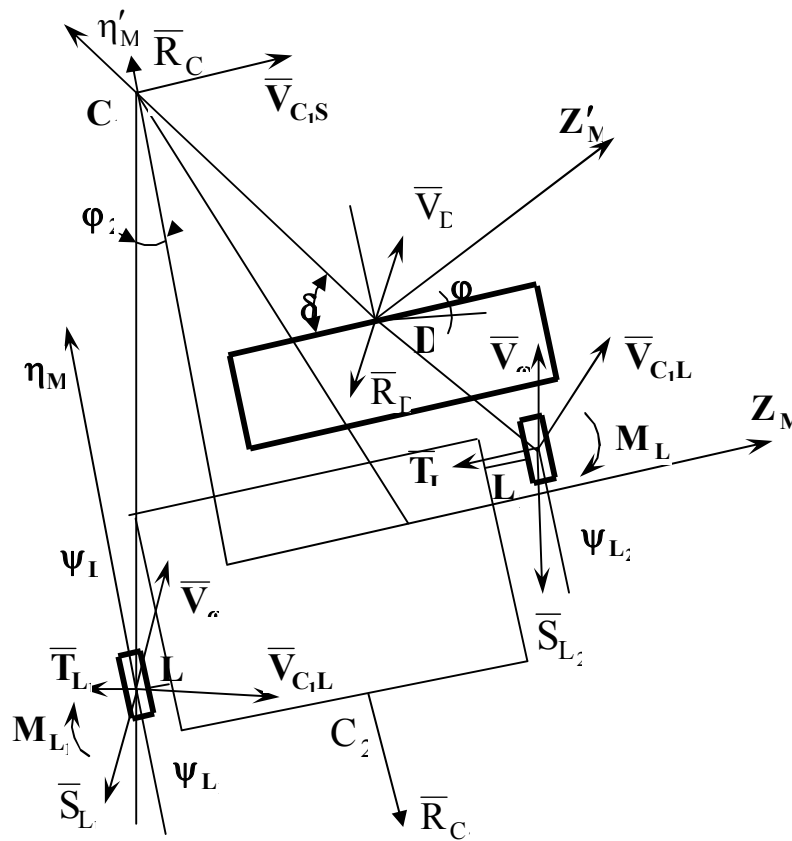


Рис. 1. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні в'язів їх реакціями

де  $l$  – відстань коліс збиральної машини до точки її приєднання до трактора;

$n$  – відстань від точки  $C_1$  з'єднання машини з трактором до точки  $C_2$  приєднання причепа-візка до збиральної машини;

$p$  – відстань від центрів лівого і правого коліс збиральної машини.

Розділимо почленно вираз (4) на  $\delta\varphi_2$  та отримаємо значення узагальненої сили  $Q_3$

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi_2} = & -T_L \cdot l - T_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} - 2M_L - S_L \cdot l \cdot \psi_L - S_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} \cdot \psi_L - \\ & - S_L \cdot (p + l \cdot \delta\varphi_2) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \end{aligned} \quad (5)$$

Для складання диференціального рівняння (1) необхідно знайти частинні похідні від кінетичної енергії збиральної машини по узагальнених координатах і по узагальнених швидкостях.

Знаходимо частинну похідну від кінетичної енергії збиральної машини по узагальненій координаті

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (6)$$

Визначаємо частинну похідну від кінетичної енергії по узагаль-

неній швидкості

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = I_{C_1} \cdot \dot{\varphi}_2. \quad (7)$$

Диференціюємо за часом вираз (7)

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right] = I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (8)$$

Підставляємо вирази (8), (6) і (5) у рівняння (1)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -T_L \cdot \ell - T_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2M_L - S_L \cdot \ell \cdot \psi_L - S_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \psi_L - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (9)$$

Використовуючи вираження для визначення деформацій, кутів закручування, а також моментів сил деформацій рівняння (9) можна представити у вигляді

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -C_L \cdot \ell \cdot \Delta_L - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \cdot \Delta_L - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \Delta_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \Delta_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (10)$$

Перетворимо отримане рівняння (10)

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 = \Delta_L (-C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) - R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n. \quad (11)$$

Введемо позначення

$$L = -C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}. \quad (12)$$

В результаті отримаємо

$$I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n = \Delta_L \cdot L. \quad (13)$$

Вирішимо отримане рівняння (13) відносно  $\Delta_L$

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + R_D \cdot C_R \cdot \gamma_M + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}, \quad (14)$$

де  $\gamma_M$  – кут між вектором швидкості точки D (центра опору обчислюючих барабанів збиральної машини) і віссю  $O_1Y_1$ .

Підставимо значення кута  $\gamma_M$  в рівняння (11)

$$\Delta_L = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}. \quad (15)$$

Диференціюємо за часом вираз (15)

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L}. \quad (16)$$

У той же час, виходячи із залежності

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + a \cdot \dot{\varphi}_1 + \ddot{X}_{S_1} + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell.$$

Якщо зневажати узагальненими швидкостями  $\dot{\varphi}_1$  й  $\dot{X}_{S_1}$ , то отримаємо

$$\frac{d\Delta_L}{dt} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell. \quad (17)$$

Порівняємо праві частини виражень (16) і (17)

$$\frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} = -V_0 \cdot k_L \cdot \Delta_L + V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell. \quad (18)$$

Підставимо в рівняння (18) значення деформацій шин коліс збиральної машини  $\Delta_L$

$$\begin{aligned} \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n}{L} &= V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot \frac{I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n}{L}. \end{aligned} \quad (19)$$

Перетворимо рівняння (19)

$$\begin{aligned} I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \dot{\varphi}_2 + \ddot{\varphi}_2 \cdot C_R) + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n &= V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot \left( I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R}{V_0} (V_0 \cdot \varphi_2 + \dot{\varphi}_2 \cdot C_R) - R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n \right), \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} \ddot{\varphi}_2 + R_{C_2} \cdot \dot{\varphi}_2 \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot \dot{\varphi}_2 &= V_0 \cdot \varphi_2 \cdot L + \dot{\varphi}_2 \cdot \ell \cdot L - \\ -V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot \varphi_2 \cdot n - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot \varphi_2 - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L \cdot \dot{\varphi}_2. \end{aligned}$$

Остаточно отримуємо диференціальне рівняння виду [12]

$$C_0 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_1 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_2 \cdot \varphi_2 + C_3 \cdot \varphi_2 = 0, \quad (20)$$

де

$$\begin{aligned} C_0 &= I_{C_1}; C_1 = \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1}, \\ C_2 &= R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L, \\ C_3 &= -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L. \end{aligned} \quad (21)$$

Вираження (21) є коефіцієнтами диференціального рівняння (20).

Складемо характеристичне рівняння для диференціального рів-

няння (20). Для складання характеристичного рівняння приймемо  $\varphi_2 = \gamma \cdot e^{\lambda t}$  та підставимо його в рівняння (20)

$$\begin{aligned} C_0 \cdot \gamma \cdot \lambda^3 \cdot e^{\lambda t} + C_1 \cdot \gamma \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda t} + C_2 \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot e^{\lambda t} + C_3 \cdot \gamma \cdot e^{\lambda t} = \\ = \gamma \cdot e^{\lambda t} (C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3) = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Так як  $\gamma \cdot e^{\lambda t} \neq 0$ , то розділимо рівняння (21) на  $\gamma \cdot e^{\lambda t}$ , в результаті отримаємо

$$C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3 = 0. \quad (22)$$

Рівняння (22) є характеристичним рівнянням диференціального рівняння (20). Значення коефіцієнтів характеристичного рівняння  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  і  $C_3$  збігаються зі значеннями коефіцієнтів диференціального рівняння (20).

Відповідно до критерія Гурвіца [2, 3] стійкість руху машини забезпечується, якщо

$$C_0 > 0, \quad C_1 > 0, \quad C_2 > 0, \quad C_3 > 0, \quad \text{а також } C_1 C_2 - C_3 C_0 > 0. \quad (23)$$

Стосовно до розглянутого випадку для стійкого руху збиральної машини повинні виконуватися наступні нерівності:

$$\begin{aligned} I_{C_1} > 0, \\ \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} > 0, \\ R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > 0, \\ -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L > 0, \\ R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_{C_2} \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot L + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R + \\ + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot L - \\ - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0 \cdot L \cdot I_{C_1} > 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Для визначення конструктивних параметрів збиральної машини (рис. 2) використаємо систему нерівностей (24).

Проаналізуємо нерівності (24). Перші дві нерівності виконуються при будь-яких умовах, так як величини, що входять у них, позитивні. З четвертої нерівності виражаємо область значень відстані  $n$  між точками з'єднання збиральної машини та причепа-візка

$$n > \frac{L - R_D \cdot C_R \cdot k_L}{k_L \cdot R_{C_2}}. \quad (25)$$

Підставляємо значення  $L$  в третю нерівність

$$\begin{aligned} R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > -C_L \cdot \ell^2 - C_L \cdot \ell^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - \\ - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \ell - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}. \end{aligned} \quad (26)$$

Вирішимо нерівність (26) відносно  $p^2$



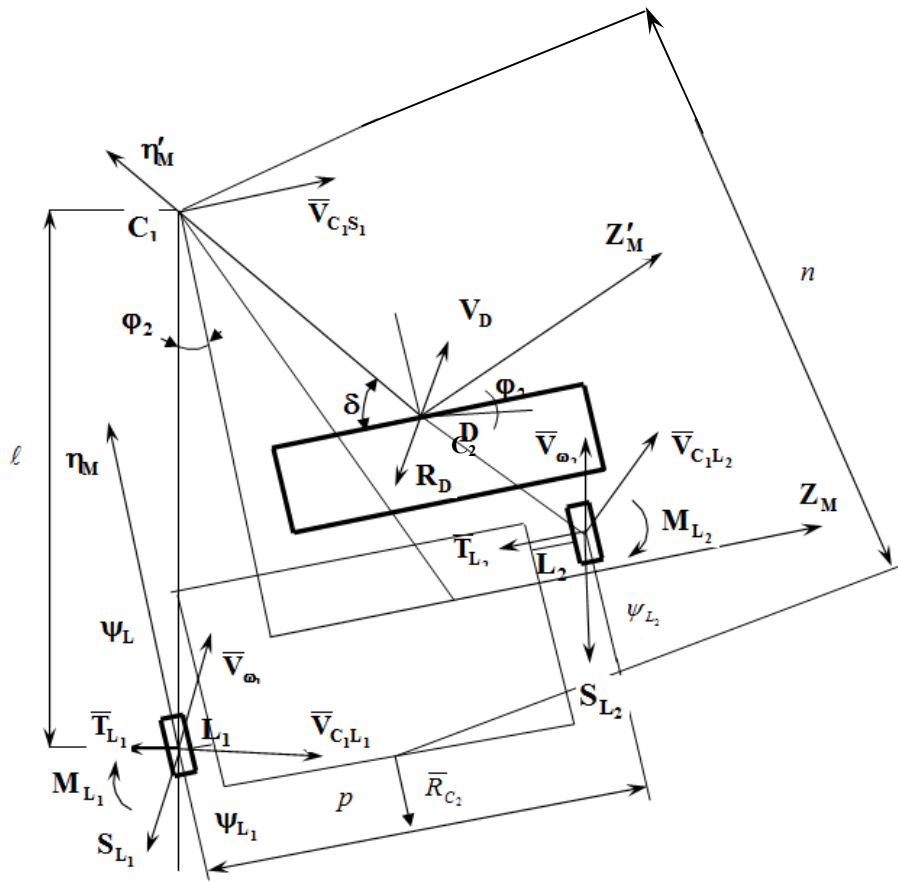


Рис. 2. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні в'язів їх реакціями

$$p^2 < \ell^2 - \left[ \frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \quad (27)$$

$$* \left( R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \ell \cdot \ell \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right)^2$$

В п'яту нерівність системи (24) також входить L, після її підстановки, нерівність прийме вигляд

$$R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + V_0^2 \cdot I_{C_1} \cdot (-C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) > 0. \quad (28)$$

Так як у нерівності (28) пошукова величина  $\ell$  знаходиться під коренем, то перетворимо вираз  $\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}$  використовуючи при цьому нерівність (28)

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} = & (R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_{C_2} \cdot V_0 \cdot C_L \cdot \ell - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - \\ & - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L^2 \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + \\ & + \ell^2 \cdot C_L \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + 2 \cdot k_L^2 \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 \cdot \ell + \\ & + S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0 / \ell \cdot (C_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - \\ & - C_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - S_L \cdot \ell \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0). \end{aligned} \quad (29)$$

Після підстановки виразу (29) у нерівність (28) отримаємо нерівність, яку розв'язуємо відносно  $\ell$

$$\ell > \frac{C_R^2 \cdot R_D}{k_L \cdot (k_L \cdot I_{C_1} \cdot V_0^2 + C_R^2 \cdot R_D)}. \quad (30)$$

Тоді можна визначити область значень  $p$

$$\begin{aligned} p < \left\{ \ell^2 - \frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2})^2} \right\}^* \\ * \left( -C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \right. \\ \left. + \ell^2 \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right)^{1/2}. \end{aligned} \quad (31)$$

**Висновки.** У результаті проведених аналітичних досліджень динаміки причіпної зернозбиральної машини з обчісуючими робочими органами отримана методика, сутність якої полягає в наступному:

– за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду в узагальнених координатах складається диференціальне рівняння відносного руху машини;

– складається характеристичне рівняння для отриманого диференціального рівняння;

– відповідно до теореми Гурвіца записуються умови стійкості руху машини (23), використовуючи які складається система нерівностей (24);

– розв'язуються нерівності (24) відносно конструктивних параметрів і отримуються їх допустимі значення.

#### Література

1. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 479 с.
2. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения / И. Г. Малкин. – М.: Наука, 1966. – 530 с.
3. Меркин Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д. Р. Меркин. – М.: Наука, 1971. – 312 с.
4. Василенко П. М. Элементы теории устойчивости движения

прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / *П. М. Василенко* // Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – С. 73-92.

5. *Василенко П. М.* О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники / *П. М. Василенко*. – М.: Бюл. технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 230 с.

6. *Гячев Л. В.* Динамика машино-тракторных агрегатов / *Л. В. Гячев*. – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета, 1976. – 192 с.

7. *Гячев Л. В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / *Л. В. Гячев*. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

8. *Леженкин А. Н.* Дифференциальные уравнения движения уборочного агрегата / *А. Н. Леженкин* // Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: междунар. науч. конф. – Ярославль, 2004. – Ч. III. – С. 107-117.

9. *Леженкин А. Н.* Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / *А. Н. Леженкин* // Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 2004. – №12. – С. 24-25.

10. *Леженкин О. М.* Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу / *О. М. Леженкин* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 42. – С. 91-101.

11. *Леженкин А. Н.* Дифференциальные уравнения прицепа уборочного агрегата при прямолинейном и равномерном движении центра масс трактора / *А. Н. Леженкин* // Механизация и электрификация технологических процессов АПК / Известия междунар. академии аграрного образования. – СПб., 2008. – Вып. 6. Т. 1. – С. 76-84.

12. *Леженкин О. М.* Дифференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини / *О. М. Леженкин* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; КНТУ. – Кіровоград, 2010. – Вип. 40. Т. II. – С. 57-65.

13. *Леженкин А. Н.* Анализ устойчивости движения прицепной уборочной машины очесывающего типа / *А. Н. Леженкин* // Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК; Известия международной академии аграрного образования. – СПб., 2008. – Вып. 7. Т. 1. – С. 110-115.

14. *Булгаков В. М.* Інженерна механіка: підручник / *В. М. Булгаков, О. І. Литвинов, Д. Г. Войтюк*; за ред. *В. М. Булгакова*. – Вінниця: Нова книга, 2006. – Ч. I. Теоретична механіка. – 504 с.

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ ЗНАЧЕНИЙ  
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИЦЕПНОЙ  
УБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

А. Н. Леженкин

*Аннотация* – в статье рассматривается методика обоснования допустимых значений конструктивных параметров прицепной уборочной машины с позиций обеспечения ее устойчивого движения.

**METHOD FOR DETERMINING ALLOWABLE VALUE  
DESIGN PARAMETERS TRAILED SWEEPER**

A. Lezhenkin

*Summary*

The article discusses the methodology, rationale mykh admissible values of design parameters trailed harvester in terms of ensuring its sustainable movement.

УДК. 631.362.3.004.4

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ПОСЛЕУБОРОЧНОЙ ОБРАБОТКИ ЗЕРНА**

Михайлов Е.В., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-12-65, e-mail: evgenii1958@mail.ru

**Аннотация** – в статье представлен алгоритм моделирования процессов функционирования технических средств послеуборочной обработки зерна.

**Ключевые слова** – моделирование, послеуборочная обработка зерна (ПУОЗ), техническая оснащенность (ТО).

*Постановка проблемы.* К перечню важнейших технологических требований, предъявляемых к ПУОЗ входят поточность (критерий минимума затрат), качество обрабатываемой продукции и показатель потерь зерна. При рациональном обосновании основных параметров ЗОМ и агрегатов могут быть правильно организованы технологические процессы, которые отвечают этим требованиям. При этом учитывается сложный характер взаимодействия уборочной техники (поступление исходного материала на зернокомплексы), транспортных средств и машин для ПУОЗ, погодных условий и характеристик зерновых материалов – засоренности, влажности, натуры и др.

Вышеупомянутые особенности предусматривают необходимость в системном подходе и использовании вероятностных методов системного анализа, в частности, имитационного моделирования – одного из наиболее мощных и универсальных методов изучения процесса функционирования объектов сложной структуры [1].

*Анализ последних исследований.* Суть системного подхода заключается в том, что исследователи изучают поведение системы в целом, а не концентрируют свое внимание на отдельных ее элементах.

В этом случае рассматривается факт, что даже если каждый элемент или подсистема имеют оптимальные конструктивные или функциональные характеристики, то поведение всей системы может оказаться нерациональной из-за взаимодействия между элементами и подсистемами. Системный подход при изучении поведения больших (сложных) систем изложен в работе Н. П. Бусленко [2, 3].

Анализ механизированных процессов в растениеводстве и жи-

вотноводстве, проведенный С. В. Кардашевским, Л. В. Погорелым и др. [2, 3], позволяет сформулировать основные характерные особенности сложных систем относительно комплексов сельскохозяйственных машин, использованных для осуществления этих процессов [4]:

- наличие иерархической структуры – принципиальная возможность расчленения системы на взаимодействующие между собой элементы и подсистемы, которые выполняют разные технологические, организационные и производственные функции;

- стохастический характер процессов функционирования подсистем и элементов, который заключается в их взаимодействии с постоянно и случайным образом меняющимися факторами внешней среды и внутренними возмущениями;

- наличие общей для системы целенаправленной задачи и конкурирующих целей функционирования подсистем при наложении ограничений технического, технологического и экономического характера;

- систематическая направленность системы управления на достижение определенных показателей эффективности путем целенаправленного влияния обслуживающего персонала.

Для комплексов ПУОЗ в разной мере характерны все изложенные черты, что позволяет рассматривать процессы их функционирования, как процессы сложных систем.

*Цель исследования* – создание теоретических основ для моделирования и обеспечения эффективной работы технических объектов (систем) в процессе их эксплуатации.

*Задачи:*

- систематизация нарушений работоспособности технической оснащённости системы ПУОЗ и оптимизация параметров технологических линий;

- прогнозирование отдельных блоков системы ТО на стадиях проектирования информационных систем.

*Основная часть.* Сроки реализации процесса ПУОЗ в значительной мере зависят от погодных условий. Для уборочного сезона каждого года формируется свой конкретный график выполнения работ. Состав средств ТО может изменяться в зависимости от условий года уборки, что еще раз подтверждает необходимость учета вероятностной природы условий формирования сроков ПУОЗ.

В работах В. Г. Еникеева и П. Л. Пашичева [6, 7] структура и состав средств ТО обоснованы в результате выполнения следующего ряда формализованных процедур:

- вероятностная процедура формирования сроков проведения механизированных работ области для ряда лет (размер ряда должен обеспечивать заданную достоверность оценочных показателей, обус-

ловленных в следующих процедурах);

– оптимизация состава и структуры средств ТО растениеводства для каждого из вариантов графиков выполнения работ, сформированных на предыдущем этапе расчета;

– построение плотности распределения оценочных показателей, полученных в результате оптимизации ряда графиков выполнения работ по обоснованию структуры и состава средств ТО.

Цели, методы и средства решения иерархической схемы задачи обоснования уровня ТО могут быть разработаны иначе. Так, предлагается найти несколько отличных схем, построенных по технологическим и территориальным принципам, которые охватывают более высокие уровни (техническую оснащенность природно-экономической зоны, района, региона и т.д.) и построенные по технологическим и территориальным принципам.

Для решения задач на каждом уровне используются показатели качества, которые отображают эффективность функционирования машин и агрегатов [6-8].

Как основной показатель эффективности сельскохозяйственных агрегатов следует считать условие:

$$E \in E_{\text{доп}}, \quad (1)$$

где  $E = Y - Y_n$  – случайный вектор отклонений функции результатов работы агрегата  $Y$  от некоторой заданной функции  $Y_n$ , что показывает, как он должен работать;

$E_{\text{доп}}$  – допустимая область отклонений.

Способность агрегата выполнять заданные операции на уровне не ниже заданного на протяжении определенного промежутка времени определяет оценку эффективности его функционирования.

При решении задач на всех уровнях, кроме показателей эффективности функционирования средств ТО, важное значение имеет показатель приведенных затрат на единицу продукции.

При исследовании любой сложной системы Н. П. Бусленко [5, 9] предлагает два способа:

- обработка данных натурального эксперимента;
- метод моделирования процесса функционирования систем.

Экспериментальное исследование при этом должно придерживаться следующих условий:

- система допускает изменение режимов функционирования, необходимых для решения задачи;
- существует возможность фиксации всей необходимой информации при допустимых затратах;
- фиксация и обработка этой информации в реальном масштабе времени позволяют накопить достаточный объем данных;
- изменение режимов функционирования оборудования при

проведении эксперимента не ведет к значительным потерям, аварии и другим нежелательным последствиям.

Наиболее целесообразным, на наш взгляд, является соединение экспериментального и математического методов моделирования.

Для систем, образованных из зависимых по восстановлению подсистем учитывается дисциплина обслуживания элементов – приоритет обслуживания, т.е. порядок выполнения рассмотренных операций. Описание функционирования системы осуществляется с помощью построения графа состояния и составления системы линейных алгебраических и дифференциальных уравнений.

Математическая модель функционирования системы может быть представлена следующим алгоритмом.

Пусть  $E$  – множество всех состояний системы,  $E_+$  – множество исправных,  $E_-$  – множество отказов состояний,  $p_i(t)$  – вероятность пребывания системы в момент времени  $t$  в состоянии  $i$ ,  $i \in E$ ;  $\lambda_{i,j}$  – интенсивность перехода из состояния  $i$  в состояние  $j$ . Если состояние  $i$  в состоянии  $j$  отсутствует, то  $\lambda_{i,j} = 0$ .

Система линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, описывающая процесс функционирования листингом программ в пакете MathCad – решение системы уравнений методом Рунге – Кутты определяет вероятности функционирования системы и имеет вид:

$$p'_i(t) = -\sum_{j \in E} \lambda_{i,j} p_i(t) + \sum_{j \in E} \lambda_{j,i} p_j(t), \quad i \in E \quad (2)$$

$p'_i(t) = \frac{dp_i(t)}{dt}$  – производная по времени.

Предполагая, что в момент времени  $t=0$  система полностью исправна, начальные условия функционирования имеют вид

$$p_0(0) = 1, \quad p_i(0) = 0, \quad i \in E \setminus \{0\}.$$

Решение системы (2) с заданными начальными условиями позволяет найти вероятность безотказной работы  $P(t)$  технической системы за время  $t$  при условии, что все состояния отказа являются поглощающимися

$$P(t) = \sum_{i \in E_+} p_i(t). \quad (3)$$

Для определения среднего времени безотказной работы по графу состояний (рис. 1) составляется система линейных алгебраических уравнений относительно времени пребывания технической системы в неисправных состояниях  $\tau_i$

$$-\sum_{j \in E} \lambda_{i,j} \tau_i + \sum_{j \in E} \lambda_{j,i} \tau_j = -p_i(0), \quad i \in E_+. \quad (4)$$

Суммарный риск системы за время  $t$  находится по формуле:



$$R(t) = -\sum_{i \in E} r_{k(i)} p_i(t), \quad (5)$$

где  $r_{k(i)}$  – риск системы из-за отказа  $i$ -го элемента.

Рассмотрим структурную схему возможных вариантов последовательности основных технологических процессов послеуборочной обработки и складирования товарного зерна и семян [1].

Основное технологическое оборудование делится на две группы: машины для обработки ненормализованного (свежеубранного или частично подработанного) и машины для обработки нормализованного (предварительно очищенного и высушенного) зерна. К первой группе относятся машины для предварительной очистки зерна и его сушки, а ко второй – для окончательной очистки и сортирования материала. Условия работы машин второй группы более благоприятны, чем первой.

Оборудование на предприятиях расставляют таким образом, чтобы технологические операции выполнялись последовательно и тем самым обеспечивалось доведение зернового материала до посевных, базисных или ограничительных кондиций за один пропуск или проход [10].

Описание функционирования системы представляет граф возможных вариантов последовательности основных технологических процессов послеуборочной обработки и складирования товарного зерна и семян (рис. 1).

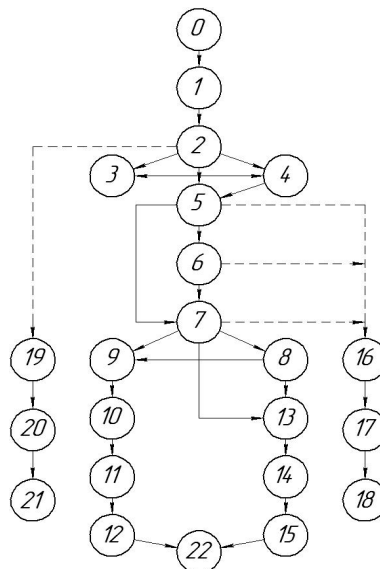


Рис. 1. Граф возможных вариантов последовательности основных технологических процессов послеуборочной обработки и складирования товарного зерна и семян

Функционирование системы ПУОЗ представлено следующими технологическими операциями: 0 – взвешивание вороха; 1 – разгрузка вороха; 2 – предварительная очистка; 3 – временное хранение, актив-

ное вентилирование; 4 – сушка; 5 – первичная очистка; 6 – вторичная очистка; 7 – триерование; 8 – очистка на пневмосортировальном столе; 9 – затаривание и взвешивание мешков; 10 – зашивание и укладывание мешков; 11 – перевозка мешков; 12 – укладка мешков в зернохранилище; 13 – загрузка и взвешивание авто; 14 – перевозка зерна; 15 – загрузка в зернохранилище; 16 – загрузка и взвешивания фуража; 17 – перевозка зернофуража; 18 – складирование фуража; 19 – загрузка незерновых отходов; 20 – перевозка отходов; 21 – утилизация отходов; 22 – хранение зерна.

Система последовательности основных технологических процессов послеуборочной обработки и складирования товарного зерна и семян представляется в виде дифференциальных уравнений.

*Выводы.* Описание функционирования системы осуществляется с помощью построения графа состояний и системы линейных алгебраических и дифференциальных уравнений, в результате чего получают листинг программ в пакете MathCad – решение системы уравнений методом Рунге – Кутты и определяют вероятности функционирования системы. Это позволяет обосновать параметры технической оснащённости послеуборочной обработки зерна.

#### *Литература*

1. Михайлов Є. В. Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України / Є. В. Михайлов. – Мелітополь: Люкс, 2012. – 260 с.
2. Испытания сельскохозяйственной техники // С. В. Кардашевский, Л. В. Погорельый, Г. М. Фудиман, П. И. Лобко, В. В. Брей. – М.: Машиностроение, 1979. – 288 с.
3. Погорельый Л. В. Инженерные методы испытания сельскохозяйственных машин / Л. В. Погорельый. – К.: Техника, 1981. – 185 с.
4. Елизаров В. П. Предприятия послеуборочной обработки и хранения зерна (расчет на ЕОМ) / В. П. Елизаров. – М.: Колос, 1977. – 216 с.
5. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко. – М.: Наука, 1968. – 365 с.
6. Еникеев В. Г. Вопросы совершенствования технической оснащённости сельского хозяйства / В. Г. Еникеев // Науч. труды ЛСХИ. – Л., 1976. – Т. 301. – С. 16-27.
7. Пашичев П. Л. Оценка качества технической оснащённости сельскохозяйственного производства с учетом вероятностных параметров / П. Л. Пашичев // Науч. труды ЛСХИ. – Л., 1980. – Т. 388. – С. 27-29.
8. Лурье А.Б. Основы теории эффективности функционирования рабочих процессов сельскохозяйственных машин и их систем управления / А. Б. Лурье // Науч. труды ЛСХИ. – Л., 1981. – Т. 415. – С. 3-6.
9. Бусленко В. Н. Автоматизация имитационного моделирования

сложных систем / В.Н. Бусленко. – М.: Наука, 1977. – 249 с.

10. Михайлов Є.В. Методология обоснования состава и функциональных параметров технических средств послеуборочной обработки зерна (на примере Юга Украины): дис...докт. техн. наук / Є.В. Михайлов. – Мелитополь, 2014. – 413 с.

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПІСЛЯЗБИРАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНА**

Є.В. Михайлов

***Анотація*** – в статті представлений алгоритм моделювання процесів функціонування технічних засобів післязбиральної обробки зерна.

## **SIMULATION OF THE OPERATION OF TECHNICAL MEANS POSTHARVEST PROCESSING OF GRAIN**

E. Mikhailov

### ***Summary***

**The article presents a simulation algorithm of the functioning of technical means postharvest processing of grain.**

УДК. 631.362.3:631.1

## АЕРОДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ СКЛАДОВИХ ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ СОНЯШНИКУ

Михайлов Є.В., д.т.н.,

Задосна Н.О., аспірантка\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-21-32, e-mail: evgenii1958@mail.ru

**Анотація** – в роботі представлено аналіз результатів визначення критичних швидкостей складових олійної сировини соняшника.

**Ключові слова** – насіння соняшнику, критична швидкість, коефіцієнт парусності, складові олійної сировини соняшнику.

*Постанова проблеми.* Насінневий ворох соняшнику, що надходить з бункера комбайна, в більшості випадків має підвищену вологість і містить значну кількість домішок. При рекомендованих строках збирання вологість насіння становить 12 ... 14%, вміст води в стеблах – 37 ... 52%; в кошиках – 57 ... 68% [1]. Тому, потрапляючи в бункер з сухим насінням, рослинні залишки зволожують їх. Здавати таке насіння на приймальні пункти або маслозаводи недоцільно, що вимагає їх обов'язкового попереднього очищення, сушки, так як в іншому випадку це призводить до самозігрівання, псуванню, розвитку шкідників і хвороб, підвищення кислотності, на усунення чого потрібні значні витрати [2].

На початковому етапі очистки найбільш часто поділ складових вороха насіння соняшнику відбувається з урахуванням його аеродинамічних властивостей та особисто критичних швидкостей вітання. Високопродуктивні машини попереднього очищення зерна, як правило, [3-5] використовують принцип поділу частинок в повітряному потоці. Незважаючи на широке використання явища руху матеріальних частинок в сучасних зерноочисних машинах, пов'язаних з сепарацією складових зернового вороху, кількісні закономірності руху тіл з урахуванням опору повітряного середовища і сьогодні потребують досліджень [6]. Особливо це відноситься до вороху насіння соняшнику та його складових, вивчення яких недостатня, що робить проблему післязбиральної обробки соняшнику актуальною.

*Аналіз останніх досліджень.* Ворох насіння соняшнику складає

суміш насіння основної культури, сміттєвих та олійних домішок [7].

До бур'янистим домішок відносять: весь прохід крізь сито з вічками діаметром 3,0 мм; мінеральну домішку – грудочки землі, гальку, шлаки і т.п; ор-ганічну домішку – лушпиння, залишки листя, стебел, кошиків і т.п; порожні насіння без ядра; насіння всіх диких і культурних рослин; насіння соняшнику з зіпсованим ядром чорного кольору.

До олійним домішок відносять у залишку на ситі з вічками діаметром 3,0 мм: щуплі, травмовані насіння соняшнику (повністю або частково обвалені, биті, роздавлені, з неміцним лушпинням), дроблені (із залишками ядра менше половини).

Вивчення аеродинамічних характеристик компонентів насіння основної культури, засмічених і олійних домішок в значній мірі дають оснований і передумови до проектування машин, які забезпечать виконання агротехнічних вимог [8-10].

Одна з таких робіт [11] присвячена моделюванню процесу сепарації насіння соняшнику у вертикальному пневматичному каналі повітряно-решетної зерноочисної машини, де вирішувалася специфічне завдання визначення значень критичної швидкості фрагментів стебел, кошиків, обрушеного насіння та насіння соняшнику різної товщини при його сходженні з решета.

В роботі [12] представлено дослідження сепаратора, де одне з головних завдань дослідження ставилося вивчення фізико-механічних властивостей і аеродинамічних характеристик насіння соняшнику стосовно до інерційно-повітряному процесу поділу.

Інтерес представляє робота теоретичного плану [13], де наведено аналіз коефіцієнтів аеродинамічного опору насіння, визначено поправочний коефіцієнт, що враховує форму частинок зернового матеріалу для визначення коефіцієнта опору зернівок. Встановлено, що коефіцієнти опору повітряному потоку насіння основних зернових культур мають тісний зв'язок з критерієм Рейнольдса, а об'ємний фактор форми насіння має тісний кореляційний зв'язок з їх критерієм сферичності.

*Мета досліджень.* Визначення значень критичних швидкостей насіння соняшнику та його складових, що надходять на зерноочисні комплекси сільгоспідприємств та олійноекстракційні заводи півдня України.

*Основна частина.* Аналіз рисунка 1 показує, що критична швидкість вітання повноцінного насіння  $V_{кр.нп.}$  знаходиться в широкому діапазоні. Так його мінімальне математичне очікування склало  $V_{кр.нп.(ср)}^{min}=4,124\text{мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нп.(min)}^{min}=3,186\text{мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нп.(max)}^{min}=5,108\text{мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нп}^{min} = 0,44\%$  і коефіцієнті варіації  $v_{нп}^{min}=10,63\%$ . Діапазон мінімальної критичної швидкості повноцінного насіння склав  $2\text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта

варіації. Максимальне математичне очікування склало  $V_{кр.нп.(ср)}^{max} = 6,659 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нп.(min)}^{max} = 5,385 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нп.(max)}^{max} = 7,71 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нп}^{max} = 0,60\%$  і коефіцієнті варіації  $\nu_{нп}^{max} = 9,03\%$ . Діапазон максимальної критичної швидкості повноцінного насіння склав більше  $2 \text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації. Діапазон критичної швидкості витання повноцінного насіння склав від  $V_{кр.нп.(min)}^{min} = 3,186 \text{ мс}^{-1}$  до  $V_{кр.нп.(max)}^{max} = 7,71 \text{ мс}^{-1}$ .

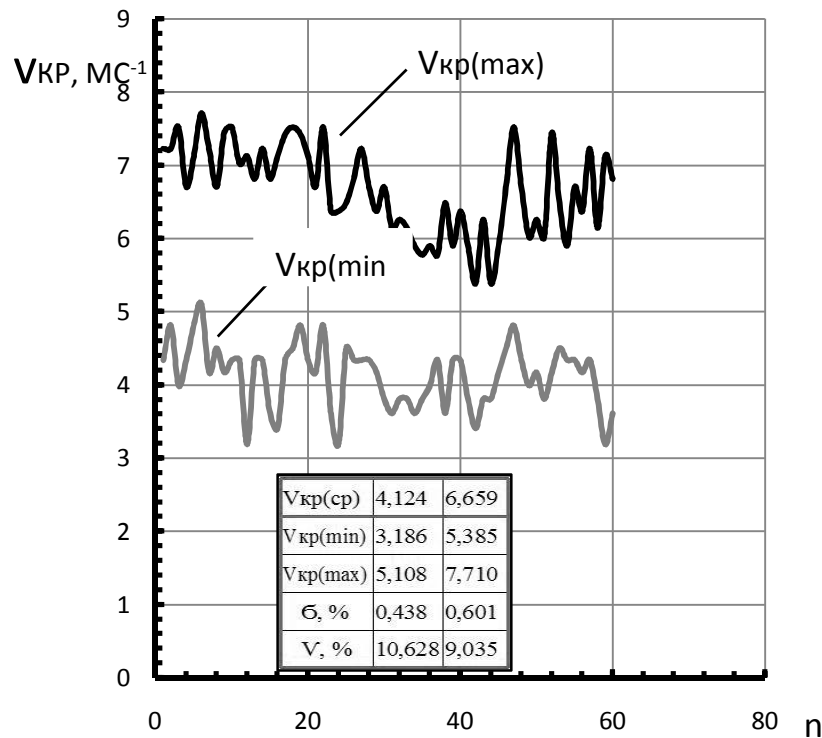


Рис. 1. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання повноцінного насіння

Олійна домішка включає в себе щуплі (рис. 2), подрібнені (рис. 3) та пошкоджені насіння (рис. 4).

Мінімальне математичне очікування щуплого насіння склало  $V_{кр.нщ.(ср)}^{min} = 3,674 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нщ.(min)}^{min} = 3,186 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нщ.(max)}^{min} = 4,341 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нщ}^{min} = 0,401\%$  і коефіцієнті варіації  $\nu_{нщ}^{min} = 10,914\%$ . Максимальне математичне очікування склало  $V_{кр.нщ.(ср)}^{max} = 5,628 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нщ.(min)}^{max} = 4,316 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нщ.(max)}^{max} = 6,257 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичне відхилення  $\sigma_{нщ}^{max} = 0,837 \text{ мс}^{-1}$  і коефіцієнті варіації  $\nu_{нщ}^{max} = 7,258\%$ .

Мінімальне математичне очікування подрібненого насіння склало  $V_{кр.нд.(ср)}^{min} = 4,079 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нд.(min)}^{min} = 2,085 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нд.(max)}^{min} = 5,648 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні

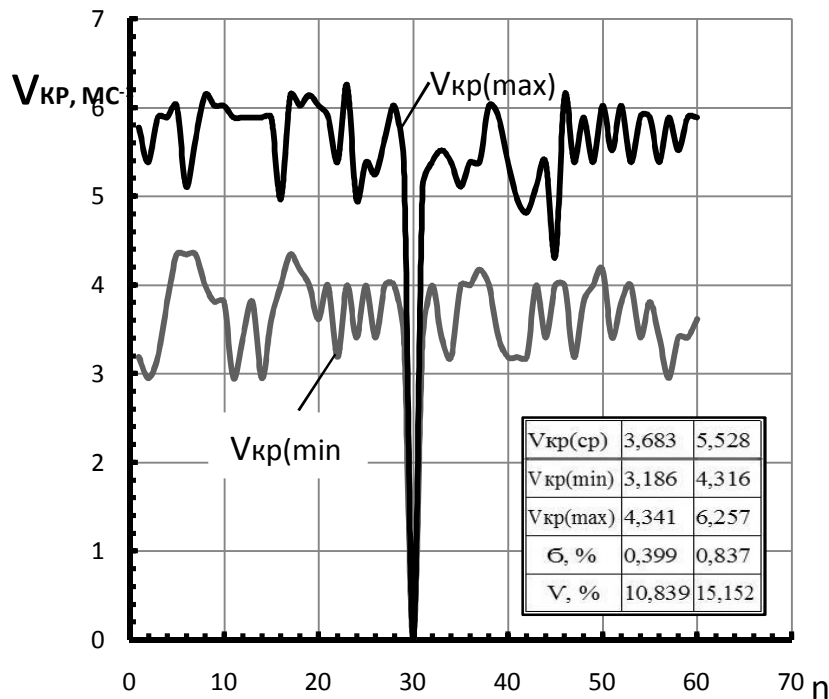


Рис. 2. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання щуплого насіння

$\sigma_{нд}^{min} 0,766\%$  і коефіцієнті варіації  $v_{нд}^{min}=18,79\%$ . Максимальне математичне очікування склало  $V_{кр.нд.(ср)}^{max} = 5,956\text{мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нд.(min)}^{max} = 3,186\text{мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нд.(max)}^{max} = 7,123\text{мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нд}^{max} = 0,885\%$ ,  $v_{нд}^{max} = 14,86\%$ .

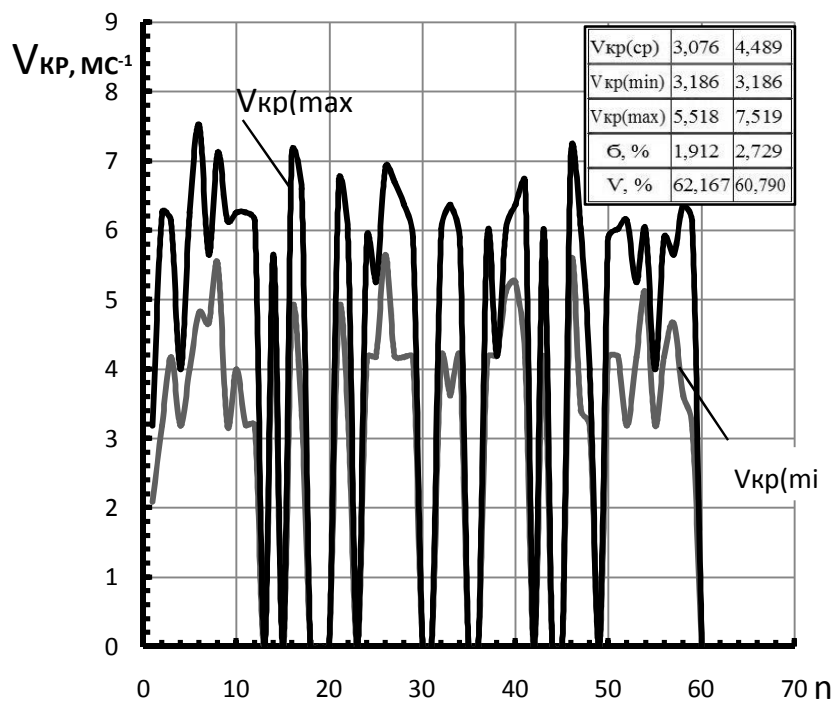


Рис. 3. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання подрібненого насіння

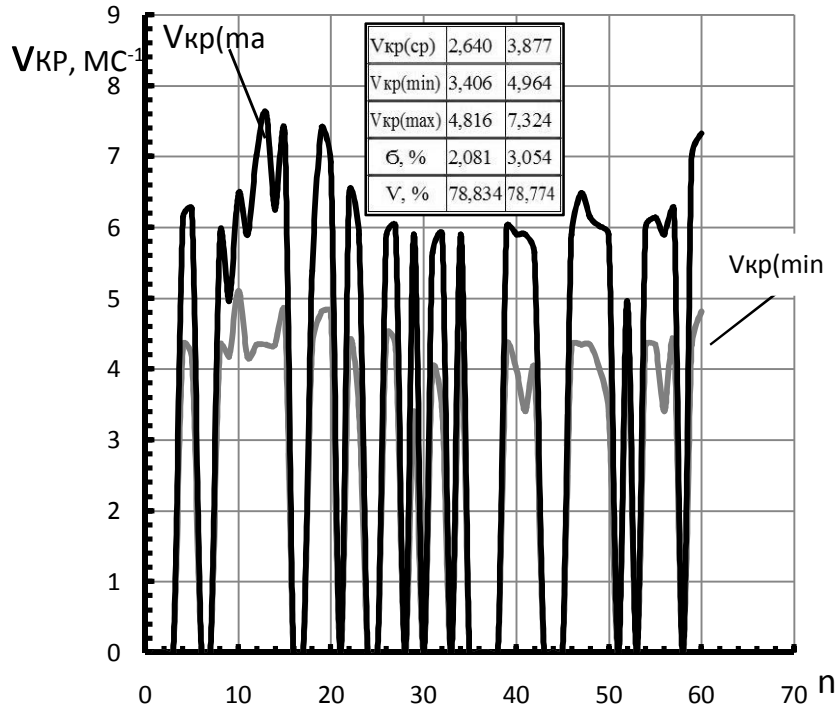


Рис. 4. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання пошкодженого насіння

Мінімальне математичне очікування пошкодженого насіння склало  $V_{кр.н.з.(ср)}^{min} = 4,21 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.н.з.(min)}^{min} = 3,406 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.н.з.(max)}^{min} = 5,108 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{н.з.}^{min} = 0,432\%$  та коефіцієнті варіації  $v_{н.з.}^{min} = 10,268\%$ . Максимальне математичне очікування склало  $V_{кр.н.з.(ср)}^{max} = 6,182 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.н.з.(min)}^{max} = 5,385 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.н.з.(max)}^{max} = 7,422 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{н.з.}^{max} = 0,616\%$  і коефіцієнті варіації  $v_{н.з.}^{max} = 9,971\%$ .

Аналіз отриманих значень показує, що олійна домішка, до якої відносять шуплі, подрібнені та пошкоджені насіння, по своєму діапазону критичних швидкостей практично входить до складу повноцінного насіння соняшнику, за винятком частини подрібнених, які разом з легкими домішками підуть у відходи.

Крупна домішка (рис. 5) складається в основному з органічних домішок у вигляді залишків листя, стебель, кошиків.

Мінімальне математичне очікування критичних швидкостей крупних домішок склало  $V_{кр.кд.(ср)}^{min} = 3,631 \text{ мс}^{-1}$  при середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{кд}^{min} = 0,364 \%$ ,  $V_{кр.кд.(min)}^{min} = 3,186 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.кд.(max)}^{min} = 4,816 \text{ мс}^{-1}$  і коефіцієнті варіації  $v_{кд}^{min} = 10,025\%$ . Різниця мінімальних критичних швидкостей крупних домішок склала  $1,63 \text{ мс}^{-1}$  при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації. Максимальне математичне очікування критичних швидкостей крупних домішок склало



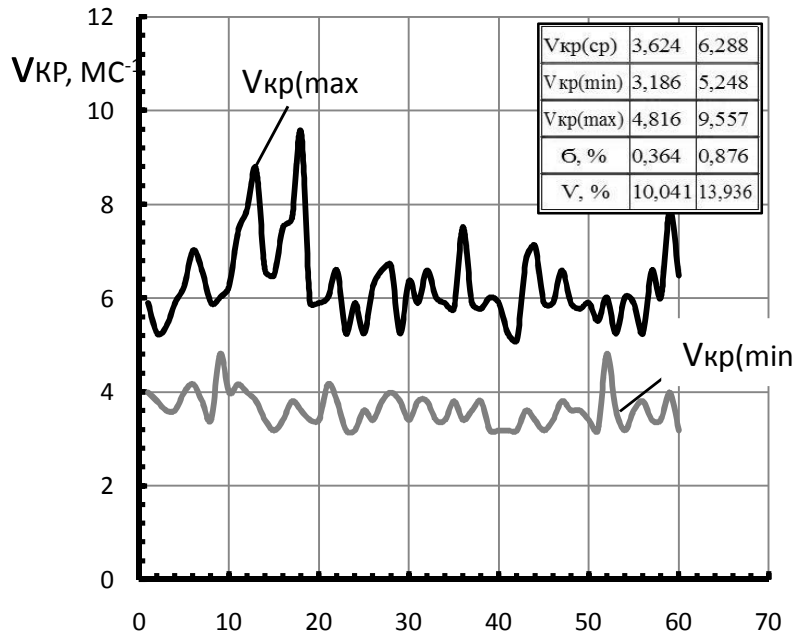


Рис. 5. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання крупних домішок

$V_{кр.кд(ср)}^{max} = 6,282 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.кд.(min)}^{max} = 5,248 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.кд.(max)}^{max} = 9,557 \text{ мс}^{-1}$ , при середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{кд}^{max} = 0,87\%$  і коефіцієнт варіації  $\nu_{кд}^{max} = 13,855\%$ . Різниця максимальних критичних швидкостей крупних домішок склала  $4,309 \text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації. Діапазон критичних швидкостей витання для крупної домішки знаходиться у межах:

–  $V_{кр.кд.(min)}^{min} = 3,186 \text{ мс}^{-1}$  до  $V_{кр.кд.(max)}^{max} = 9,557 \text{ мс}^{-1}$ , а різниця критичних швидкостей крупних домішок склала  $V_{кр.кд.} = 6,371 \text{ мс}^{-1}$ .

Аналіз отриманих значень показує, що найвищий діапазон критичної швидкості знаходиться саме у цієї категорії домішок. В той же час велика кількість домішок за характеристикою входить до складу розглянутих домішок, а отже їх виділення можливе за умови обробки олійної сировини на пневмосепараторах з використанням як повітряних потоків, так і решіт [14-16].

Прохід крізь сито з вічками діаметром 3,0 мм (рис. 6).

Аналіз значень критичних швидкостей проходу крізь сито з вічками діаметром 3,0 мм показує, що мінімальне математичне очікування склало  $V_{кр.пс(ср)}^{min} = 2,987 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.пс.(min)}^{min} = 2,408 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.пс.(max)}^{min} = 3,808 \text{ мс}^{-1}$ ,  $\sigma_{пс.}^{min} = 0,337 \text{ мс}^{-1}$  коефіцієнта варіації  $\nu_{пс.}^{min} = 11,277\%$ . Діапазон мінімальної критичної швидкості легких домішок склав практично  $1,4 \text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації. Максимальне математичне очікування склало  $V_{кр.пс(ср)}^{max} = 6,054 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.пс.(min)}^{max} = 4,171 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.пс.(max)}^{max} = 7,225 \text{ мс}^{-1}$ ,  $\sigma_{пс.}^{max} = 0,665 \%$ , коефіцієнт варіації  $\nu_{пс.}^{max} = 10,982 \%$ . Діапазон

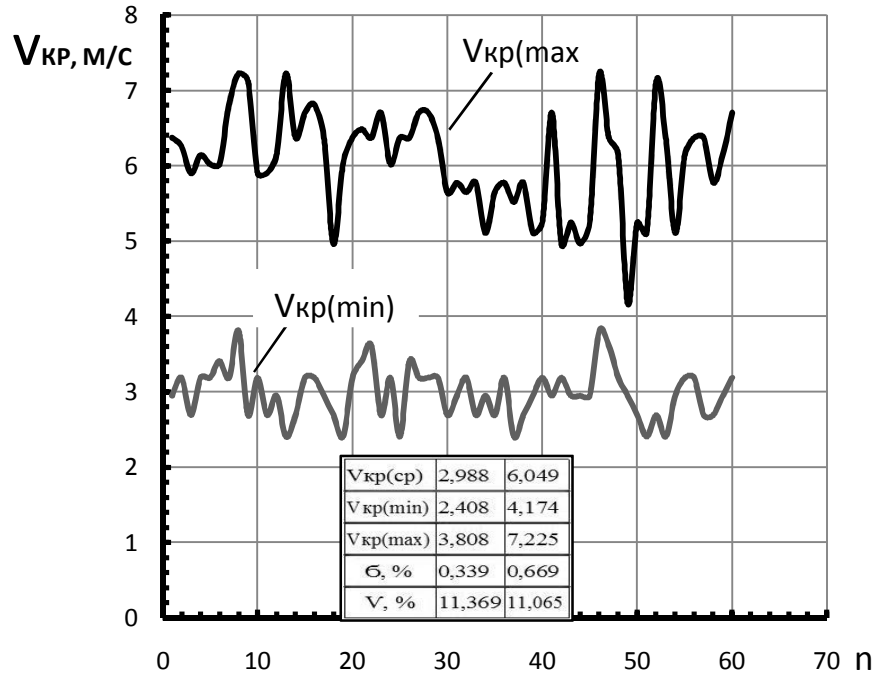


Рис. 6. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання проходу крізь сито з вічками діаметром 3,0 мм.

максимальної критичної швидкості легких домішок склав більше  $3,054 \text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації.

Діапазон критичних швидкостей витання для цієї фракції лежить від:

$$- V_{кр.л.(min)}^{min} = 2,408 \text{ мс}^{-1} \quad \text{до} \quad V_{кр.л.(max)}^{max} = 7,225 \text{ мс}^{-1} \quad \text{або} \quad -\Delta V_{кр.л.} = 4,817 \text{ мс}^{-1}.$$

Легка домішка. До легкої домішки відноситься лушпиння в залишку на ситі з вічками діаметром 3,0 мм.

Аналіз значень критичних швидкостей легких домішок (рис. 7) показує, що їх мінімальне математичне очікування склало  $V_{кр.л.(ср)}^{min} = 2,657 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.л.(min)}^{min} = 2,408 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.л.(max)}^{min} = 3,406 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{л.}^{min} = 0,252\%$  коефіцієнті варіації  $\nu_{л.}^{min} = 9,509\%$ . Діапазон мінімальної критичної швидкості легких домішок склав практично  $0 \text{ мс}^{-1}$ , при відносно невисокому значенні коефіцієнта варіації. Максимальне математичне очікування  $V_{кр.л.(ср)}^{max} = 4,409 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.л.(min)}^{max} = 3,406 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.л.(max)}^{max} = 5,518 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{л.}^{max} = 0,0482\%$ , коефіцієнті варіації  $\nu_{л.}^{max} = 10,934\%$ . Діапазон максимальної критичної швидкості легких домішок склав більше  $2,112 \text{ мс}^{-1}$ .

Діапазон критичних швидкостей витання для легких домішок лежить від:  $- V_{кр.л.(min)}^{min} = 2,408 \text{ мс}^{-1}$  до  $V_{кр.л.(max)}^{max} = 5,518 \text{ мс}^{-1}$ .

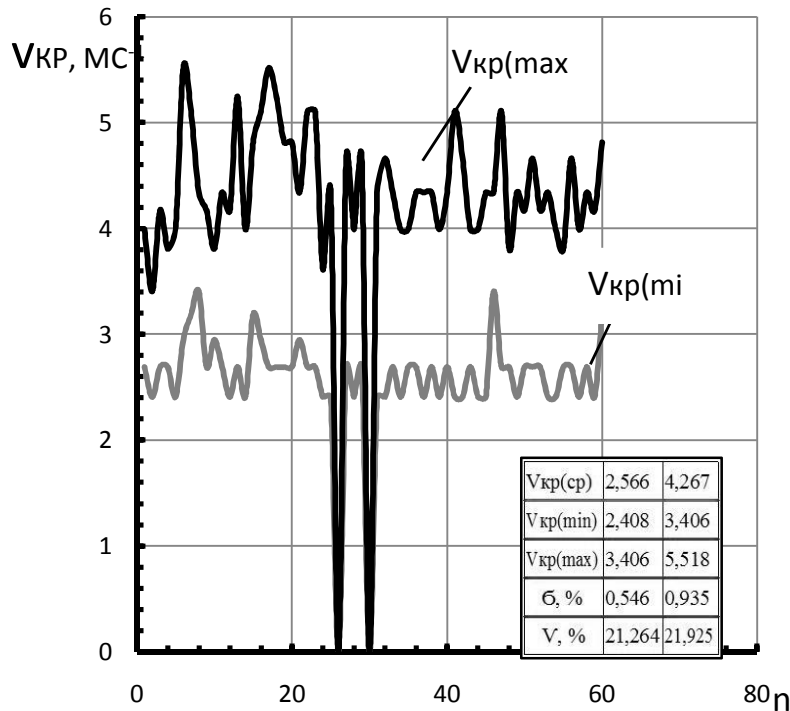


Рис. 7. Статистичні характеристики критичних швидкостей витання легких домішок

Аналізуючи отримані значення ми бачимо, що у легких домішок діапазон критичних швидкостей витання знаходиться в межах більше  $3 \text{ мс}^{-1}$ . Слід звернути увагу, що виділені нами в процесі розбору проб, легкі домішки, не завжди такими є, так як окремі складові знаходяться за значеннями критичних швидкостей в середині критичних швидкостей повноцінного насіння.

Аналіз значень критичних швидкостей насіння інших рослин показує, що їх наявність, з 60-ти проб, складає всього в п'ятьох пробах.

В цьому випадку мінімальне математичне сподівання насіння інших рослин склало  $V_{кр.нр.(ср)}^{min} = 5,0693 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нр.(min)}^{min} = 5,385 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нр.(max)}^{min} = 6,484 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нр}^{min} = 0,531\%$ ,  $\nu_{нр}^{min} = 9,329\%$ . Діапазон мінімальної критичної швидкості насіння інших рослин склав практично  $1,099 \text{ мс}^{-1}$ . Максимальне математичне сподівання склало  $V_{кр.нр.(ср)}^{max} = 6,978 \text{ мс}^{-1}$  при  $V_{кр.нр.(min)}^{max} = 6,371 \text{ мс}^{-1}$ ,  $V_{кр.нр.(max)}^{max} = 8,255 \text{ мс}^{-1}$ , середньоквадратичному відхиленні  $\sigma_{нр}^{min} = 0,889\%$  і коефіцієнті варіації  $\nu_{нр}^{max} = 12,74\%$ . Діапазон максимальної критичної швидкості насіння інших рослин склав  $1,884 \text{ мс}^{-1}$ .

**Висновки.** У роботі представлені результати та аналіз аеродинамічних властивостей насіння соняшнику та його складових, що надходять на зерноочисні комплекси та олійноекстракційні заводи півдня

України.

1. Аналіз отриманих значень показує, що олійна домішка, яка включає в себе щуплі, подрібнені та пошкоджені насіння, по своїм діапазону критичної швидкості витання практично входить до складу повноцінного насіння соняшнику за винятком частини подрібнених, які разом з легкими домішками підуть у відходи.

2. Легкі домішки, частково знаходяться в середині діапазону критичних швидкостей повноцінного насіння і велика їх частина може бути відокремлена повітряним потоком. Аналіз результатів значень критичних швидкостей, складових вороху соняшнику, показує, що можливо лише часткове виділення їх зі складу вороху.

3. Аналіз аеродинамічних властивостей крупних домішок, показує, що найбільший діапазон критичної швидкості знаходиться саме у цієї категорії домішок. В той же час велика кількість крупних домішок за характеристикою входить до складу інших домішок, а отже їх виділення можливе за умови обробки насінневого вороху на пневмосепараторах з використанням як повітряних потоків, так і решіт.

4. Аналіз значень критичних швидкостей насіння інших рослин показав, що їх наявність, з 60-ти проб має місце всього в п'ятьох пробах. Аналіз результатів значень критичних швидкостей, насіння інших рослин і бур'янів, свідчить, що виділити їх із складу вороху соняшнику повітряним потоком не представляється можливим.

#### *Література*

1. *Буряков Ю.П.* Индустриальная технология подсолнечника / *Ю.П. Буряков.* – М.: Высшая школа, 1983. – 192 с.

2. *Михайлов Е.В.* Свойства семян подсолнечника и показатели качества масличного сырья, поступающего на Мелитопольский маслоэкстракционный завод / *Е.В. Михайлов, Н.А. Задосная.* Праці таврійського державного агротехнологічного університету. Вип. 13, т. 3. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – С. 118-123.

3. *Михайлов Є.В.* Аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в пневмосистемі машини попереднього очищення зерна / *Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, М.П. Кольцов* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 11, т. 1. – С. 242-250.

4. *Михайлов Є. В.* Аналіз пневматичних систем зерноочисних машин та удосконалення їх класифікації / *Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов, Н. О. Задосна, Д. В. Сердюк* // Праці таврійського державного агротехнологічного університету. Вип. 12, т. 5. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – С. 50-61.

5. Пат. № 61469 У Україна, МПКВ07В1/28. Решітний сепаратор / *Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, В.С. Дудка, А.В. Перетяцько*; Заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний

університет. заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011. Бюл. №14. – 4 с.

6. *Білокопитов О.О.* Аналіз результатів визначення критичної швидкості та коефіцієнту парусності складових зернового вороху/ *О.О. Білокопитов*, Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь, 2012. – Вип. 2, т. 5. – С. 198-207.

7. ДСТУ 4694:2006. Соняшник. Олійна сировина. Технічні умови. – Вид. офіц. – К.: Держспоживстандарт України, 2007. – III, 12 с. – (Національний стандарт України).

8. ОСТ 70.10.2-83. Зерноочистительные машины, агрегаты, зерноочистительно-сушильные комплексы. Программа и методы испытаний. – М., 1984. – 172 с.

9. *Чижигов А.Г.* Операционная технология послеуборочной обработки и хранения зерна (в Нечерноземной зоне) / *А. Г. Чижигов, В. Д. Бабченко, Е. А. Машков.* – М.: Россельхозиздат, 1981. – 192 с.

10. *Макаров П.И.* Механизация послеуборочной обработки зерна / *П.И.Макаров, Г.С. Юнусов, И.И. Казанков, С.И. Казанков, Г.В. Богданов, Х.С. Гайнанов, Н.Ф.Маслова.* – Йошкар-Ола: МарГУ, 2007. – 284 с.

11. *Шафоростов В.Д.* Моделирование процесса сепарирования семян подсолнечника в вертикальном пневмоканале ветро- решетчатых зерноочистительных машин/ *В. Д. Шафоростов, И.Е. Припоров* // Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур. – Краснодар, 2011. – Вып. 1. – С. 146-147.

12. *Перепелкин М.А.* Разработка и исследование сепаратора роторно-воздушного типа для очистки вороха подсолнечника: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01. – М., 2009. – 21 с.

13. *Ямпилев С.С.* Моделирование аэродинамических свойств семян основных зерновых культур / *С.С. Ямпилев, Н.В. Пашинова.* – Научно-практический журнал «Вестник ИрГСХА». Иркутск, 2011. – Вып. 42. – С. 123-133.

14. *Михайлов Є. В., Білокопитов О. О.* Пат. № 78533 U Україна, МПК В07В 1/28. Решітний сепаратор із замкненою повітряною системою. заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет; опубл. 25.03.2013. Бюл. №6. – 4 с.

15. Машина предварительной очистки зерна МПО-50 Техническое описание и инструкция по эксплуатации/ МПО-50 00.00.000РЭ. Завод «Воронежсельмаш». – Воронеж, 2002. – 32 с.

16. Сепаратор предварительной очистки СП-70 [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: [http://3398.by.all.biz/goodsseparator-predvaritelnoj-ochistki-sp-70\\_38129](http://3398.by.all.biz/goodsseparator-predvaritelnoj-ochistki-sp-70_38129).

## **АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СОСТАВЛЯЮЩИХ МАСЛИЧНОГО СЫРЬЯ ПОДСОЛНЕЧНИКА**

Е. В. Михайлов, Н. А. Задосная

***Аннотация*** – в работе представлен анализ результатов определения критических скоростей составляющих масличного сырья подсолнечника.

## **AERODINAMICAL CHARACTERISTICS OF BASIS THE SUNFLOWER SEEDS HEAP**

E. Mikhailov, N. Zadosna

### ***Summary***

**The article presents analysis of the results of determination of the dead velocity and the coefficient of the wind resistance of basis the sunflower seeds heap.**

УДК 631.312; 631.316.22

## **ФОРМАЛІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ГЛИБОКОГО РИХЛЕННЯ ГРУНТУ КОМБІНОВАНИМ ЧИЗЕЛЬНИМ ЗНАРЯДДЯМ**

Сало В.М., д.т.н.,

Лещенко С.М., к.т.н., докторант\*

*Кіровоградський національний технічний університет*

Тел. (0522)39-04-72, e-mail: serafsgm.ua@gmail.com

**Анотація** – робота присвячена формалізації процесу глибокого рихлення ґрунту комбінованим чизельним знаряддям. Із урахуванням фізико-механічних властивостей ґрунтів та особливостей їх взаємодії з робочими органами для проведення теоретичних досліджень запропоновані основні положення процесу подрібнення ґрунту. На основі формалізації процесу розроблено конструкцію комбінованого чизеля із додатковими вертикальними та горизонтальними деформаторами.

**Ключові слова** – формалізація процесу, комбінований чизель, глибоке рихлення, структурні агрегати ґрунту, чизельна лапа.

*Постановка проблеми.* Актуальним питанням сьогодення є проведення ефективного безвідвального обробітку ґрунту з метою збереження його родючості, зменшення проявів вітрової та водної ерозії, руйнування ущільненої підорної підшви, покращення інфільтраційних властивостей земель аграрного призначення тощо. Існуюча закордонна техніка, яка може використовуватися для глибокого рихлення ґрунту, не тільки має високу вартість, але часто не в повній мірі адаптована до дійсних ґрунтово-кліматичних умов України. Так встановлено, що сьогодні близько 40-50% орних земель лісостепу та степу України складають середні та важкі суглинки, під час обробітку яких робочі органи машин і знарядь швидко зношуються, часто не забезпечують виконання агротехнічних вимог. Крім того, не проведена диференціація допоміжних робочих органів в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунтів, що у своїй сукупності не дозволяє надати чіткі рекомендації та ефективно впровадити технології безвідвального обробітку ґрунту.

*Аналіз останніх досліджень.* Питаннями вдосконалення існуючих конструкцій та розробкою нових знарядь для глибокого рихлення ґрунтів займалися ряд вітчизняних та закордонних вчених [1, 2, 4, 6]. Якщо з практичної точки зору це питання можна вважати частково

вирішеним, оскільки є ряд напрацювань відносно перспективних конструкцій робочих органів та допоміжних знарядь [1-9], то на етапі аналітичного моделювання виникає кілька невіршених проблем. На-самперед, це пов'язане із особливістю виконання основного безвідвального обробітку ґрунту комбінованими знаряддями та полягає в тому, що різні робочі органи, які входять до складу знаряддя, працюють з ґрунтом, як із середовищем, що має різні характеристики. Раніше неодноразово робилися припущення, що основні робочі органи, які першими розпушують необроблений злежаний ґрунт, контактують з суцільним пружно-пластичним середовищем, а робочі органи, які забезпечують додаткове подрібнення попередньо зрушених шарів, контактують з середовищем, яке складається з окремих різних за розмірами та властивостями агрегатів ґрунту. За таких умов виникає необхідність застосування різних підходів до аналізу процесів взаємодії робочих органів з ґрунтом на відповідних стадіях його обробітку.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Зважаючи на необхідність інтенсифікації глибокого рихлення комбінованими чизельними ґрунтообробними знаряддями доцільно виробити єдиний підхід до математичного моделювання у вигляді основних положень процесу подрібнення ґрунту під дією робочого органу сільськогосподарських машин.

*Основна частина.* Ґрунт є складною природною фізико-механічною структурою, в якій самовільне кришення та зміна агрегатного стану неможлива і відбувається тільки за рахунок поглинання енергії дії робочих органів. З урахуванням цього, розглядаючи продуктивний шар ґрунту як структуру, що може знаходитися тільки в незруйнованому робочим органом стані та зруйнованому після закінчення його дії, вважають, що однонаправлений перехід від одного стану до іншого може відбуватися у фізичному просторі на деякій поверхні руйнування, яка є поверхнею розриву (тріщиною) для напружень та деформацій і переміщується, розділяючи їх під впливом зовнішньої дії одним або кількома сукупними способами. Отже, руйнування ґрунту та його агрегатів слід розглядати як процес утворення та еволюції динамічних тріщин, кількість яких у заданому об'ємі залежить від кількості поглинутої енергії зовнішньої дії та фізико-механічних властивостей ґрунту.

Існуючі детерміновані математичні моделі ґрунту як пружно-пластичної або сипучої структури, дозволяють визначити співвідношення між параметрами та кінематикою руху робочого органу і динамікою зміни його граничного стану, який супроводжується утворенням тріщин і руйнуванням. При цьому вони не дають відповіді на основне питання агротехніки обробітку ґрунту – виявлення закономірностей зміни його агрегатного стану або процесу подрібнення.



На процес кришення ґрунту впливає ряд факторів. Серед них можна виділити механічний склад, який передбачає наявність дискретних твердих частинок та відповідних зв'язків, а останні, в свою чергу, визначаються співвідношенням твердої, рідкої і газоподібної фракцій, із яких складається ґрунт.

Найбільшу міцність зв'язків пружного характеру мають ґрунти з високим вмістом фізичної глини. Зв'язуючими елементами в них служать щільно розміщені й притиснені одна до одної найдрібніші мулістні частинки. При певному вмісті вологи такі ґрунти характеризуються наявністю деформації стиснення, яка описується законом Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (1)$$

де  $\sigma$  – напруження;

$E$  – модуль пружності;

$\varepsilon$  – відносна деформація.

Для таких ґрунтів К.Терцагі запропонував залежність між модулем пружності  $E$  і тиском  $P$

$$E = c \cdot P, \quad (2)$$

де  $c$  – константа, що залежить від властивостей матеріалу.

Міцність таких зв'язків для висушених глинистих ґрунтів найвища. В зв'язку з цим вони дуже погано піддаються кришенню і потребують значних затрат енергії, а при механічному впливу на них, у більшості випадків, розділяються на крупні глиби.

При виконанні обробітку ґрунту клином середнє значення максимальних розмірів агрегатів у напрямку руху клина, які розташовані на поверхні обробленого поля знаходяться в залежності від періодичності  $t$  сколювання масиву. Кількість елементів  $n$  на які розділяється відділена скиба ґрунту за одну секунду дорівнює

$$n = \frac{V_m \cdot t}{l_c}, \quad (3)$$

де  $V_m$  – швидкість руху робочого органу;

$l_c$  – довжина сколеної скиби.

Таким чином, при взаємодії робочого органу з ґрунтом у ньому утворюються тріщини по поверхнях найменшої міцності зв'язків між окремими агрегатами. В результаті наявності процесів пластичної деформації ґрунту та ущільнення об'єму за рахунок витіснення повітря значна частина енергії, що йде на подрібнення, поглинається і силове поле створене робочим органом у шарі ґрунту при віддаленні від нього поступово затухає, а кількість тріщин зменшується за рахунок їх злиття. Безумовно, що кількість тріщин і кількість утворених агрегатів мають між собою лінійну залежність, тому вивчати процес зміни агрегатного стану ґрунту під дією робочого органу, можливо також дослі-

джуючи процес утворення та еволюції тріщин.

Механіка утворення тріщин і грудочок полягає в тому, що спочатку об'єм ґрунту при стисканні робочим органом піддається пластичній деформації за рахунок зменшення скважності ґрунту і витіснення повітря, а потім цей об'єм або окремі агрегати ґрунту починають зміщуватися і рухатися в напрямку дії головного вектору сил. Швидкість і величина переміщення агрегатів ґрунту по довжині клина буде різною, що і приводить до утворення тріщин та мілкого подрібнення агрегатів, що сприяє утворенню значної кількості дрібної фракції.

Тому, в подальшому, для аналітичного дослідження найбільш доцільно прийняти наступні основні положення процесу подрібнення ґрунту під дією робочого органу сільськогосподарської машини:

1. Продуктивний шар ґрунту сільськогосподарського призначення необхідно розглядати як пружно-пластичну із зчепленням структуру, в якій зв'язок між нормальним та дотичним напруженням може бути виражений лінійною залежністю

$$\tau_n = \sigma_n \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 + k_3, \quad (4)$$

де  $\sigma_n$  і  $\tau_n$  – нормальне та дотичне напруження;

$\varphi_2$  – кут внутрішнього тертя;

$k_3$  – коефіцієнт зчеплення.

2. Елементарний об'єм ґрунту може знаходитися в незруйнованому та зруйнованому стані з однонаправленим переходом від першого до другого.

3. Враховуючи механічний склад ґрунту та відповідні зв'язки між його елементами, поглинання енергії дії робочого органу проявляється в зменшенні скважності, порушенні міжагрегатних зв'язків та утворення тріщин.

4. Структурний стан ґрунту під дією робочого органу змінюється з інтенсивним утворенням тріщин та розривів і відповідно їм кількості агрегатів до моменту досягнення критичних напружень його міцності.

5. Форма та розміри агрегатів ґрунту після сколювання та руйнування скиб мають явно виражений випадковий характер.

6. В основу аналітичного дослідження процесу подрібнення ґрунту та зміни його агрегатного стану найбільш доцільно прийняти стохастичну модель.

7. Критерієм якості обробітку можна вважати ступінь подрібнення ґрунту  $S_n$ , а у відсотковому відношенні якість обробітку  $C$ .

Критерій якості безвідвального обробітку ґрунту, який розраховується відсотковим вмістом у ґрунті по масі агрегатів з розмірами до

50 мм, не повинен бути меншим 75-80%. Якщо його виразити в долях від одиниці об'єму чи маси ґрунту, то він буде представляти ймовірність утворення агрегатів із відповідними розмірами і буде характеризувати ступінь подрібнення. З урахуванням цього

$$C = (1 - P_0) \cdot 100\% \quad S_{II} = 1 - P_0, \quad (5)$$

де  $P_0$  – ймовірність того, що розміри структурних агрегатів будуть в межах  $a \geq 50$  мм.

Таку просту, зрозумілу і практично доступну величину  $S_{II}$  доцільно розглядати не як абсолютну величину, а як відносну, і розраховувати відповідно за залежністю

$$S_{II} = \frac{P_{0Pi} - P_{0ki}}{P_{0Pi}} = 1 - \frac{P_{0ki}}{P_{0Pi}} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (6)$$

де  $P_{0Pi}$ ,  $P_{0ki}$  – початкове та кінцеве значення  $P_0$  при обробітку ґрунту кількома агрегатами ( $n$ ).

Таким чином, ступінь подрібнення можна характеризувати ймовірністю, а якість – відсотковим вмістом в загальній масі агрегатів, розміри яких не перевищують 50 мм. Тоді, моделюючи безвідвальний процес обробітку ґрунту, ми будемо розглядати взаємодію робочого органа у вигляді двогранного клина із суцільним структурованим шаром ґрунту із заданими фізико-механічними властивостями. Така взаємодія буде проявлятися в деформації ґрунту із збільшенням напруження в ньому та кількості тріщин, які будуть формувати сукупність майбутніх агрегатів. Будемо вважати, що між кількістю тріщин та отриманих агрегатів ґрунту є пряма пропорційна залежність.

На основі принципу формалізації процесу глибокого рихлення на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію комбінованого чизеля (рис. 1).

Основним робочим органом розробленої машини є чизельна лапа, яка складається з стояка, долота, зуба для подрібнення брил та крил. Допоміжним робочим органом є спарений зубчастий коток 5, який крім функції регулювання глибини обробітку проводить розбивання крупних грудок, заробку рослинних решток в нижні горизонти і їх перемішування на глибину 15-20 см. Залежно від умов роботи спареним зубчастим котком можна регулювати глибину обробки чизелем та інтенсивність перемішування і подрібнення часток ґрунту після чизелювання.

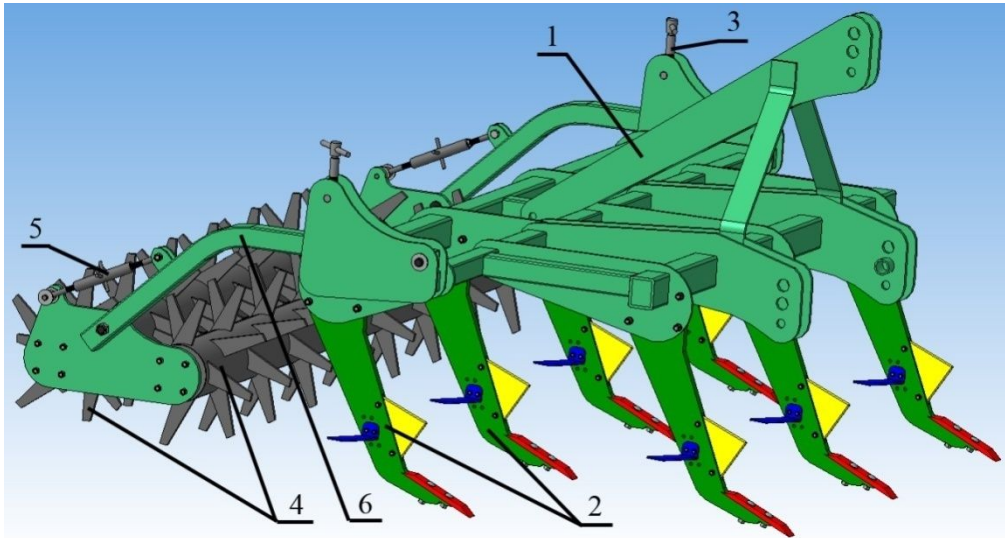


Рис. 1. Загальний вигляд комбінованого чизеля: 1 – рама; 2 – лапа чизельна; 3 – регулювальний механізм; 4 – спарений зубчастий коток; 5 – гвинт; 6 – механізм кріплення котка

Під час рихлення ґрунту чизельною лапою долото сколює суцільне середовище, зуб інтенсивно подрібнює брили і відводить їх від стояка, а крила крім подрізання бур'яну додатково кришать ґрунт, та залежно від їх місця розміщення на стояку можуть зменшувати нерівності дна борозни. Зміна положення крил відносно дна борозни відбувається шляхом переміщення останніх в отворах на стояку та їх закріплення гвинтами. Аналіз процесу рихлення ґрунту запропонованою чизельною лапою дозволяє умовно виділити горизонтальні та вертикальні деформатори. До горизонтальних можна віднести долото та крила, які подрізують кореневу систему рослин та рихлять ґрунт; до вертикальних – стояк та зуб, які подрібнюють ґрунт та розбивають брили.

#### *Висновки.*

1. При проведенні безвідвального обробітку ґрунтів існуючі машини і знаряддя не повністю адаптовані до дійсних ґрунтово-кліматичних умов та не в повній мірі забезпечують виконання агротехнічних вимог.

2. Проведено формалізацію процесу глибокого рихлення, що дозволяє на основі стохастичної моделі та з урахуванням механіко-технологічних властивостей ґрунту оцінити якісні показники обробітку.

3. Розроблено конструкцію комбінованого чизеля у складі чизельної лапи із вертикальними та горизонтальними деформаторами, що у поєднанні із допоміжними робочими органами – зубчастими котками, дозволяє підвищити інтенсивність кришення ґрунту і частково заробляти рослинні рештки на задану глибину.

*Література*

1. *Гуков Я.С.* Обробіток ґрунту. Технологія і техніка / *Я.С. Гуков*. – К.: Нора-Прінт, 1999. – 280 с.
2. *Сало В.М.* Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / *В. М. Сало*. – Тернопіль, 2008. – 38 с.
3. *Лещенко С.М.* Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій / *С. М. Лещенко, В. М. Сало* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч. 1. – С. 96-102.
4. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / *О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В. М. Швайко* та ін.; За ред. *С. С. Яцуна*. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
5. *Лещенко С.* Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия / *С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский* // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 – №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. – P. 195-201.
6. *Бледных В.В.* Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие / *В.В. Бледных*. – ЧГАА, Челябинск, 2010. – 214 с.
7. *Leschenko S.* Experimentales timate of thee ficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil / *S. Leschenko, V. Salo, D. Petrenko* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2014. – Вип. 44. – С. 237-243.
8. *Лещенко С.М.* Адаптація операцій чизельного обробітку до складних ґрунтово-кліматичних умов центральної України / *С. М. Лещенко, В. М. Сало, О. М. Васильковський, Д. І. Петренко, В. А. Дейкун*. // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. – Вип. 3. – Мелітополь: Копіцентр «Документ-сервіс», 2015. – С. 102-110.
9. *Лещенко С.М.* Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами / *С. М. Лещенко, В. М. Сало, Д. І. Петренко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. Механізація сільського господарства – С. 25-34.

## **ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГЛУБОКОГО РЫХЛЕНИЯ ПОЧВЫ КОМБИНИРОВАННЫМ ЧИЗЕЛЬНЫМ ОРУДИЕМ**

В.М. Сало, С.М. Лещенко

*Аннотация* – работа посвящена формализации процесса глубокого рыхления почвы комбинированным чизельным орудием. С учетом физико-механических свойств почв и особенностей их взаимодействия с рабочими органами для проведения теоретических исследований предложены основные положения процесса измельчения грунта. На основе формализации процесса разработана конструкция комбинированного чизеля с дополнительными вертикальными и горизонтальными деформаторами.

## **FORMALIZATION OF DEEP SOIL LOOSENING COMBINED CHISEL**

V. Salo, S. Leschenko

### *Summary*

Activity is dedicated to the formalization of the process of deep soil loosening combined chisel instrument. In view of the physical and mechanical properties of soils and characteristics of their interaction with the working bodies for carrying out theoretical studies suggested the main provisions of the grinding process of the soil. On the basis of the formalization of the process of design combined chisel with additional vertical and horizontal deformers.

УДК 631.22.014

## **ЗМІНИ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ В ПРОЦЕСІ ТЕПЛОВОЇ ОБРОБКИ**

Шацький В.В., д.т.н.,

Дем'яненко Д.В., аспірант\*,

Чаплинський А.П., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

**Анотація** – у статті розглянуто вплив теплової обробки на фізико-механічні властивості зернових кормів, отримані залежності зміни маси, коефіцієнтів тертя та вологості від температури та часу обробки.

**Ключові слова** – фізико-механічні властивості, коефіцієнт тертя, вологість, кут природного укусу, зернові корми, теплова обробка, інфрачервоне випромінювання, мікронізація.

*Постановка проблеми.* Якість комбикормів залежить від якості підготовки їх до згодовування. Перспективним напрямком в галузі кормоприготування є процес інфрачервоного опромінення зернових компонентів, що входять до складу комбикормів – мікронізація [1]. В процесі теплової обробки зерна змінюються фізико-механічні властивості матеріалу, який оброблюється, що суттєво впливає на параметри його взаємодії з робочим органом і, в цілому, – на одношарове дозоване переміщення по площині обробки, що є важливим фактором якості теплового процесу. Зміни фізико-механічних властивостей зернових матеріалів в процесі теплової обробки потребують відповідних змін параметрів робочих органів механізму його одношарової дозованої подачі. Для визначення закономірностей змін параметрів обладнання необхідно знати залежності фізико-механічних властивостей зернових матеріалів від температури та часу обробки. Без цих даних неможливо побудувати математичну модель процесу якісної подачі зерна та визначити оптимальні параметри теплової обробки.

*Аналіз попередніх досліджень* показує, що існує багато літературних джерел, де приведені фізико-механічних властивості зерна [2], але результатів досліджень, що виявили би залежності одночасної зміни маси, коефіцієнтів тертя і вологості від температури та часу обробки, нами не виявлено.

*Метою роботи* є обґрунтування оптимальних параметрів про-

цесу волого-теплової обробки зернових кормів шляхом математичного моделювання одношарової дозованої подачі зернового матеріалу по площині обробки на основі отримання залежностей коефіцієнтів тертя, маси, вологості від температури та часу обробки зернового матеріалу.

*Метод досліджень* має на меті створення умов близьких до умов процесу обробки зерна інфрачервоним випромінюванням (мікронізації).

Методика отримання залежностей маси та вологості трьох видів зерна (соя, ячмінь та жито) від температури та часу обробки включала згідно з [3] наступні етапи: збільшення вологості всіх навісок зерна до 20% та її контроль за допомогою вологоміру ВСП-100 (рис. 3), відбір проб масою 2 г з кожної навіски для проведення дослідів в п'ятикратній повторності.



Рис. 1. Лабораторний вологомір ВСП-100 та мультиметр UNI-T UMT133C з термопарою

Підігрів зерна та сушка проб проводилася на протязі 180 секунд у аналізатору вологості «AXIS» (рис. 2) при температурі 130°C з динамічним зважуванням та контролем вологості.



Рис. 2. Лабораторний аналізатор вологості «AXIS»



Залежності коефіцієнту тертя від температури та часу нагрівання були отримані на лабораторній установці ТМ21-А (рис. 3), де зерно та поверхня тертя підігрівались до заданої температури 130°C та поступово визначались коефіцієнти тертя на кожному етапі зміни температури згідно методичним вказівкам [4].



Рис. 3. Лабораторна установка для визначення коефіцієнту тертя ТМ21-А

Для визначення коефіцієнту внутрішнього тертя необхідно знати кут природнього укосу для кожного матеріалу, який було визначено на лабораторній установці типу УВТ-3М (рис. 4) згідно з вказівками [5].



Рис. 4. Лабораторна установка для визначення кута природнього укосу типу УВТ-3М

*Основна частина.* Отримані залежності демонструють характер зміни маси та вологості навісок різних зернових культур в залежності

від часу обробки.

Маса частинок знижується з різною інтенсивністю (рис. 5). Так маса навішення зерна сої у середній кількості 11 зернин змінюється при обробці при температурі 130°C згідно нелінійної залежності  $M_{нс} = 0,0003x^2 - 0,014x + 2,0137$ . Маса наважок ячменю (52 зернини) та жита (63 зернини), відповідно,  $M_{ня} = 0,0007x^2 - 0,0237x + 2,0265$  і  $M_{нж} = 0,0003x^2 - 0,019x + 2,0262$ .

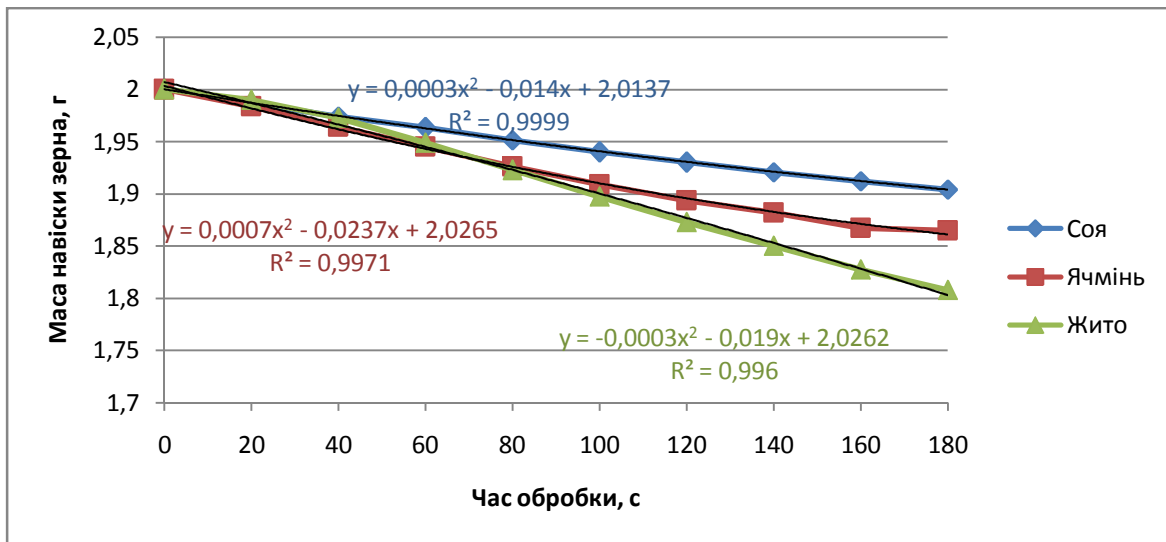


Рис. 5. Залежність маси навіски зерна від часу теплової обробки

Маса наважок знижується різною мірою через те, що вплив температури в 130°C на частинки різного розміру і щільності проявляється неоднаково. Необхідно експериментально визначити площу поверхні зернин кожного виду матеріалу. Для цього використовувалася методика визначення еквівалентного діаметра зерна. Визначався еквівалентний діаметр зерна наступним чином: з партії зерна, керуючись методикою, відбиралася навіска масою 0,5 кг. З проби виділялися дві наважки зерна по 5 г і від кожної з них відбиралось по 100 зерен. Зважувались відібрані 100 зерен і визначалася середня маса одного зерна. В наповнений гасом мірний циліндр поміщалися 100 відібраних зерен і за різницею відміток рівня гасу до і після занурення зерен знаходився середній обсяг зерна  $V_3$ , см<sup>3</sup>.

Визначення середнього об'єму одного зерна  $V_3$  повторювалося ще раз на іншій партії з 100 зерен і для подальших розрахунків приймалося середнє значення з двох визначень.

З отриманого значення об'єму зерна був знайдений еквівалентний діаметр для кожного виду зерна  $D_e$  за формулою

$$D_e = 1,24\sqrt[3]{V_3}, \quad (1)$$

де  $V_3$  – середній обсяг навіски зерна.

З отриманого значення  $D_e$  визначають питому площу поверхні

$S_n$ ,  $\text{см}^2/\text{г}$  вихідного зернового матеріалу за формулою

$$S_n = \frac{6}{\rho \cdot D_z}, \quad (2)$$

де  $\rho$  – щільність зернового матеріалу,  $\text{г}/\text{см}^3$  (для сої –  $0,75\text{г}/\text{см}^3$ ; для ячменю –  $0,61\text{ г}/\text{см}^3$ ; для жита –  $0,67\text{г}/\text{см}^3$ ).

Оскільки середня маса однієї зернини кожного виду матеріалу відома, можна визначити площу поверхні одиничної частинки зерна, яка в середньому становить  $47,9\text{мм}^2$ ,  $19\text{мм}^2$  і  $16,8\text{ мм}^2$  для сої, ячменю та жита відповідно. Припустимо, що вплив тепла здійснюється на половині цих площ. Знаючи середню кількість зерен у кожному навішуванні, яка становить 11 для сої, 52 для ячменю і 63 для жита, можемо отримати співвідношення площі теплової обробки і вологи в зерні, які становлять, відповідно,  $1,32\text{ мм}^2/\text{мг}$  для сої,  $2,47\text{ мм}^2/\text{мг}$  для ячменю і  $2,65\text{ мм}^2/\text{мг}$  для жита.

Розраховані співвідношення підтверджують отримані в ході лабораторних досліджень залежності, а саме те, що найбільш інтенсивне випаровування вологи проходить в тому виді зерна, де співвідношення площі теплової обробки і вологи в зерні найбільше.

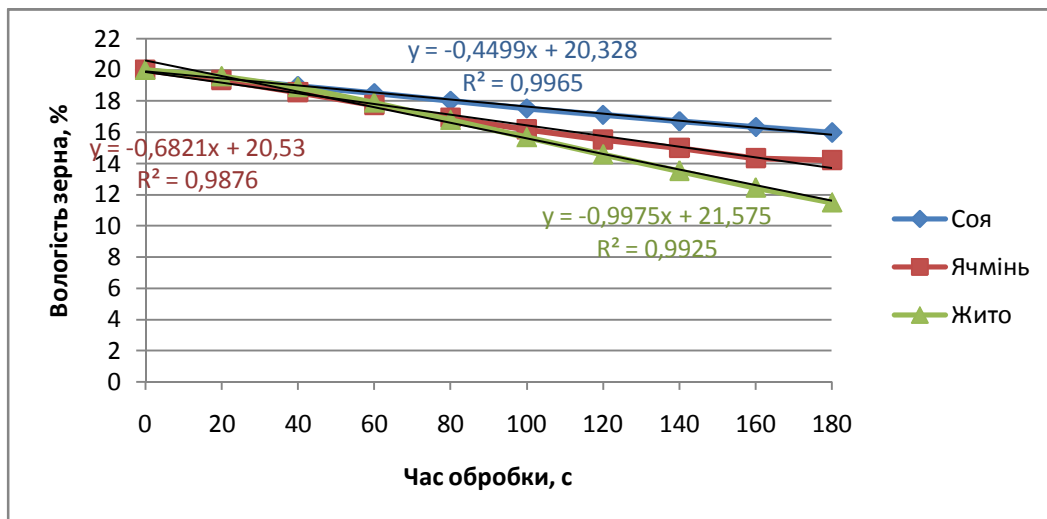


Рис. 6. Залежність вологості зерна від часу теплової обробки

Залежності вологості для різних видів зернового матеріалу від часу теплової обробки описуються наступними рівняннями: для сої  $y = -0,4499x + 20,328$ ; для ячменю  $y = -0,6821x + 20,53$ ; для жита  $y = -0,9975x + 21,575$ . Отримані значення дозволили розрахувати масу залишкової вологи в зернін (рис. 6).

Залежності зміни маси залишкової вологи в зерні від часу обробки для різних видів зернового матеріалу (рис. 7) виглядають таким чином: для сої  $y = 0,0003x^2 - 0,014x + 0,4137$ ; для ячменю  $y = -0,0158x + 0,4107$ ; для жита  $y = -0,0226x + 0,4335$ .

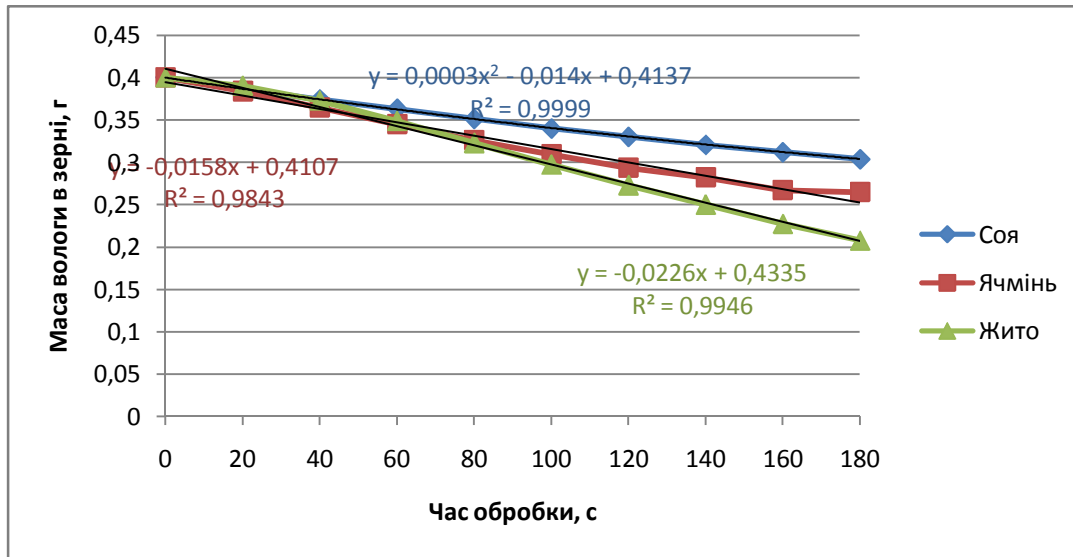


Рис. 7. Залежність маси залишкової вологості в зерні від часу обробки

При обґрунтуванні оптимальних параметрів процесу вологотеплової обробки зернових кормів шляхом математичного моделювання одношарової дозованої подачі зернового матеріалу по площині обробки використовується метод дискретного елемента. Для цього необхідно отримати залежності не тільки для наважок зерна, а й для окремих частинок кожного з досліджуваних матеріалів. Оскільки кількість частинок в кожному навішуванні відома, отримуємо залежності маси і вологості від часу обробки для однієї частинки кожного виду зерна, а також залежність маси вологості в одиничній частинці зерна від часу обробки.

Залежності зміни маси одиничної частинки для різних видів зернового матеріалу (рис. 8) виглядають таким чином: для сої  $y = 3e-05x^2 - 0,0012x + 0,1754$ ; для ячменю  $y = 2e-05x^2 - 0,0005x + 0,0386$ ; для жита  $y = 1e-06x^2 - 0,0004x + 0,032$ .

Різна інтенсивність зміни вологості пояснюється тим, що досліджувані види матеріалу мають різне співвідношення площі теплової обробки і вологості в зерні, які складають 1,32 мм<sup>2</sup>/мг для сої, 2,47 мм<sup>2</sup>/мг для ячменю і 2,65 мм<sup>2</sup>/мг для жита відповідно.

Маса вологості в одиничній частинці зерна і температура зерна і робочої поверхні для різних видів зернового матеріалу (рис. 9) знаходяться в нелінійній залежності і описуються рівняннями: для сої  $y = 3e-05x^2 - 0,0012x + 0,0351$ ; для ячменю  $y = 2e-05x^2 - 0,0005x + 0,0079$ ; для жита  $y = 1e-06x^2 - 0,0004x + 0,0066$ . Нелінійність зміни вологості можна пояснити тим, що зі зменшенням кількості вологості в зерні, інтенсивність її випаровування також зменшується.

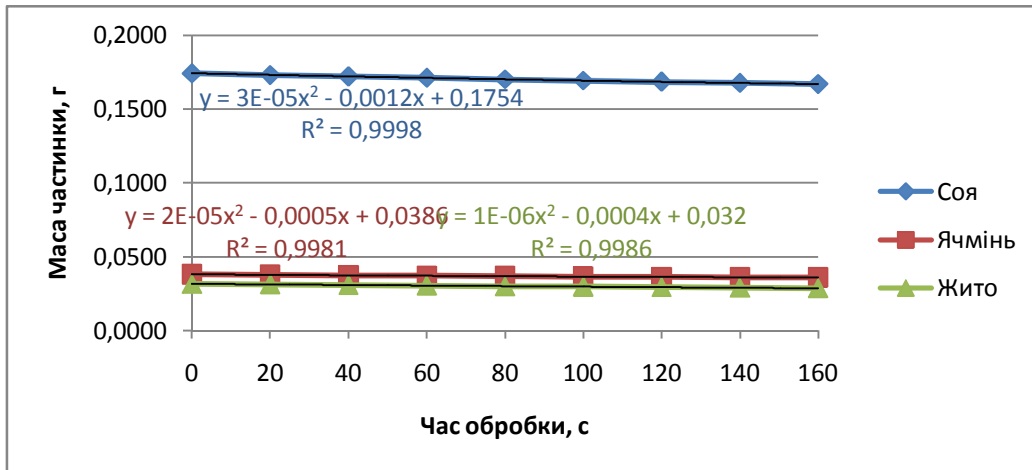


Рис. 8. Залежність маси одиначної частинки від часу обробки

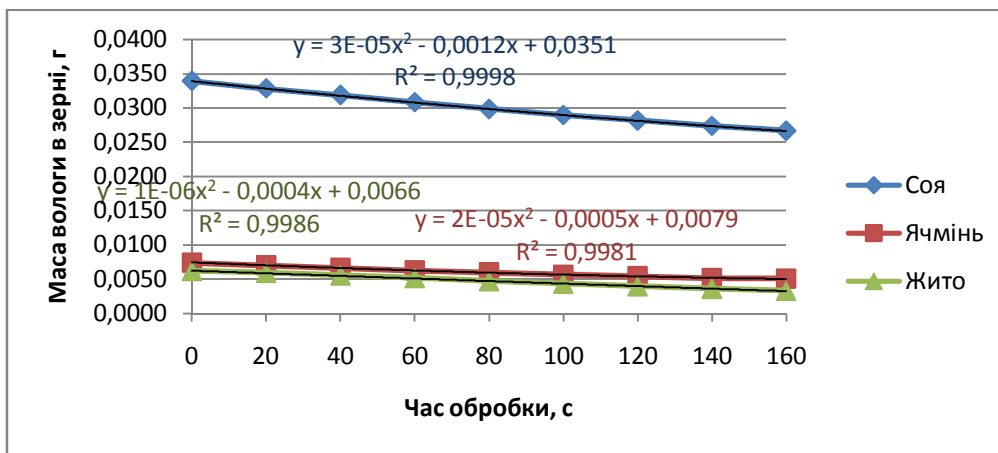


Рис. 9. Залежність маси вологи в одиначній частці зерна від часу обробки

Також були отримані залежності коефіцієнта зовнішнього тертя від температури і часу обробки для різних ступенів нагріву. Результати вимірювань зображені графічно на рисунку 10.

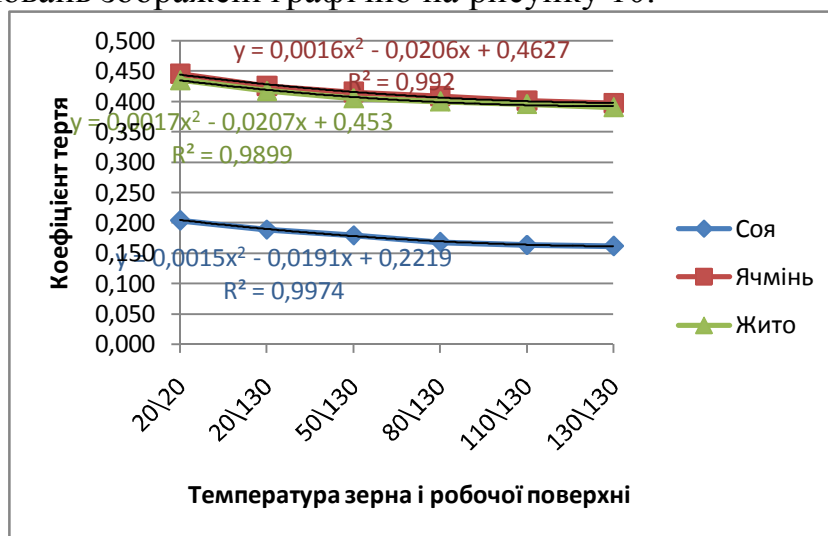


Рис. 10. Залежність коефіцієнта тертя зерна по металу від температури

Коефіцієнт тертя зерна по металу для різних видів зернового матеріалу залежить від температури взаємодіючих об'єктів, і описуються нелінійними рівняннями: для сої  $y=0,0015x^2-0,0191x+0,2219$ ; для ячменю  $y=0,0016x^2-0,0206x+0,4627$ ; для жита  $y=0,0017x^2-0,0207x+0,453$ .

Такий характер зміни коефіцієнтів тертя пояснюється тим, що при нагріванні зменшуються сили молекулярної взаємодії речовин, що тягне за собою зміну коефіцієнта тертя.

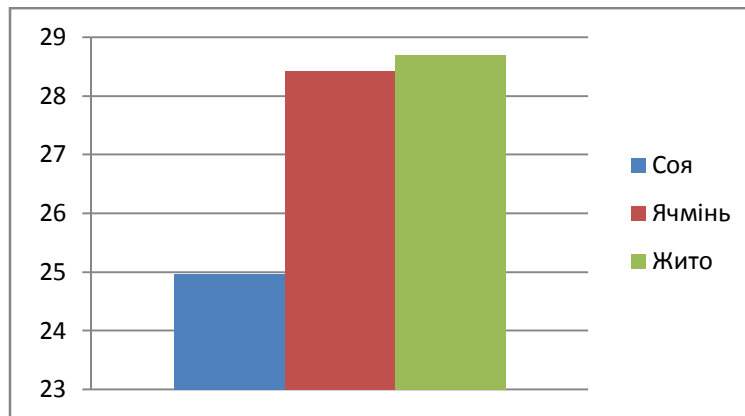


Рис. 11. Кут природного укосу

Значення кута природного укосу для досліджуваних матеріалів становлять: для сої – 24,96; для ячменю – 28,42; для жита – 28,68. Визначення кута природного укосу дозволило розрахувати коефіцієнти внутрішнього тертя для кожного виду зернового матеріалу, які становлять: для сої – 0,414; для ячменю – 0,479; для жита – 0,484 відповідно.

#### *Висновки.*

1. Розглянуто характер впливу теплової обробки на фізико-механічні властивості зернових кормів, таких як соя, ячмінь і жито.

2. Експериментально встановлено середню площу поверхні одиничної частинки для кожного виду матеріалу. Розраховано співвідношення площі теплової обробки і вологи в зерні.

3. Отримано залежності зміни маси, коефіцієнта зовнішнього тертя і вологості від температури і часу обробки, як для наважок, так і для поодиноких частинок зернових матеріалів. Також були визначені значення кута природного укосу для досліджуваних типів зерна, що дозволило розрахувати коефіцієнт внутрішнього тертя.

4. Отримані шляхом лабораторних досліджень залежності фізико-механічних властивостей зернових кормів від температури і часу обробки дозволяють провести розрахунки математичної моделі одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій вібраційній поверхні і побудувати досліdnий зразок установки для перевірки адекватності цієї моделі.

*Література*

1. *Шацкий В. В.* Моделирование механизированных процессов приготовления кормов: монография / *В. В. Шацкий*. – ИМЖ УААН. – Запорожье: Х- ПРЕСС, 1998. – 140 с.
2. *Данко И.* Физико-химическая и геометрическая характеристика зерна: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: [girls4girls.ru/.../2318-fiziko-himicheskaya-i-geometricheskaya-harak](http://girls4girls.ru/.../2318-fiziko-himicheskaya-i-geometricheskaya-harak).
3. Семена масличные. Метод определения влажности: ГОСТ 10856-96 – Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Минск, 1996. – 6 с.
4. Методичні вказівки до лабораторної роботи «Визначення динамічного коефіцієнту тертя ковзання методом вивчення руху по похилій поверхні», – МИМСХ. – Мелитополь, 1993. – 18 с.
5. Зерно. Методы определения качества: ГОСТ 3040-55 – М.: Издательство стандартов, 1973. – 7 с.
6. Комбикорма, сырье. Методы определения объемной массы и угла естественного откоса: ГОСТ 28254-89 – М.: Стандартиформ – Москва, 2006. – 4 с.
7. *Карлин С.* Основы теории случайных процессов / *С. Карлин* / Пер. с англ., под ред. Коваленко И. Н. – М.: Мир, 1971. – 61 с.

**ИЗМЕНЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ  
ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ В ПРОЦЕССЕ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ**

В. В. Шацкий, Д. В. Демьяненко, А. П. Чаплинский

**Аннотация** – в статье рассмотрено влияние температурной обработки на физико-механические свойства зерновых кормов. В процессе лабораторных опытов были получены зависимости массы, коэффициента трения и влажности от температуры и времени обработки.

**CHANGES OF PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES  
OF GRAIN FEED DURING HEAT TREATMENT**

V. Shatsky, D. Demjanenko, A. Chaplinskiy

*Summary*

**This article considers the impact of heat treatment on physical and mechanical properties of grain feed. During laboratory tests dependences of weight, friction and moisture on the temperature and time of treatment were obtained.**

УДК 631.563:664.8.037.1

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВАКУУМНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННИЦТВА

Ломейко О.П., к.т.н.,

Єфіменко Л.В., аспірантка\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (097) 875-84-08, e-mail: emon175@rambler.ru

**Анотація** – у статті надається теоретичне дослідження використання технології вакуумного охолодження в процесі переробки сільськогосподарської продукції. Розглянуто переваги та недоліки методу та діапазон можливого застосування. Зроблено висновок, що подальші дослідження технології з метою впровадження в переробну промисловість України є доцільними.

**Ключові слова** – зберігання, охолодження, вакуумне охолодження, якість продукції, термін зберігання, швидкість охолодження, втрата ваги, овочі, вакуумний охолоджувач.

*Постановка проблеми.* Важливим елементом агропромислового комплексу України є галузі, які забезпечують зберігання та перероблення сільськогосподарської продукції. Від ступеня їх розвитку, технічного оснащення, досконалості економічних зв'язків з сільськогосподарським виробництвом, розміщення споживачів значною мірою залежить раціональне використання продукції рослинництва, рівень забезпеченості потреб населення у продуктах харчування. Вирішення продовольчої проблеми поряд з нарощуванням виробництва сільськогосподарської продукції залежить від збільшення виходу кінцевої продукції за рахунок впровадження прогресивних технологій зберігання та розвитку переробних галузей.

У теперішній час існує необхідність розробки й впровадження нових методів зберігання, а тим самим значного продовження терміну придатності продукції рослинництва. З метою продовження часу споживання свіжозібраних фруктів та овочів дуже важливими факторами є підтримка їх якості та затримка погіршення. Продовження процесу дихання після збору врожаю та зростання ферментного розпаду внаслідок діяльності мікроорганізмів, які залежать від зростання температури та присутності етилену, вважаються головними причинами біо-

---

Ломейко О. П., Єфіменко Л. В.

\* Науковий керівник – к.т.н. Ломейко О. П.



деградації [1].

*Аналіз останніх досліджень і публікацій* у світі свідчить, що технологія вакуумного охолодження сільськогосподарської продукції є досить перспективним методом, який вважається одним із найважливіших кроків у ланцюгу післязбиральної переробки продукції з метою мінімізації втрати ваги, збільшення терміну зберігання та поліпшення якості продукції. Охолодження продуктів одразу після збирання є дуже важливим для запобігання погіршенню, яке зазвичай відбувається у фруктах та овочах у післязбиральний період. З метою зменшення втрати води, пожовтіння та в'янення температура зберігання свіжої продукції швидко знижується відразу після збирання врожаю [11].

Попереднє охолодження це спосіб видалення польової теплоти зі свіжозібраних фруктів та овочів. Використання методів попереднього охолодження дає змогу знизити втрату вологи та розширити термін придатності швидкопсувної продукції [3]. Попереднє охолодження зазвичай включає в себе використання таких трьох різних методів, примусове повітряне охолодження, гідроохолодження та вакуумне охолодження. Вибір методу залежить від характеристик продукції та доступних технологій.

*Постановка завдання.* Метою цієї статті є проведення теоретичного дослідження технології вакуумного охолодження, детальний розгляд переваг та недолік методу та діапазону його застосування для подальшого експериментального дослідження щодо можливого впровадження в переробну промисловість України.

*Основна частина.* Результати теоретичного дослідження свідчать, що вакуумне охолодження це швидкий ефективний метод випарного охолодження, який зазвичай використовується для продуктів, що мають пористу структуру та містять значну кількість вологи. Висока ефективність переробки досягається за рахунок скорочення часу охолодження. Останні дослідження показують також можливість застосування методу вакуумного охолодження для ковбасних виробів, рибної продукції та готових страв, для яких швидке охолодження є вигідним в плані контролю росту мікроорганізмів, що впливають на збереження якості продукції. Вакуумне охолодження базується на випаровуванні рідини, за рахунок чого досягається охолоджуючий ефект. Різниця між вакуумним охолодженням та традиційними методами охолодження полягає в тому, що при вакуумному охолодженні охолоджуючий ефект досягається випаровуванням певної кількості вологи безпосередньо з продукту [9].

Швидкість та ефективність – це дві особливості вакуумного охолодження, які дуже важко досягнути традиційними методами охолодження, особливо при охолодженні продукції в коробках чи піддонах. Вакуумне охолодження може застосовуватися для будь-якого

продукту, що містить вільну вологу, та структура якого не може бути пошкоджена видаленням цієї вологи. Швидкість та ефективність вакуумного охолодження досягається за рахунок різниці між площею поверхні та масою продукту.

Вакуумне охолодження успішно застосовується для видалення польового тепла з рослинної продукції США з 1950 року. Дослідження показали ефективність методу для попереднього охолодження певного типу свіжих овочів, таких як салат латук та гриби [2]. Вакуумне охолодження може значно знизити післязбиральне псування овочів, таким чином збільшуючи термін їх зберігання. З цією ж метою вакуумне охолодження також є ефективним методом попереднього охолодження продукції флористики [3]. Однак, якщо різниця між площею поверхні та масою продукту невелика, або існує ефективний бар'єр, що запобігає втраті вологи з поверхні продукту, процес вакуумного охолодження може значно уповільнитися. Така продукція, як помідори, яблука, перець, тобто продукти, які мають відносно товсту воскову кутикулу, не придатні для охолодження вакуумом. Вакуумне охолодження було успішно застосоване в процесі переробки рідких та запечених продуктів, зменшення часу переробки дало змогу вдосконалити ефективність процесу та зменшити час розподілу до ринків. Нещодавно вакуумне охолодження було досліджене як ефективний метод охолодження для ковбасних виробів, в той час, як традиційні методи охолодження не можуть забезпечити настільки швидкого охолодження для цієї продукції [6].

Принцип вакуумного охолодження. В холодильній промисловості найчастіше використовується охолодження за рахунок випаровування рідини. Кожного разу, коли порція рідини випаровується, переходячи у стан пари, вона поглинає кількість тепла, що дорівнює прихованій теплоті випаровування, або з продукту, або ж з навколишнього середовища, призводячи до зниження температури відповідно чи продукту, чи навколишнього середовища [5]. Вода кипить при температурі  $100^{\circ}\text{C}$  та атмосферному тиску 1 атм (101325 Па). Проте зниження тиску призводить до зниження температури кипіння води, тобто вода може кипіти при температурі  $0^{\circ}\text{C}$ , якщо знизити тиск до 611 Па. Встановлений тиск визначає мінімальну температуру, яка може призвести до закипання води, що в свою чергу призводить до ефекту охолодження [6]. Якщо продукція, яка містить достатню кількість вологи та має пористу структуру, піддається вакуумному тиску, частина води зсередини продукту випаровується, призводячи до охолодження продукту до температури, яка відповідає вакуумному тиску. Як правило, більшість продуктів має дві основних складові: вода та тверда структура. Таким чином, холодоносієм, який використовується у вакуумному охолодженні не чиста вода, але одна зі складових про-

дукту.

Зниження температури на одиницю процентної втрати ваги визначається за формулою

$$\eta_T = \frac{\Delta T}{\Delta m_w/m_p} = \frac{h_{fg}}{c}, \quad (1)$$

де  $\eta_T$  – зниження температури на одиницю процентної втрати ваги, °C/1% втрати ваги;

$\Delta T$  – різниця температур, °C;

$m_w, m_p$  – маса води та маса продукту відповідно, кг;

$\Delta m$  – зміна маси, кг;

$c$  – питома теплоємність, кДж/кг·К;

$h_{fg}$  – прихована теплота, кДж/кг.

Як показано у рівнянні (1), питома теплоємність продукції визначається зниженням температури на одиницю процентної втрати ваги. В таблиці 1 наведено питому теплоємність та розраховані значення зниження температури для води та листових овочів [7].

Таблиця 1

Вологість, питома теплоємність та зниження температури на одиницю втрати ваги для чистої води та листових овочів

	Вологість, %	Питома теплоємність, с, Кдж/кг·°C	Зниження температури, $\eta_T$ , °C/1% втрати ваги
Вода	100	4,2	6,0
Листові овочі	90	3,9	6,5

Типовий вакуумний охолоджувач. Оскільки продукцію, яка має пористу структуру та містить велику кількість вологи, може бути охолоджено безпосередньо випаровуванням води з середини продукту при низьких температурах під вакуумним тиском, вакуумний охолоджувач є дійсною системою для забезпечення потрібного тиску. Типовий вакуумний охолоджувач, який показано на рисунку 1, складається з двох основних компонентів: вакуумної камери та системи вакуумного відкачування [12]. Процес вакуумного охолодження відбувається в два етапи:

1) видалення більшості повітря в камері до точки загоряння або насиченого тиску при початковій температурі продукту з відносно невеликим охолодженням.

2) подальше зниження тиску у вакуумній камері до кінцевого значення тиску з основною фазою охолодження продукту.

Для утримання продукції використовується вакуумна камера, яка, як правило, горизонтальна, циліндричної або прямокутної конструкції. На протязі процесу охолодження двері камери герметично заблоковані, тому що будь-яке просочування повітря до вакуумного

охолоджувача збільшує навантаження системи вакуумної відкачки [8].



Рис. 1. Типовий вакуумний охолоджувач

Система вакуумної відкачки складається з двох елементів: вакуумного насоса та парового конденсатора. Вакуумний насос призначений для зменшення тиску у вакуумній камері з атмосферного тиску до тиску насиченої пари. У вакуумних охолоджувачах широко застосовується роторний масляний насос.

Необхідна швидкість відкачування може бути визначена за формулою

$$S = \frac{V_f}{t/3600} \ln \frac{P_0}{P_{fp}}, \quad (2)$$

де  $S$  – швидкість відкачування,  $m^3/\text{год.}$ ;

$t$  – час, с;

$V_f$  – вільний об'єм камери,  $m^3$ ;

$P_0$ ,  $P_{fp}$  – початковий тиск, та тиск у точці загоряння відповідно, Па.

Пароконденсатор видаляє пару з вакуумної камери за рахунок конденсації пару назад у воду та подальшого дренажу. Однак необхідно зазначити, що оскільки ефект охолодження виникає за рахунок безпосереднього випаровування води з продукту, то пароконденсатор застосовується в вакуумному охолоджувачі з практичною і економічною метою видалення великої кількості згенерованої пари. Необхідність застосування вакуумного конденсатора у вакуумному охолоджувачі може бути підтверджена наступним прикладом.

Загальну кількість води, що випаровується, тобто втрату ваги продукту, може бути розраховано наступним чином

$$\Delta m_w = \frac{cm_p \Delta T}{h_{fg}}, \quad (3)$$

де  $\Delta m_w$  – втрата води, кг;

$m_p$  – маса продукту, кг;

$\Delta T$  – різниця температур,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$C$  – питома теплоємність, кДж/кг·К;  
 $h_{fg}$  – прихована теплота, кДж/кг.

Якщо пару представити як ідеальний газ, об'єм пари, що розширюється завдяки випаровуванню води можна розрахувати за формулою

$$V = \frac{\Delta m_w}{M_w} \frac{RT_{K,vc}}{P_{vc}}, \quad (4)$$

де  $M_w$  – мольна маса води, кг/моль;

$T_{K,vc}$  – температура у вакуумній камері, К;

$P_{vc}$  – тиск у вакуумній камері, Па;

$R$  – універсальна газова стала, 8,314 Дж/кг·моль.

Якщо вакуумний охолоджувач використовується для охолодження 1000 кг овочів з температури 25°C до 5°, маса випареної води, розрахованої за формулою (3), становить близько 31кг. Таким чином загальний об'єм пари, розрахований за рівнянням (4) становить близько 4300 $m^3$  при температурі 25°C та тиску 1 кПа. Якщо час охолодження становить 30 хв, включаючи 5 хв для доведення тиску в камері до точки загоряння, і система герметична, швидкість відкачування повинна становити близько 10, 300  $m^3$ /год [6].

На практиці цієї мети досягнути важко за допомогою вакуумного насосу, та навіть групи вакуумних насосів. Проте, капітальна вартість вакуумного насосу значно зростає із зростанням його продуктивності.

*Переваги та недоліки вакуумного охолодження.* Головна перевага вакуумного охолодження це велика швидкість охолодження у порівнянні з традиційними методами охолодження. Для прикладу, експериментальні результати охолодження показують, що середня швидкість охолодження овочів, яка досягається вакуумним охолодженням, встановлює 0,5°C/хв, що в 60 разів вище, ніж при повільному повітряному охолодженні.

Умовою рівномірного та швидкого охолодження продукту є рівномірно розподілена пористість всередині продукту та упаковки. При вакуумному охолодженні вологої продукції не має різниці де індивідуальний продукт розташовано, в упаковці чи великому контейнері, тому що ефект охолодження досягається за рахунок випаровування вологи безпосередньо з окремих пор. В той час, як в холодильній камері, швидкість охолодження продукту може коливатися в межах 0,05-3°C/год в залежності від типу контейнера та типу розміщення продукції. При застосуванні примусового повітряного охолодження існує ризик пошкодження поверхні продукту через замерзання, в той час, як в середині продукт не охолоджується належним чином [7]. Тобто рівномірне охолодження продукції є перевагою вакуумного охолодження.

Вакуумне охолодження у порівнянні з повітряним охолодженням та гідро охолодженням вимагає найменших енергетичних затрат [4]. Це є наслідком того, що при вакуумному охолодженні немає потреби циркуляції холодоносія крізь систему, і вакуум мінімізує обмін теплотою з навколишнім середовищем. При вакуумному охолодженні салата латуга енерговитрати становлять приблизно 0,56 кВт для зниження температури на 1°C у порівнянні з 3,7 кВт на 1°C при гідро охолодженні.

Крім того, вакуумні охолоджувачі є дуже гігієнічними через обмежений контакт із повітрям, повітря заходить до контейнеру тільки коли контейнер відкривається для визволення вакууму. Майже будь який тип пакування придатний для вакуумного охолодження, за умови, що упаковка, яка вміщує продукт, є пористою або має отвори для можливості дихання. Ще одною перевагою є можливість точного температурного контролю на протязі процесу вакуумного охолодження. Температура продукту може бути доведена всередині до 1-3°C завдяки контролюванню абсолютного тиску [7].

Вакуумне охолодження також має свої недоліки. Наприклад, воно не може бути заміною встановлених традиційних технік заморожування. Крім того, на протязі процесу вакуумного охолодження відбувається втрата ваги продукту, яка у овочів становить приблизно 3-4% від попередньої ваги, але схожі втрати відбуваються також і при холодильному охолодженні. Тим не менш, в процесі вакуумного охолодження втрата ваги продуктом може бути зменшена за рахунок додавання відповідної кількості води. З цією метою у вакуумний охолоджувач інсталюється водяний розприскувач [6]. Попередньо розрахований обсяг води додається до продукції, що пакується у водонепроникне ні пластикові мішки, вільні кінці яких затягуються, забезпечуючи вільне закриття. Упаковки з продукцією після цього встановлюються в палети та розміщуються у вакуумну камеру [10]. Попереднє зволоження продукції з метою зменшення втрати ваги продуктом проводиться також для абсорбування певної кількості води перед вакуумним охолодженням [12].

Застосування вакуумного охолодження для фруктів на овочів. Вакуумне охолодження було застосовано в промислових масштабах для охолодження салату айсберг в США та багатьох країнах Європи з метою швидкого охолодження та збільшення терміну придатності. Салат, який охолоджується на допомогою вакууму, обгортається в плівку ПВХ або перфоровані поліетиленові мішки. Вакуумне охолодження спроможне зменшити температуру з 25°C до 1°C менш ніж за 30 хв. Салат, який зберігається при температурі навколишнього середовища звичайно має термін придатності 3-5 днів, проте, вакуумне охолодження в поєднанні з холодильним зберіганням при температурі

1°C, призводить до збільшення терміну зберігання аж до 14 днів [6].

Попереднє охолодження грибів є ще одним важливим традиційним застосування вакуумного охолодження. Пориста структура та великий вміст вологі робить це можливим. Було показано, що перевага вакуумного охолодження була еквівалентна продовженому терміну зберігання в 24 год. після 102 год. зберігання.

Було також досліджено вплив вакуумного охолодження на якість грибів. Для грибів високої якості не було знайдено значної різниці між вакуумним та звичайним охолодженням, якщо гриби зберігались при температурі 5°C після охолодження. Однак, якщо були незначно погіршені перед охолодженням надавало несприятливий ефект за рахунок прискорення ферментативного потемніння шлярки грибів у зрівнянні зі звичайними методами охолодження, якщо продукт зберігався при температурі 1°C на протязі 8-10 днів. Ферментативне потемніння шляпки грибів викликане ферментом поліфенолоксидази це головний критерій якості грибів, однак, пакування подібного типу грибів до і після охолодження зменшує активність поліфенолоксидази і зменшує погіршення від потемніння. Вакуумне охолодження грибів також показало результат 3,6% втрати ваги, що було вище ніж 2% при повітряному охолодженні. Тим не менш, в період зберігання гриби, які охолоджувались під вакуумом, втратили менше вологи, ніж гриби, до яких застосовувалось повітряне охолодження, що отже допомогло компенсувати втрати при охолодженні. Попереднє зволоження грибів перед вакуумним охолодженням було продемонстроване як ефективний метод збільшення виходу продукту. Вакуумне охолодження було прийнято в промислових масштабах у США, Великобританії, Ірландії та інших частинах Європи та було застосоване для рівномірного охолодження грибів у штабелях [4].

Проводилася також робота з метою дослідити застосування вакуумного охолодження для інших сортів овочів та фруктів, включаючи броколі, шпинат, китайське листя, баклажани, огірки, моркву, перець, ріпу, полуницю, чорну смородину та диню. Загальні результати показали, що вакуумне охолодження є ефективним і дієвим методом охолодження для цих продуктів. Однак, взагалі кажучи, швидкість охолодження для не листових овочів та фруктів нижче, ніж для листових. Результати також показують, що звичайна втрата ваги 4% зустрічається при зниженні температури з 25°C до 1°C. Попереднє зволоження продуктів було також знайдено практичним методом компенсації втрат при охолодженні. В деяких випадках поглинання води може викликати збільшення чистої ваги після вакуумного охолодження. Деякі дослідження показали, що час інтервалу попереднього зволоження також впливає на втрату ваги [6].

*Висновки.* Вакуумне охолодження це швидка технологія охолодження для продукції, що має високу вологість та пористу структуру. Теплота з продукту видалається завдяки випаровуванню певної кількості води безпосередньо з середини продукту під вакуумним тиском. Втрата води по суті відбувається під час вакуумного охолодження, тому що ефект охолодження відбувається через випаровування води. Проте, втрату ваги у продукції можна зменшити або компенсувати завдяки додаванню певної кількості води перед вакуумним охолодженням. Розмір та форма продукту не оказує значного впливу на швидкість вакуумного охолодження, на відміну від традиційних методів охолодження, таких як повітряне охолодження, вентиляторне охолодження, гідроохолодження. Технологія широко застосовується для швидкого видалення польового тепла для продукції рослинництва та у флористиці. Крім того вона успішно застосовується у процесі переробки деяких рідких продуктів та хлібобулочних виробів, у м'ясопереробній індустрії. Застосування вакуумного охолодження є привабливим для харчової промисловості.

Так як вакуумне охолодження є інноваційною технологією, яка пропонує харчовій промисловості багато переваг, зокрема з точки зору зниження виробничих витрат та покращення якості продукту, очікується, що його використання буде більш конкурентоспроможним та широко поширеним у майбутньому.

Таким чином можна зробити висновок, що подальше дослідження вакуумного охолодження з метою впровадження технології в переробну промисловість України є доцільним.

#### *Література*

1. *Alibas I., Koksal N.* Convective, vacuum and microwave drying kinetics of mallow leaves and comparison of color and ascorbic acid values of three drying methods / *I. Alibas, N. Koksal.* – Food Science and Technology, 2014. – P. 358-364.

2 *Anon.* Vacuum cooling for fruits and vegetables / *Anon.* – Food Processing Industry, 1981. – P. 12- 24.

3 *Brosnan T., Sun D.-W.* Compensation for water loss in vacuum precooled cut lily flowers / *T. Brosnan, D.-W. Sun.* – Journal of Agricultural Engineering Research, 2001. – P. 299-305.

4 *Sun D.-W., Zheng L.* Vacuum cooling technology for the agri-food industry: past, present and future / *D.-W. Sun, L. Zheng.* – Journal of Food Engineering 77, 2006. – P. 203-214.

5 *Dostat R. J.* Principles of refrigeration (3<sup>rd</sup> ed.) / *R. J. Dostat.* – Englewood Cliffs, NJ, USA: Prentice Hall, 1991.

6 *Wang L., Sun D.-W.* Rapid cooling of porous and moisture foods by using vacuum cooling technology/ *L. Wang, D.-W. Sun.* – Trends in Food Science and Technology 12, 2001. – P. 174-184.



7 Longmore A.P. Vacuum cooling of food products / A.P.Longmore. – Chemical processing, 1971.

8 Malpas E.W. Vacuum equipment for evaporative cooling / E.W.Malpas. – Process Biochemistry, 1978. – P. 10, 15-17.

9 Mellor J.D. Vacuum techniques in the food industry/ J.D. Mellor. – Food Technology Australia, 1980. – P. 397-398.

10 Muise H.D., Stanish M.A. Field packing and cooling for fresh produce/ H.D. Muise, M.A.Stanish. – Trends in Food Science Technology, 1996. – P. 7, 175.

11 Sankat C.K., Mujaffar S. Water balance in cut Anthurium flowers in storage and its effects on quality/ C.K. Sankat, S. Mujaffar. – ActaHorticulturae, 1999. – P. 723-732.

12 Sun D.-W., Wang L. Experimental investigation of performance of vacuum cooling for commercial large cooked meat joints / D.-W.Sun, L. Wang. – Journal of Food Engineering 61(4), 2004. – P. 527-532.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ВАКУУМНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИ ХРАНЕНИИ РАСТИТЕЛЬНОЙ ПРОДУКЦИИ

О. П. Ломейко, Л. В. Ефименко

**Аннотация** – в статье проводится теоретическое исследование использования технологии вакуумного охлаждения в процессе переработки сельскохозяйственной продукции. Рассматриваются преимущества, недостатки метода и диапазон возможного использования. Сделан вывод, что дальнейшее исследование технологии с целью внедрения в перерабатывающую промышленность Украины является целесообразным.

## THEORETICAL INVESTIGATION OF VACUUM COOLING TECHNOLOGY FOR STORAGE OF PLANT PRODUCTS

O. Lomeyko, L. Efimenko

### *Summary*

The article provides theoretical investigation of vacuum cooling technology for the agricultural processing industry. The advantages and disadvantages of the method and possible range of applications were considered. The conclusion is made that further researching of the technology with the purpose of implementation to Ukraine food processing industry is appropriate.

УДК 631.171:636

## ВПЛИВ МАТЕРІАЛІВ ВАНТАЖОЗАХВАТНИХ ОРГАНІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН НА ЇХ ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-24-36

**Анотація** – у роботі шляхом теоретичного дослідження отримані залежності для визначення динамічних характеристик навантажувальної машини.

**Ключові слова** – динамічна система, вантажозахватний орган, диференціальне рівняння руху.

*Постановка проблеми.* Для навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції використовують сучасні підйомно-транспортні машини. На сьогодні широке застосування на навантажувально-розвантажувальних роботах сільськогосподарського виробництва знаходять універсальні машини, головним елементом яких є змінний вантажозахватний орган. Характеристики динамічних процесів під час підйому вантажу істотно впливають на елементи конструкції машини, і, у кінцевому підсумку, на продуктивність машини. Тому дослідження впливу матеріалів вантажозахватних органів навантажувально-розвантажувальних машин є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* Вантажозахватні засоби повинні відповідати вимогам стандартів або технічних умов на виробі конкретних типів, будівельних норм і правил, системи стандартів по безпеці праці, правилам безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. Конструкції вузлів і деталей вантажозахватних засобів повинні відповідати вимогам ремонтпридатності й принципу взаємозамінності; вантажозахватні засоби повинні бути захищені від корозії шляхом нанесення на їхню поверхню лакофарбових, металевих або неметалічних (органічних) покриттів. Але вплив сучасних матеріалів та їх покриттів, з яких виготовляють вантажозахватні органи, на роботу вантажопідйомних машин вивчений та освітлений в літературних джерелах недостатньо. Майже повністю відсутні дослідження поведінки вантажозахватних органів під час пуску.

*Формулювання цілей статті.* Дослідження динаміки роботи вантажопідйомних механізмів із змінними параметрами проводилися науковцями національних університетів, зокрема Львівським Націо-

нальним університетом [6]. Але багато питань ще не вирішені. Мета статті – дослідити залежності впливу сучасних матеріалів вантажозахватних органів на технологічний процес. Причому вони повинні забезпечити надійну та небезпечну роботу і, у кінцевому підсумку, задану вантажопідйомність машини.

*Основна частина.* Вантажопідймальні крани належать до устаткування підвищеної небезпеки, у зв'язку з чим встановлено особливий державний нагляд за їх експлуатацією, здійснюваний органами Держнаглядохоронпраці. Це вимагає особливої уваги до роботи всіх складових елементів кранів, особливо вантажозахватних засобів, як найбільш відповідальних за роботу всієї машини.

Універсальна машина для навантажувально-розвантажувальних робіт являє собою складну динамічну систему, у якій виявляються як лінійні, так і нелінійні фактори, завдяки чому диференціальні рівняння руху під час пуску привода є у загальному вигляді нелінійними і для спрощення динамічних досліджень зробимо ряд допущень, які спрощують розрахунки та мало впливають на точність отриманих результатів [1].

Під час виконання навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції в процесі робочого циклу виникають динамічні навантаження. Вони виникають як під час пуску, так і під час гальмування вантажу, що опускається при складуванні продукції. Причому ці динамічні навантаження значно залежать від того, в який спосіб виконується підйому вантажу – «з ваги» або «з підхватом».

При навантаженні «з ваги» припускається, що вантаж вже піднятий і статичне навантаження на підйомний поліспаст дорівнює вазі вантажу  $Q_c$ . Сума статичного  $Q_c$  та динамічного  $F_{дин}$  навантаження є функцією надлишкового рухомого зусилля  $F_{над}$ , яке залежить від характеру його змінення в часі  $t$  та жорсткості опорної конструкції  $k$ , тобто  $F_{дин} = f(t, k)$ .

Звідси

$$F = Q_c + F_{дин}, \quad (1)$$

а динамічний коефіцієнт

$$K_d = \frac{F}{Q_c} = 1 + \frac{F_d}{Q_c}. \quad (2)$$

При варіанті навантаження «з підхватом» припускається, що вантаж знаходиться на будь-якій площадці, канати провисають і в цю мить навантаження на вантажозахватний орган і поліспаст дорівнює нулю. Динамічне навантаження виникає в період, коли до канатного поліспасти та вантажозахватного органу, які рухаються з номінальною швидкістю підйому вантажу  $v_v$ , буде миттєво прикладена вага вантажу.

Навантаження  $F$  також буде дорівнювати сумі статичного нава-

нтаження  $Q_c$  та динамічного  $F_{\text{дин}}$ , яке в цьому випадку залежить від швидкості підйому та жорсткості опорної конструкції, тобто  $F_{\text{дин}} = f(v_b, k)$ .

Таким чином, також як і в першому варіанті сума навантажень буде дорівнювати  $F = Q_c + F_{\text{дин}}$ , а динамічний коефіцієнт

$$K_d = \frac{F}{Q_c} = 1 + \frac{F_{\text{дин}}}{Q_c}. \quad (3)$$

Динамічні навантаження враховують при ряді допущень, які спрощують розрахунки й мало впливають на точність отриманих результатів.

У більшості випадків при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт та складування продукції зустрічається другий варіант навантаження – з підхватом. Вантажозахватні засоби, як і інші складові машин мають свої пружні характеристики. З появою нових матеріалів і покриттів змінюється й їх жорсткість. Як показують експерименти, у цьому випадку можна знехтувати жорсткістю одного з пружних елементів, наприклад, гнучких тягових органів, оскільки жорсткість металоконструкцій вантажних машин вище за жорсткість канатів або ланцюгів. Причому коливання гнучких тягових органів завдяки великому внутрішньому тертю канатів та ланцюгів системи поліспаств швидко затухають.

Отже, можна враховувати тільки жорсткість конструкції навантажувально-розвантажувальної машини, тобто масу машини  $m_M$  та вантажу  $m_b$  розглядати як одну масу (рис. 1). Це повністю відповідає випадку, коли вантаж піднятий робочим органом машини.

Процес підйому вантажу при даному прийнятому припущенні можна розглядати наступним чином. На першому етапі після включення двигуна вибирається слабина гнучкого тягового органа; на другому етапі відбувається пружна деформація всіх елементів конструкції, яка продовжується до тих пір, поки сила  $F$  на вантажозахватному органі зростаючи від нуля не стане рівною  $Q_c + q_0 = m_b \cdot g$ . Лише після цього на третьому етапі починається підйом вантажу.

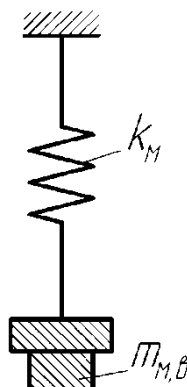


Рис. 1. Розрахункова схема одномасової системи

При переміщенні  $x_m$  при виборі слабину маси  $m_m$  машини жорсткістю  $k_b$  кінетична та потенційна енергії

$$K = \frac{m_m}{2} \dot{x}_m^2, \quad (4)$$

$$\Pi = k_m \frac{x_m^2}{2}. \quad (5)$$

Рушійна сила буде різна для різних етапів підйому вантажу. Рівняння руху має вигляд

$$m_m \cdot \dot{x}_m + k_m \cdot x_m = F, \quad (6)$$

а його рішення

$$x_m = y_{ст} + \frac{v}{p} \cdot \sin pt, \quad (7)$$

де  $y_{ст}$  – прогин конструкції від статичного навантаження, м;

$v$  – встановлений час підйому вантажу, с;

$p$  – кругова частота повільних коливань,  $p = \sqrt{\frac{k_m}{m_m + m_g}}$ ;

$t$  – поточний час, с.

Отже,

$$\dot{x}_m = v \cdot \cos pt, \quad (8)$$

$$\ddot{x}_m = -vp \cdot \sin pt. \quad (9)$$

Динамічне зусилля, що діє на вантажозахватний орган

$$F = m_g \cdot \ddot{x} = -(Q + q)vp \cdot \sin pt. \quad (10)$$

Максимум його буде при  $\sin pt = -1$

$$F_{дин \max} = (Q + q)vp. \quad (11)$$

Коефіцієнт динамічності

$$K_d = \frac{Q_c + q_c + F_{дин \max}}{Q_c + q_c} = 1 + \frac{v}{g} \cdot p = 1 + \frac{v}{g} \cdot \sqrt{\frac{k_m}{m_m + m_g}}. \quad (12)$$

Дана формула достатньо проста для практичного використання і в досить достовірна, хоча й не враховує вплив другого елемента жорсткості, який є в наявності в системі. Отримані залежності дозволяють проектувати найбільш економічні конструкції із застосуванням нових матеріалів і покриттів. Для отримання виразу, що характеризує зміну деформації пружної ланки в часі, необхідно знати положення системи, при якому починається процес її динамічного навантаження (початкові умови) і характер зміни зовнішніх сил.

Максимальне зусилля, сприйняте пружною ланкою, майже не залежить від характеру зміни зовнішньої сили, а визначається, голов-

ним чином, початковим значенням цієї сили.

Створення сучасних технологій захисних покриттів вантажозахватних органів допоможе успішно вирішувати народногосподарські завдання в галузі підйомно-транспортної техніки.

*Висновки.* Продуктивність навантажувальних машин у значній мірі залежить від режиму їх руху під час пуску. Використання отриманих залежностей дає змогу виявити вплив жорсткості конструкції на навантаження вантажозахватних органів з метою забезпечення працездатності машини.

#### *Література*

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 535 с.

2. Спицына Д.Н. Динамика козловых кранов при работе механизма подъема груза / Д.Н. Спицына, И.И. Абрамович, В.Б. Буланов. Вестник машиностроения. – 1974. – №12. – С. 12-16.

3. Абрамович И.Г. Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости / И.Г.Абрамович. – М.: Наука, 1965. – 392 с.

4. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: Підручник / Ф.К. Іванченко. – К., 1993. – 413 с.

5. Івановська О.В. Дослідження динаміки роботи вантажопідйомних механізмів із змінними параметрами на прикладі неводовибірочної машини [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/11581>.

## **ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛОВ ГРУЗОЗАХВАТНЫХ ОРГАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН НА ИХ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

О. О. Дереза, С. В. Дереза

*Аннотация* – в работе путем теоретического исследования получены зависимости для определения динамических характеристик погрузочной машины.

## **EFFECT OF MATERIAL LIFTING BODY OF HOISTING MACHINE ON THEIR DYNAMIC CHARACTERISTICS**

O. Dereza, S. Dereza

### *Summary*

**In the way of theoretical research dependences to determine the dynamic characteristics loader.**

УДК 517:631.362.32/34

**ИССЛЕДОВАНИЕ НА НАИБОЛЬШЕЕ И НАИМЕНЬШЕЕ  
ЗНАЧЕНИЕ ФУНКЦИЙ ОТКЛИКА КАЧЕСТВЕННЫХ  
ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕШЕТ  
ПРИ ОЧИСТКЕ ОЧЕСАННОГО ВОРОХА ЗЕРНОВЫХ**

Рубцов Н. А., к.т.н.

*Мелитопольский государственный педагогический университет**им. Б. Хмельницкого*

тел. (098) 31-66-501

Леженкин И. А., инженер

*Таврический государственный агротехнологический университет*

тел. (0619) 42-24-36, e-mail: lan2810@mail.ru

**Аннотация** – в статье приводятся выполненные на основании положений математического анализа результаты исследований функций отклика качественных показателей работы экспериментальных решет на очистке очесанного вороха зерновых культур.

**Ключевые слова** – уравнение регрессии, наибольшее значение, функция отклика, сепарация, очесанный ворох, экспериментальные решета.

*Постановка проблемы.* Уборка зерновых наиболее трудоемкая и ответственная операция в технологии выращивания зерновых культур. Она может осуществляться зерноуборочными комбайнами по классической схеме, либо методом очесывания растений на корню. Процесс очесывания растений на корню может происходить либо по комбайновой, либо по стационарной технологии. Комбайновая технология осуществляется комбайнами с навешенными на них очесывающими жатками. Суть стационарной технологии заключается в следующем. Уборочная машина с очесывающими рабочими органами очесывает растения на корню и подает ворох в прицеп-тележку. Когда тележка наполняется, она транспортируется на стационар для доработки очесанного вороха [1, 2]. Первой операцией доработки очесанного вороха является его сепарация [3, 4]. В [5] предложена конструкция ворохоочистителя для сепарации очесанного вороха зерновых. Однако параметры и режимы его работы не обоснованы. В связи с чем возникает проблема обоснования параметров и режимов работы рабочих органов для сепарации очесанного вороха зерновых.

*Анализ публикаций.* Аблогиним Н. Н. [6] проведены исследования процесса сепарации очесанного вороха риса цилиндрическим решето с наружной рабочей поверхностью. В данной работе и в [7] также рассматриваются физико-механические свойства очесанного вороха риса. Сравнивая фракционный состав очесанного вороха риса и очесанного вороха зерновых [8-10], следует отметить, что они имеют существенные отличия. Очесанный ворох риса содержит свободного зерна 85...95%, а очесанный ворох зерновых – 45...63% [11]. Поэтому использовать при сепарации очесанного вороха зерновых цилиндрическое решето с наружной рабочей поверхностью не совсем целесообразно. Это подтвердили результаты исследований [12]. Исходя из вышеизложенного наиболее эффективным использовать плоскорешетный сепаратор с экспериментальными решетками [5].

*Цель статьи.* Исследовать функции отклика качественных показателей работы экспериментальных решет и определить значения факторов, которые обеспечивают наибольшие значения функций отклика.

*Основная часть.* Для построения регрессионной модели технологического процесса сепарации очесанного вороха на плоскорешетном ворохоочистителе был реализованный некомпозиционный, рототабельный трехуровневый план Бокса-Бенкина для трех факторов, который оценивался двумя функциями отклика. В качестве факторов были приняты удельная подача очесанного вороха на решето, частота колебаний решет и диаметр отверстий решет. В результате проведения эксперимента и последующего расчета коэффициентов регрессии была получена модель

$$\begin{aligned} y_1 &= 0,614 - 0,158x_1 - 0,093x_2 + 0,132x_3 - 0,00175x_2x_3 + \\ &+ 0,061x_1^2 - 0,061x_1^2 - 0,041x_2^2 - 0,0665x_3^2 \\ y_2 &= 0,6 - 0,105x_1 - 0,104x_2 - 0,054x_3 + 0,015x_1x_2 + 0,03x_1x_3 + \\ &+ 0,01x_2x_3 - 0,046x_1^2 + 0,049 - 0,009x_3^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Первое из уравнений (1) характеризует изменение коэффициента сепарации в зависимости от параметров и режимов работы экспериментального рабочего органа, а второе уравнение описывает характер изменений коэффициента эффективности выделения примесей.

Для анализа уравнений регрессии (1) необходимо построить поверхности отклика. Построение поверхности отклика начинается с определения координат точек, в которых функция отклика принимает экстремальное значение. Применительно к рассматриваемому процессу сепарации очесанного вороха речь может идти о нахождении наибольшего или наименьшего значения функций отклика и, тех условий, которые обеспечивают эти значения.

В первую очередь нас интересуют наибольшие значения функ-



ций отклика, т.е. наибольшие значения коэффициента сепарации и коэффициента эффективности выделения примесей. Таким образом, задача сводится к определению значений факторов (удельной подачи, частоты колебаний и диаметра отверстий), при которых функции отклика принимают наибольшие значения. Для решения данной задачи необходимо исследовать уравнения регрессии, которые являются функциями нескольких переменных на наибольшее и наименьшее значение. При исследовании функции нескольких переменных на наибольшее и наименьшее значение в замкнутом пространстве был использован следующий алгоритм:

– находились частные производные первого порядка, приравнялись к нулю и решалась система  $k$  уравнений ( $k$  – количество переменных, при этом система необязательно должна быть линейной);

– после решения системы были получены критические точки  $M_i(x_1, x_2, \dots, x_k)$ , где  $i = \overline{1, m}$ ,  $m$  – наивысшая степень уравнений системы;

– были определены значения функции в этих точках, при этом исследование на экстремум не проводилось;

– находилось наибольшее и наименьшее значения функции на каждой границе замкнутого пространства;

– из всех вычисленных значений выбиралось наибольшее и наименьшее.

Согласно приведенной методики исследуем первое уравнение регрессии

$$y_1 = 0,614 - 0,158x_1 - 0,093x_2 + 0,132x_3 - 0,00175x_2x_3 + 0,061x_1^2 - 0,041x_2^2 - 0,0665x_3^2. \quad (2)$$

Возьмем частные производные от данной функции по исследуемым факторам  $x_1, x_2, x_3$ .

$$\begin{cases} \frac{\partial y_1}{\partial x_1} = -0,158 + 2 \cdot 0,061x_1, \\ \frac{\partial y_1}{\partial x_2} = -0,093 - 0,00175x_3 - 2 \cdot 0,041x_2, \\ \frac{\partial y_1}{\partial x_3} = 0,132 - 0,00175x_2 - 2 \cdot 0,0665x_3. \end{cases} \quad (3)$$

Приравниваем уравнения (3) к нулю и получим алгебраическую систему уравнений. Решим систему (4) относительно  $x_1, x_2$  и  $x_3$

$$\begin{cases} -0,158 + 2 \cdot 0,061x_1 = 0, \\ -0,093 - 0,00175x_3 - 2 \cdot 0,041x_2 = 0, \\ 0,132 - 0,00175x_2 - 2 \cdot 0,0665x_3 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Из первого уравнения системы (4) находим  $x_1$

$$0,122x_1 = 0,158 \Rightarrow x_1 = 1,295.$$

Далее определяем  $x_2$  и  $x_3$

$$\begin{cases} 0,082x_2 + 0,00175x_3 = -0,093 & | 0,00175 \\ 0,00175x_2 + 0,133x_3 = 0,132 & | -0,082 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 0,0001435x_2 + 0,0000030625x_3 = -0,00016275 \\ -0,0001435x_2 - 0,010906x_3 = -0,010824 \\ -0,0109029375x_3 = -0,01098675 \\ x_3 = 1,008 \\ 0,082x_2 + 0,001763453 = -0,093 \\ 0,082x_2 = -0,094763453 \\ x_2 = -1,156. \end{cases}$$

Таким образом, в результате решения системы алгебраических уравнений (4) получили значения координат точки  $M$   $M(x_1; x_2; x_3) = M(1,295; -1,156; 1,008)$ . Однако, эта точка находится вне исследуемой зоны и мы ее отбрасываем. Теперь будем исследовать значения функции на границах замкнутого пространства.

1. Принимаем, что фактор  $x_1 = \text{const}$  и обозначим его через  $c_1$ . Подставим  $c_1$  в уравнение регрессии (2) вместо  $x_1$  и получим уравнение вида

$$y_1 = 0,614 - 0,158c_1 - 0,093x_2 + 0,132x_3 - 0,00175x_2x_3 + 0,061c_1^2 - 0,041x_2^2 - 0,0665x_3^2. \quad (5)$$

Далее проводим исследование по аналогичной методике. Возьмем частные производные от функции отклика по переменным факторам  $x_2$  и  $x_3$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_1}{\partial x_2} = -0,093 + 0,00175x_3 - 0,082x_2, \\ \frac{\partial y_1}{\partial x_3} = 0,132 - 0,00175x_2 - 2 \cdot 0,0665x_3. \end{cases} \quad (6)$$

Приравняем каждое уравнение системы (6) к нулю и в результате получаем систему двух линейных уравнений

$$\begin{cases} -0,082x_2 - 0,00175x_3 - 0,093 = 0, \\ -0,00175x_2 - 0,133x_3 + 0,132 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

или

$$\begin{cases} -0,082x_2 - 0,0175x_3 = 0,093, \\ 0,00175x_2 + 0,133x_3 = 0,132. \end{cases} \quad (8)$$

Находим из системы (8) неизвестные  $x_2$  и  $x_3$

$$x_2 = -1,156 \quad x_3 = 1,0008$$

Примем, что  $c_1$  может принимать значения:  $-1; -0,5; 0; 0,5; 1$ . Проведем расчеты значений функции отклика  $y_2$  в каждом из сечений как внутри этих сечений так и в узловых точках, значения сведем в таблицу 1. В случаях, когда значения  $x_2$  или  $x_3$  выходят за зону факторного

пространства, значение функции отклика не рассчитываем.

Таблица 1

Расчетные значения функции отклика  $y_1$  для  $x_1 = \text{const}$

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_1$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
$M_1$	-1	-1,156	1,008	–
$M_2$	-1	-1	-1	0,68475
$M_3$	-1	-1	1	0,95225
$M_4$	-1	1	1	0,76275
$M_5$	-1	1	-1	0,50225
$M_6$	-0,5	-1,156	1,008	–
$M_7$	-0,5	-1	-1	0,56
$M_8$	-0,5	-1	1	0,8275
$M_9$	-0,5	1	1	0,638
$M_{10}$	-0,5	1	-1	0,3775
$M_{11}$	0	-1,156	1,008	–
$M_{12}$	0	-1	-1	0,46575
$M_{13}$	0	-1	1	0,73325
$M_{14}$	0	1	1	0,54375
$M_{15}$	0	1	-1	0,28325
$M_{16}$	0,5	-1,156	1,008	–
$M_{17}$	0,5	-1	-1	0,402
$M_{18}$	0,5	-1	1	0,6695
$M_{19}$	0,5	1	1	0,48
$M_{20}$	0,5	1	-1	0,2195
$M_{21}$	1	-1,156	1,008	–
$M_{22}$	1	-1	-1	0,36875
$M_{23}$	1	-1	1	0,63625
$M_{24}$	1	1	1	0,44675
$M_{25}$	1	1	-1	0,18625

2. Принимаем  $x_2 = c_2 = \text{const}$ .

Тогда первое уравнение регрессии модели (1) будет иметь вид

$$y_1 = 0,614 - 0,158x_1 - 0,093c_2 + 0,132x_3 - 0,00175c_2x_3 + 0,061x_1^2 - 0,041c_2^2 - 0,0665x_3^2. \quad (9)$$

Возьмем частные производные от  $y_1$  по факторам  $x_1$  и  $x_3$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_1}{\partial x_1} = -0,158 + 0,122x_1, \\ \frac{\partial y_1}{\partial x_3} = 0,132 - 0,00175c_2 - 0,133x_3. \end{cases} \quad (10)$$

Приравняем каждое уравнение системы (10) к нулю

$$\begin{cases} -0,158 + 0,122x_1 = 0, \\ 0,132 - 0,00175c_2 - 0,133x_3 = 0. \end{cases} \quad (11)$$

или

$$\begin{cases} 0,122x_1 = 0,158, \\ 0,00175c_2 + 0,133x_3 = 0,132. \end{cases} \quad (12)$$

Из уравнений (12) определяем  $x_1$  и  $x_3$

$$\begin{cases} x_1 = \frac{0,158}{0,122} = 1,295, \\ x_3 = \frac{0,132 - 0,0175c_2}{0,133}. \end{cases} \quad (13)$$

Во второе уравнение системы (13) входит постоянная  $c_2$ , которая может принимать значения:  $-1$ ;  $-0,5$ ;  $0$ ;  $0,5$ ;  $1$ . Эти значения взяты из построения модели и соответствуют точкам замкнутого пространства.

Подставляя в уравнение (9) значения  $c_2$  определим  $x_3$ . В результате расчетов получим

$$\begin{aligned} (x_3)_{c_2=-1} &= 1,124 & (x_3)_{c_2=0,5} &= 0,927 \\ (x_3)_{c_2=-0,5} &= 1,058 & (x_3)_{c_2=1} &= 0,861 \\ (x_3)_{c_2=0} &= 0,992 \end{aligned}$$

Полученные результаты подставим в уравнение регрессии (2) и определим значения функции отклика  $y_1$ , результаты расчетов сведем в таблицу 2.

Таблица 2

Расчетные значения функции отклика  $y_1$  для  $x_2 = \text{const}$

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_1$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
1	2	3	4	5
$M_{26}$	1,295	-1	1,224	–
$M_{27}$	1,295	-0,5	1,058	–
$M_{28}$	-1	-0,5	-1	0,669875
$M_{29}$	-1	-0,5	1	0,935625
$M_{30}$	1	-0,5	-1	0,353875
$M_{31}$	1	-0,5	1	0,619625
$M_{32}$	1,295	0	0,992	–

Продовж. табл. 2

1	2	3	4	5
$M_{33}$	-1	0	-1	0,6345
$M_{34}$	-1	0	1	0,8985
$M_{35}$	1	0	-1	0,3185
$M_{36}$	1	0	1	0,5825
$M_{37}$	1,295	0,5	0,927	–
$M_{38}$	-1	0,5	-1	0,578625
$M_{39}$	-1	0,5	1	0,840875
$M_{40}$	1	0,5	-1	0,262625
$M_{41}$	1	0,5	1	0,524875
$M_{42}$	1,295	1	0,861	–

3. Примем  $x_3 = c_3 = \text{const}$  и подставляем  $c_3$  в уравнение регрессии (2), получим

$$y_1 = 0,614 - 0,158x_1 - 0,093x_2 + 0,132c_3 - 0,00175x_2c_3 + 0,061x_1^2 - 0,041x_2^2 - 0,0665c_3^2 \quad (14)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_1}{\partial x_1} = -0,158 + 0,122x_1, \\ \frac{\partial y_1}{\partial x_2} = -0,093 - 0,00175c_3 - 0,082x_2. \end{cases} \quad (15)$$

Приравняем каждое уравнение системы (15) к нулю

$$\begin{cases} -0,158 + 0,122x_1 = 0, \\ -0,093 - 0,00175c_3 - 0,082x_2 = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Из первого уравнения системы (16)  $x_1 = 1,295$ . Из второго уравнения системы (16) определяем  $x_2$

$$x_2 = \frac{-0,093 - 0,0175c_3}{0,082} \quad (17)$$

Принимаем, что  $c_3$  изменяется в пределах от -1 до 1, т.е.  $c_3 = -1$ ,  $c_3 = -0,5$ ,  $c_3 = 0$ ,  $c_3 = 0,5$  и  $c_3 = 1$ . Подставим в уравнение (17) значения, которые может принимать значения  $c_3$ , и в результате получим, значения  $x_2$ , т.е.

$$\begin{aligned} (x_2)_{c_3=-1} &= -1,113 & (x_2)_{c_3=0,5} &= -1,145 \\ (x_2)_{c_3=-0,5} &= -1,123 & (x_2)_{c_3=1} &= -1,155 \\ (x_2)_{c_3=0} &= -1,134 \end{aligned}$$

В результате получаем значения  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ , которые подставляем в уравнение регрессии (2). После расчетов получаем значения функции отклика  $y_1$  при  $x_3 = \text{const}$ , полученные результаты сводим в табли-

цу 3.

Таблиця 3

Расчетные значения функции отклика  $y_1$  для  $x_3 = \text{const}$ 

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_1$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
$M_{43}$	1,295	-1,113	-1	–
$M_{44}$	1,295	-1,123	-0,5	–
$M_{45}$	-1	-1	-0,5	0,8015
$M_{46}$	1	-1	-0,5	0,4855
$M_{47}$	-1	1	-0,5	0,61725
$M_{48}$	1	1	-0,5	0,30125
$M_{49}$	1,295	-1,134	0	–
$M_{50}$	-1	-1	0	0,885
$M_{51}$	1	-1	0	0,569
$M_{52}$	-1	1	0	0,699
$M_{53}$	1	1	0	0,383
$M_{54}$	1,295	-1,145	0,5	–
$M_{55}$	-1	-1	0,5	0,93525
$M_{56}$	1	-1	0,5	0,61925
$M_{57}$	-1	1	0,5	0,7475
$M_{58}$	1	1	0,5	0,4315
$M_{59}$	1,295	-1,155	1	–

Результаты расчетов значений функций отклика  $y_1$  (табл. 1...3), показали, что наибольшее значение функции отклика  $y_1 = 0,95225$  принимает при  $x_1 = -1$ ,  $x_2 = -1$  и  $x_3 = 1$ , поэтому при построении поверхности функции отклика были приняты эти значения факторов.

Модель (1) включает в себя два уравнения регрессии. Первое уравнение регрессии уже исследовано, рассмотрим второе уравнение регрессии, т.е.

$$y_2 = 0,6 - 0,105x_1 - 0,104x_2 - 0,054x_3 + 0,015x_1x_2 + 0,03x_1x_3 + 0,01x_2x_3 - 0,046x_1^2 + 0,049x_2^2 - 0,009x_3^2 \quad (18)$$

Возьмем частные производные от функции отклика  $y_2$  по  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_2}{\partial x_1} = -0,105 + 0,015x_2 + 0,03x_3 - 0,092x_1, \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_2} = -0,104 + 0,015x_1 + 0,01x_3 + 0,098x_2, \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_3} = -0,054 + 0,03x_1 + 0,01x_2 - 0,018x_3. \end{cases} \quad (19)$$

Приравниваем каждое уравнения системы (19) к нулю

$$\begin{cases} -0,105 + 0,015x_2 + 0,03x_3 - 0,092x_1 = 0, \\ -0,104 + 0,015x_1 + 0,01x_3 + 0,098x_2 = 0, \\ -0,054 + 0,03x_1 + 0,01x_2 - 0,018x_3 = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Перенесем свободные члены в правые части уравнений и получим систему трех линейных уравнений с тремя неизвестными

$$\begin{cases} -0,092x_1 + 0,015x_2 + 0,03x_3 = 0,105, \\ 0,015x_1 + 0,098x_2 + 0,01x_3 = 0,104, \\ 0,03x_1 + 0,01x_2 - 0,018x_3 = 0,054. \end{cases} \quad (21)$$

Решим полученную систему относительно неизвестных  $x_1, x_2, x_3$ .

В результате решения получаем, что  $x_1 = -2,98$ ,  $x_2 = 2,205$  и  $x_3 = -6,742$ . Как видно из полученных результатов численные значения  $x_2$  и  $x_3$  находятся за зоной факторного пространства. Поэтому эту точку отбрасываем.

Теперь исследуем функцию отклика  $y_2$  на границах замкнутого пространства.

1. Примем  $x_1 = c_1 = \text{const}$ , тогда уравнение (18) принимает вид

$$y_2 = 0,6 - 0,105c_1 - 0,104x_2 - 0,054x_3 + 0,015c_1x_2 + 0,03c_1x_3 + 0,01x_2x_3 - 0,046c_1^2 + 0,049x_2^2 - 0,009x_3^2. \quad (22)$$

Возьмем частные производные от функции отклика  $y_2$  и приравняем их к нулю, а затем решим полученную систему линейных уравнений относительно  $x_2$  и  $x_3$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_2}{\partial x_2} = -0,104 + 0,015c_1 + 0,01x_3 + 0,098x_2, \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_3} = -0,054 + 0,03c_1 + 0,01x_2 - 0,018x_3. \end{cases} \quad (23)$$

Приравниваем к нулю каждое уравнение системы (23)

$$\begin{cases} -0,104 + 0,015c_1 + 0,01x_3 + 0,098x_2 = 0, \\ -0,054 + 0,03c_1 + 0,01x_2 - 0,018x_3 = 0. \end{cases} \quad (24)$$

или

$$\begin{cases} 0,098x_2 + 0,01x_3 = 0,104 - 0,015c_1, \\ 0,01x_2 - 0,018x_3 = 0,054 - 0,03c_1. \end{cases} \quad (25)$$

В результате решения системы линейных уравнений относительно неизвестных  $x_2$  и  $x_3$  получим следующие выражения:

$$\begin{cases} x_2 = \frac{241,2 - 57c_1}{186,4}, \\ x_3 = 1,497c_1 - 2,2811. \end{cases} \quad (26)$$

Как видно из выражений (26) найденные в результате решения системы линейных уравнений (25)  $x_2$  и  $x_3$  зависят от значения  $c_1$ . Согласно заложенных в модели предположений,  $c_1$  может иметь значения:  $-1; -0,5; 0; 0,5; 1$ .

Проведем расчеты значений функции отклика  $y_2$  в каждом из сечений как внутри этих сечений так и в узловых точках, значения сведем в таблицу 4.

Таблица 4

Расчетные значения функции отклика  $y_2$  при  $x_1 = \text{const}$

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_2$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
1	2	3	4	5
$N_1$	-1	1,60	-3,78	–
$N_2$	-1	-1	-1	0,912
$N_3$	-1	-1	1	0,724
$N_4$	-1	1	1	0,506
$N_5$	-1	1	-1	0,654
$N_6$	-0,5	1,45	-3,03	–
$N_7$	-0,5	-1	-1	0,8715
$N_8$	-0,5	-1	1	0,7135
$N_9$	-0,5	1	1	0,5105
$N_{10}$	-0,5	1	-1	0,6285
$N_{11}$	0	1,29	-2,28	–
$N_{12}$	0	-1	-1	0,808
$N_{13}$	0	-1	1	0,68
$N_{14}$	0	1	1	0,492
$N_{15}$	0	1	-1	0,58
$N_{16}$	0,5	1,26	-1,53	–
$N_{17}$	0,5	-1	-1	0,7215



Продовж. табл. 4

1	2	3	4	5
$N_{18}$	0,5	-1	1	0,6235
$N_{19}$	0,5	1	1	0,4505
$N_{20}$	0,5	1	-1	0,5085
$N_{21}$	1	0,99	-0,78	0,414437
$N_{22}$	1	-1	-1	0,612
$N_{23}$	1	-1	1	0,544
$N_{24}$	1	1	1	0,386
$N_{25}$	1	1	-1	0,414

2. Принимаем, что  $x_2 = c_2 = \text{const}$  и подставляем  $c_2$  в уравнение (18) вместо  $x_2$

$$y_2 = 0,6 - 0,105x_1 - 0,104c_2 - 0,053x_3 + 0,015c_2x_1 + 0,03x_1x_3 + 0,01c_2x_3 - 0,046x_1^2 + 0,049c_2^2 - 0,009x_3^2 \quad (27)$$

Берем частные производные от функции отклика  $y_2$  по факторам  $x_1$  и  $x_3$ , т.е.

$$\begin{cases} \frac{\partial y_2}{\partial x_1} = -0,105 + 0,015c_2 + 0,03x_3 - 0,092x_1, \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_3} = -0,054 + 0,03x_1 + 0,01c_2 - 0,018x_3. \end{cases} \quad (28)$$

Приравниваем к нулю каждое уравнение системы (28), и получаем

$$\begin{cases} -0,105 + 0,015c_2 + 0,03x_3 - 0,092x_1 = 0, \\ -0,054 + 0,03x_1 + 0,01c_2 - 0,018x_3 = 0. \end{cases} \quad (29)$$

Переносим свободные члены в правую часть и получаем систему двух линейных уравнений с двумя неизвестными

$$\begin{cases} -0,092x_1 + 0,03x_3 = 0,105 - 0,015c_2, \\ 0,03x_1 - 0,018x_3 = 0,054 - 0,01c_2. \end{cases} \quad (30)$$

В результате решения системы уравнений (30) относительно неизвестных  $x_1$  и  $x_3$  получаем, что

$$\begin{cases} x_1 = \frac{117 - 19c_2}{85,2}, \\ x_3 = \frac{3,3c_2 - 12,8}{18}. \end{cases} \quad (31)$$

Принимаем, что  $c_2$  может иметь значения:  $-1; -0,5; 0; 0,5; 1$ .

Проведем расчеты значений функции отклика  $y_2$  в каждом из сечений как внутри этих сечений так и в узловых точках, значения сведем в таблицу 5.

Таблиця 5

Расчетные значения функции отклика  $y_2$  для  $x_2 = \text{const}$ 

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_2$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
$N_{26}$	1,60	-1	-0,89	–
$N_{27}$	1,48	-0,5	-0,80	–
$N_{28}$	-1	-0,5	-1	0,81075
$N_{29}$	-1	-0,5	1	0,63275
$N_{30}$	1	-0,5	-1	0,52575
$N_{31}$	1	-0,5	1	0,46775
$N_{32}$	1,37	0	-0,71	–
$N_{33}$	-1	0	-1	0,734
$N_{34}$	-1	0	1	0,566
$N_{35}$	1	0	-1	0,464
$N_{36}$	1	0	1	0,416
$N_{37}$	1,26	0,5	-0,62	–
$N_{38}$	-1	0,5	-1	0,68175
$N_{39}$	-1	0,5	1	0,52375
$N_{40}$	1	0,5	-1	0,42675
$N_{41}$	1	0,5	1	0,38875
$N_{42}$	1,15	1	-0,53	–

2. Примем, что  $x_3 = c_3 = \text{const}$  Подставляем  $c_3$  в уравнение (18) вместо  $x_3$

$$y_2 = 0,6 - 0,105x_1 - 0,104x_2 - 0,054c_3 + 0,015x_1x_2 + 0,03c_3x_1 + 0,01c_3x_2 - 0,046x_1^2 + 0,049x_2^2 - 0,009c_3^2 \quad (32)$$

Затем возьмем частные производные от функции отклика по переменным  $x_1$  и  $x_2$

$$\begin{cases} \frac{\partial y_2}{\partial x_1} = 0,105 + 0,015x_2 + 0,03c_3 - 0,092x_1, \\ \frac{\partial y_2}{\partial x_2} = -0,104 + 0,015x_1 + 0,01c_3 + 0,098x_2. \end{cases} \quad (33)$$

Приравниваем к нулю каждое уравнение системы (33)

$$\begin{cases} 0,105 + 0,015x_2 + 0,03c_3 - 0,092x_1 = 0, \\ -0,104 + 0,015x_1 + 0,01c_3 + 0,098x_2 = 0. \end{cases} \quad (34)$$

или

$$\begin{cases} -0,092x_1 + 0,015x_2 = 0,105 - 0,03c_3, \\ 0,015x_1 + 0,092x_2 = 0,104 - 0,01c_3. \end{cases} \quad (35)$$

В результате решения системы линейных уравнений относительно неизвестных  $x_1$  и  $x_2$  получим следующие выражения

$$\begin{cases} x_1 = \frac{-14,17 + 4,529c_3}{15}, \\ x_2 = \frac{1114,3 - 137c_3}{924,1}. \end{cases} \quad (36)$$

Принимаем, что  $c_3$  может иметь значения:  $-1; -0,5; 0; 0,5; 1$ . Проведем расчеты значений функции отклика  $y_2$  в каждом из сечений как внутри этих сечений так и в узловых точках, значения сведем в таблицу 6.

Таблица 6

Расчетные значения функции отклика  $y_2$  при  $x_3 = \text{const}$

Точка	Координаты			Значение функции отклика, $y_2$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	
$N_{43}$	-1,25	1,35	-1	–
$N_{44}$	-1,096	1,28	-0,5	–
$N_{45}$	-1	-1	-0,5	0,87175
$N_{46}$	1	-1	-0,5	0,60175
$N_{47}$	-1	1	-0,5	0,62375
$N_{48}$	1	1	-0,5	0,41375
$N_{49}$	-0,94	1,21	0	–
$N_{50}$	-1	-1	0	0,827
$N_{51}$	1	-1	0	0,587
$N_{52}$	-1	1	0	0,589
$N_{53}$	1	1	0	0,409
$N_{54}$	-0,79	1,13	0,5	–
$N_{55}$	-1	-1	0,5	0,77775
$N_{56}$	1	-1	0,5	0,56775
$N_{57}$	-1	1	0,5	0,54975
$N_{58}$	1	1	0,5	0,39975
$N_{59}$	-0,64	1,06	1	–

Данные приведенные в таблицах 4...6, свидетельствуют о том, что наибольшее значение функции отклика  $y_2 = 0,912$  наблюдается при условии, что факторы имеют следующие значения:  $x_1 = -1$ ,  $x_2 = -1$  и  $x_3 = -1$ .

*Выводы.* В результате проведенных исследований функций отклика установлено:

– наибольшее значение функции отклика характеризующей изменение коэффициента сепарации  $y_1 = 0,9522$  наблюдается при  $x_1 = -1$ ,  $x_2 = -1$  и  $x_3 = 1$ ;

– наибольшее значение функции отклика, характеризующей изменение коэффициента эффективности выделения примесей  $y_2 = 0,912$  имеет место при  $x_1 = -1$ ,  $x_2 = -1$  и  $x_3 = -1$ .

#### *Литература*

1. *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.

2. *Кушнарев А. С.* Энергосберегающая технология уборки зерновых для фермерских и крестьянских хозяйств / *А. С. Кушнарев, А. Н. Леженкин* // Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. докл. междунар. научн.-техн.-конф. / ТГАТА. – Мелитополь, 2003. – С. 17-21.

3. *Леженкин І. О.* Доробка обчисаного вороху зернових на фураж / *І. О. Леженкин* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України, Укр НДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16(30). Кн. 1; Сільськогосподарська техніка – ХХ: випробування, прогнозування, конструювання. – С. 437-441.

4. Патент кор. мод. 92045 Україна, МПК В 07 В 1/22 (2006.01) Сепаратор обчисаного вороху зернових / *І. О. Леженкин* (Україна) – U201402219; под. 05.03.2014; надр. 25.07.2014, Бюл. №14.

5. Патент кор. мод. 93931 Україна, МПК В 07 В 1/22 (2006.01) Очисник обчисаного вороху зернових / *І. О. Леженкин* (Україна) – U201403942; под. 14.04.2014; надр. 27.10.2014, Бюл. №20.

6. *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.

7. *Данченко Н. Н.* Особенности физико-механических свойств очесанного вороха риса и технологические требования на его доработку / *Н. Н. Данченко, В. Н. Шкендер*. Совершенствование технологических процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин; УСХА. – К., 1989. – С. 63-70.

8. *Леженкин И. А.* Статистическая модель содержания половы в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Вип. 132. Технічні системи і технології

тваринництва. – Харків, 2013. – С. 355-360.

9. *Леженкин И. А.* Анализ содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т. 5 – С. 149-154.

10. *Леженкин И. А.* Математическая модель содержания соломы в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 3. – С. 57-62.

11. *Леженкин И. А.* Статистический анализ содержания свободного зерна в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 2 – С. 183-189.

12. *Кравчук В.* Результаты полевых испытаний экспериментального очесника обчисаного вороху зернових / *В. Кравчук, І. Леженкин, І. Іваненко* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць Укр НДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2013. – Кн. 1; Сільськогосподарська техніка – ХХІ: випробування, прогнозування, конструювання. – С. 313-320.

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НА НАЙБІЛЬШЕ ТА НАЙМЕНШЕ ЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІЙ ВІДГУКУ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ РЕШІТ ПРИ ОЧИЩЕННІ ОБЧІСАНОГО ВОРОХУ ЗЕРНОВИХ**

М. О. Рубцов, І. О. Леженкін

*Анотація* – у статті наводяться виконані на підставі положень математичного аналізу результати досліджень функцій відгуку якісних показників роботи експериментальних решіт при очищенні обчисаного вороху зернових культур.

## **STUDY ON THE LARGEST AND THE SMALLEST VALUE OF THE FUNCTION OF QUALITY INDICATORS RESPONSE EXPERIMENTALLY A SIEVE FOR CLEANING OCHESANNOGO HEAP OF GRAIN**

N. Rubtsov, I. Lezhenkin

### *Summary*

The article presents made under the provisions of the mathematical analysis of the results of the response functions of high-quality performance of the experimental lattice on cleaning ochesannogo heap of grain crops.

УДК 582.711.712

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ЧИННИКІВ НА ЗБЕРЕЖЕННЯ ДЕКОРАТИВНОСТІ ЗРІЗАНИХ ТРОЯНД

Сорокіна С.В., к.т.н.,

Акмен В.О., к.т.н.,

Летута Т.М., к.т.н.,

Стрикова Н.О.

*Харківський державний університет харчування та торгівлі*

Тел. (057) 349-45-60

**Анотація** – робота присвячена проблемі збільшення строків зберігання зрізаних квітів (троянд) у різних видах поживних середовищ.

**Ключові слова** – троянда, середовища для зберігання, квіти на зріз, декоративні властивості, товарна якість.

*Постановка проблеми.* Не так давно український квітковий ринок був майже цілком підвладний зарубіжним виробникам. З Голландії і низки інших країн завозилися і реалізовувалися готові зрізані квіти. Але за останні роки на вітчизняному квітковому ринку відбулися корінні зміни, пов'язані з тим, що почали засновуватись і розвиватись цілий ряд сучасних квітникарських підприємств. На сьогодні наші квітникарі здатні щороку вирощувати до 100 млн. троянд, що на 80% покриває потреби ринку [1].

Останньою перешкодою для завоювання вітчизняного ринку та виходу на експортні постачання є подолання бар'єрних строків зберігання шляхом оптимізації умов зберігання, що сприятиме забезпеченню відповідних до нормативної документації споживних властивостей при транспортуванні та реалізації.

У зв'язку з цим, дослідження факторів та пошук оптимального середовища і засобів, що сприяють підтримці життєвих процесів у зрізаних квітах протягом терміну від зрізання до потрапляння у руки споживачів є актуальною задачею для квіткових господарств.

*Аналіз останніх досліджень.* До якості та декоративності квіткової продукції пред'являються високі вимоги, тому потрібно вміти не тільки вирощувати квіти, але і добре зберігати їх. Для цього потрібно знати біологічні особливості квітково-декоративних рослин, способи зберігання, упаковки і транспортування, а також вміти правильно та красиво оформляти квіткову продукцію.

Зрізані квіти позбавлені біологічного механізму, що забезпечує період спокою – це значно ускладнює їх зберігання в перебігу трива-

лого часу, при цьому продовжуються всі метаболічні процеси, але змінюється їх спрямованість. Процеси деструкції в них починають переважати над синтезом органічних сполук. Для ефективної протидії процесам розпаду необхідно створити умови, що уповільнюють обмінні реакції, або штучно підтримувати умови, що імітують нормальний обмінний процес, одночасно запобігаючи розпаду органічних речовин [2]. Як всякий живий організм, зрізана квітка продовжує дихати, і у процесі дихання відбуваються процеси дисиміляції – розщеплення органічних речовин із витрачанням запасеної в них енергії. Дихальний газообмін і зумовлений їм рівень окислювально-відновних реакцій характеризують стійкість організму до процесів старіння. З припиненням дихання зупиняється потік енергії, що підтримує складну структуру рослинних клітин; процеси в них втрачають впорядкованість і рослина гине [3]. У міру витрачання субстрату для дихання зелене забарвлення листя блідне і переходить у жовте. Потім листя або набуває червонуватого забарвлення із-за окислення поліфенолів, або стає прозорим і сірим унаслідок витоку соку клітин, що руйнуються, у міжклітинників [2].

Підйом інтенсивності дихання відбувається з настанням клімактеричного періоду, який характеризується руйнуванням білків, зростанням окислювальної активності мітохондрій. У постклімактеричний період біосинтетичні процеси припиняються, зростають процеси розпаду. Відбувається розпад мітохондрій і інших клітинних структур, порушується енергетичний обмін, рослина остаточно гине. Інтенсивність дихання зрізаної троянди набагато нижча, ніж на материнській рослині, причому це зниження доходить до 50%. Таке зниження спостерігається протягом трьох днів, потім відбувається деякий підйом інтенсивності дихання. Характерно, що пелюстки троянди мають значно більшу інтенсивність дихання (80%), ніж сама квітка. Зрізані квіти з великою інтенсивністю дихання зберігаються набагато гірше. Тому завдання технології зберігання полягає в тому, щоб зменшити інтенсивність дихання. При цьому невеликий запас живильних речовин, які має квітка, збережеться протягом тривалішого часу [4, 5].

*Формування мети статті.* Мета роботи полягає в дослідженні впливу різних середовищ на збереження декоративних властивостей та подовження строків реалізації зрізаних троянд.

У зв'язку з поставленою метою необхідно було вирішити такі задачі: дослідити ряд ефективних і традиційно використовуваних методів зниження метаболічних процесів і зменшення інтенсивності дихання; провести експертизу показників якості зрізаних троянд перед закладенням на зберігання; здійснити дослідження впливу різних умов зберігання на якість зрізаних троянд.

*Основна частина.* Одним з найбільш ефективних і традиційно

використовуваних методів зниження метаболічних процесів і зменшення інтенсивності дихання є зниження температури, а також зменшення концентрації кисню в сховищі або упаковці. Вуглекислий газ, що виділяється в процесі дихання також робить певний вплив на інтенсивність дихання: зростання його концентрації призводить до деякого зниження інтенсивності дихання, але цей ефект виявляється лише за відносно великих значеннях вмісту CO<sub>2</sub>.

На процеси дихання значною мірою впливає водний режим рослин. Спочатку інтенсивність дихання підвищується, після чого, вона знижується до нижчого рівня, ніж на початку. Якщо втрата вологи не викликала необоротного пошкодження тканин квітки, то дихання може стабілізуватися на нижчому рівні. Якщо потім рослина буде забезпечена достатньою кількістю води, то дихання може повернутися до початкового рівня за умови, що знижена вологість, яка часто буває при «сухому пораненні», не призвела до падіння вологовмісту нижче за критичну величину. Інакше відновлення водопостачання вже не відновлює нормальне дихання, відбувається подальше руйнування клітинних структур і рослина гине [2].

Різного роду механічні пошкодження стебла і листя зрізаної квітки призводять, як правило, до підвищення інтенсивності дихання, оскільки при цьому неминуче змінюються умови дифузії як газових компонентів у рослинних тканинах, так і регулюючих ферментів. Крім того, при механічних пошкодженнях відкривається шлях прямого проникнення в тканини патогенних мікроорганізмів, що призводить до зміни ферментної активності, загнивання, виділення етилену. Етилен, у свою чергу, впливає на дихання, будучи його стимулятором, а підвищення інтенсивності дихання призводить до швидкого старіння зрізаних квітів. Аналогічно діють і деякі інші речовини типу фенолів, хінонів і оксихінонів. Прямо протилежно діють інгібітори дихання, які знижують інтенсивність дихання. До них належать найрізноманітніші речовини як органічної, так і неорганічної природи [6].

У якості об'єкту для вивчення впливу середовища зберігання на збереження декоративних властивостей квітів обрано зрізані чайно-гібридні троянди вітчизняного вирощування (виробник – «Квітковий центр», Харківська обл., с.м.т. Дергачі) сорту «Black Magic».

Експертні дослідження проводилися згідно ГОСТ 18908.1 [7]. Зовнішній вигляд і стан квітки визначали органолептичне. Довжину пагінця з квіткою вимірювали від нижньої точки зрізу до верху квітки вимірювальним інструментом, що забезпечує точність вимірювання до 0,5 см. Наявність шкідників, хвороб, а також пошкоджень і слідів отрутохімікатів визначали зовнішнім оглядом. Для розрахунку декоративності зрізаних троянд та встановлення їх декоративних і біологічних властивостей користувалися 5-баловою шкалою [3, 8]. Результа-



ти досліджень обробляли методами математичної статистики і кореляційного аналізу із застосуванням ПЕОМ.

Перед закладанням на зберігання провели експертну оцінку квітів та визначили їх декоративність. Дослідження показали, що квіти були свіжі, чисті, з типовою для даного ботанічного сорту окраскою та формою квітки, стебло без бокових пагонів та бутонів. Стебло пряме, достатньо міцне для підтримки квітки у вертикальному положенні, вкрито шипами, різними за формою; листя складні, непарноперисті з 5 листками, розташовані на пагоні почергово. Квітки великі, махрові, келихоподібні, розвині нормально, приємного аромату, насиченого темно-червоного кольору. Стан квіток – в бутоні, діаметр бутона 5,3...5,6 см. Довжина стебла з квіткою – 80,0...80,4 см, висота бутона – 5,0...5,1 см. Наявність слідів отрутохімкатів, шкідників на стеблі, листках та квітках, пошкодження шкідниками, хворобами та механічних пошкоджень не виявлено. Декоративність зрізаних троянд, що були закладені на зберігання складала 5,0 балів, з яких: декоративність листків – 1,5 бала, декоративність квітки – 3,5 бала.

Далі, для вивчення впливу різних способів зберігання на якість зрізаних троянд, проводили закладення їх на зберігання сухим та вологим способом. При зберіганні вологим способом досліджували вплив хімічних препаратів. При зберіганні сухим способом – вплив модифікованої атмосфери.

Контроль температури проводили не менше ніж на двох рівнях холодильника: внизу – в зоні овочевого ящика і вгорі – в зоні піддону під морозильною камерою. Також до мінімуму обмежили частоту відкриття дверцят холодильника, оскільки порушення цієї умови могло призвести до нестабільності температурного режиму, що викликає появу конденсату на продукції, яка зберігається, і початок псування в результаті мікробіологічних процесів.

Перед закладенням на зберігання сухим холодним способом перші зразки зрізаних квітів троянд загортали у поліетиленовий пакет і герметично його закривали, другі зразки загортали у поліетиленовий пакет і додавали 2-3г сіркокислого калію. Створені пакети із загорнутими квітами клали у холодильник при температурі 0...3°C.

При закладенні на зберігання зрізаних троянд вологим холодним способом зразки зрізаних квітів троянд ставили у ємність з різним поживним середовищем. Ємності з квітами ставили у холодильник при температурі 0...3°C. У якості поживного середовища використовували наступні препарати, в які занурювали місце зрізу квітки: №1 – «Вермісол» (зріз стебла тримали у розчині препарату 1:25, квіти – в розчині препарату 1:50); №2 – «УніверсалЪ» (готували розчин 1 ковпачок (4-5 мл) на 1,5 літра води); №3 – «Агроопт» (розчиняли вміст (12 г) в 200 мл теплої води, додавали 30-40 г цукру та доливали водою

до 1 літра). У якості препарату №4 використовували власно вироблене середовище: поживна суміш з води, цукру, алюмокалієвих квасців та лимонної кислоти – рН розчину 4,6...4,8, що готувалася безпосередньо перед закладкою на зберігання. Препарат №5 – звичайна вода.

Результати дослідження при зберіганні зрізаних квітів троянд та зміна їх декоративності при сухому холодному способі представлена у таблиці 1, а при зберіганні вологим холодним способом представлена у таблиці 2.

Способи зберігання, в умовах модифікованого газового середовища, засновані на регулюванні природним (або штучним – регульоване газове середовище) чином вмісту у камерах з квітковою продукцією основних газових компонентів: кисню, вуглекислого газу та азоту. Модифіковане газове середовище створювалось природним чином самою закладеною на зберігання продукцією – зрізаними трояндами в результаті її газообміну з оточуючою атмосферою.

Відомо, що в умовах холодильного зберігання концентрація кисню в міжклітинному просторі квітів завжди менша, ніж у навколишньому середовищі, а вуглекислого газу – більша. Різниця парціального тиску викликає дифузю газів через поверхневі тканини рослинних об'єктів. З урахуванням цієї обставини при підвищенні концентрації вуглекислого газу в навколишньому середовищі та зниженні вмісту кисню можна відповідно збільшити концентрацію вуглекислого газу, а кисню в міжклеточному просторі продукції зменшити і, тим самим, понизити інтенсивність її дихання, що й було створено шляхом додавання у ємність для зберігання зрізаних троянд сіркокислого калію.

Як видно з даних таблиці 1, результати дослідження зберігання зрізаних троянд сухим холодним способом свідчать, що застосування модифікованого середовища при зберіганні зрізаних квітів призводить до подовження терміну їх зберігання до 14 діб, у порівнянні зі зберіганням у простому середовищі. Як свідчать дані таблиці 1 при зберіганні зрізаних троянд в умовах зниженої кількості кисню, перші ознаки в'янення з'являються лише на 9 добу, у той час при зберіганні у простому середовищі в'янення квітки починається вже на 7 добу. Аналіз декоративної оцінки якості зрізаних троянд показав, що висока оцінка – 5,0...4,5 балів – спостерігається при зберіганні зрізаних троянд у модифікованому середовищі до 8 доби, у той час як при зберіганні зрізаних квітів троянд у простому середовищі вона втримується лише до 5 доби.

Результати дослідження зберігання зрізаних троянд вологим холодним способом свідчать, що застосування різних хімічних препаратів при зберіганні зрізаних троянд призводить до подовження терміну їх зберігання до 11 діб у порівнянні зі зберіганням у простій воді.

Таблиця 1

## Результати зберігання зрізаних троянд сухим холодним способом

Термін зберігання	Вид зберігання; оцінка декоративності, бал	
	у поліетиленовому пакеті	у модифікованому газовому середовищі
1 доба	Квітка свіжа; стебло пряме, міцне; бутон не розкритий; 5,0 балів	
2 доба	Без змін; 5,0 балів	
3 доба	Без змін; 5,0 балів	
4 доба	Квітка дещо втратила свіжість; 4,6 бала	Без змін; 5,0 балів
5 доба	Без змін; 4,5 бала	Квітка дещо втратила свіжість; 4,6 бала
6 доба	Квітка продовжує втрачати свіжість, листя стає не пружним; колір листків та бутону не змінився; 4,3 бала	Без змін; 4,6 бала
7 доба	Починається в'янення перших пелюсток, листя без змін; 4,0 бала	Квітка поступово втрачає свіжість, стає менш пружною; 4,5 бала
8 доба	Продовжується процес в'янення пелюсток та листя, на кінчиках листків з'являються перші плями від обезводнення рослини; 2,7 бала	Без змін; 4,5 бала
9 доба	Пелюстки майже усі зав'яли, крайні пелюстки потемніли; листя стає сухим та осипається; 1,0 бал	З'являються перші ознаки в'янення пелюсток бутону, колір листків та пелюсток не змінився; 3,3 бала
10 доба	Квітка повністю зав'яла	Продовжується процес в'янення квітки; 3,0 бала
11 доба	–	З'являються перші ознаки пожухнення листя, перші пелюстки на бутоні змінюють колір – стають більш темними; 2,7 бала
12 доба	–	Триває в'янення пелюсток, листя стає сухим; 2,0 бала
13 доба	–	Пелюстки майже усі зав'яли, листя осипається; 1,0 бал
14 доба	–	Квітка повністю зав'яла

Постановка зрізаних троянд у звичайну воду, навіть у холоді, не призводить до значного продовження терміну їх життя із-за негативних біохімічних властивостей води. Вода позбавлена практично всіх мінеральних компонентів, гормонів, метаболітів, характерних для фізіологічних функцій клітинного соку. Чиста вода може сприяти проходженню реакцій окислення і переходу нетоксичних метаболітів у побічні токсичні продукти. Органічне та мінеральне забруднення води

Таблиця 2

## Результати зберігання зрізаних троянд вологим холодним способом

Термін зберігання	Вид зберігання – поживне середовище; оцінка декоративності, бал				
	Вермісол	Універсал	Агроопт	Власне вироблене	Звичайна вода
1	2	3	4	5	6
1 доба	Квітки свіжі; стебло пряме, міцне; бутони не розкриті; 5,0 балів				
2 доби	Без змін; 5,0 балів				Почалось розпускання бутону, він збільшився на 1 см; 5,0 балів
3 доби	Почалось розпускання бутону (збільшився на 1 см); 5,0 балів	Почалось розпускання бутону (збільшився на 1 см); 5,0 балів		Почалось розпускання бутону (збільшився на 0,5 см); 5,0 балів	Квітки дещо втратили свіжість; 4,5 бала
4 доби	Продовжується розпускання бутону, (збільшився від початкового розміру на 1,5 см); 5,0 балів	Без змін; 5,0 балів	Трохи потемніли листя; 5,0 балів	Продовжується розпускання бутону, збільшення ще на 1,5 см; 5,0 балів	Починається в'янення квіток, листя втрачає пружність; 3,0 бала
5 діб	Продовжується розпускання бутону (збільшився на 2,5 см); 5,0 балів	Почалось розпускання бутону (збільшився на 1,5 см); 5,0 балів	Почалось розпускання бутону (збільшився на 1 см); 5,0 балів	Без змін; 5,0 балів	Триває в'янення пелюстки, листя стає сухим; 2,0 бала

Продовж. табл. 2

1	2	3	4	5	6
6 діб	Пелюстки повністю розкрились; 5,0 балів	Без змін; 5,0 балів	Пелюстки повністю розкрились; 5,0 балів	Продовжується розпускання бутона (збільшився на 2,5 см); 5,0 балів	Квітки повністю зав'яли
7 діб	Квітки дещо втратили свіжість; 4,7 бала	Пелюстки повністю розкрились; 5,0 балів	Квітки дещо втратили свіжість; 4,7 бала	Пелюстки повністю розкрились; 5,0 балів	-
8 діб	Квітки продовжують втрачати свіжість, колір листя та бутону не змінився; 4,5 бала	Квітки дещо втратили свіжість; 5,0 балів	Квітки продовжують втрачати свіжість, а листя пружність; колір листків та бутону не змінився; 4,3 бала	Без змін; 4,6 бала	-
9 діб	З'являються перші ознаки в'янення пелюсток, колір листя та пелюсток не змінився; 4,3 бала	Квітка поступово втрачає свіжість, стає менш пружною; 4,3 бала	З'являються перші ознаки в'янення пелюсток, колір листя та пелюсток не змінився; 4,0 бала	Квітки втрачають свіжість, листя стає не пружним; 4,3 бала	-
10 діб	Пелюстки продовжують в'янути, листя стає сухим; 2,3 бала	З'являються перші ознаки в'янення пелюсток бутону, колір листя та пелюсток не змінився; 2,7 бала	Пелюстки продовжують в'янути, листя стає сухим; 2,0 бала	З'являються перші ознаки пожухнення листя, пелюстки на бутоні стають більш темними; 2,5 бала	-
11 діб	Квітки повністю зав'яли	Пелюстки в'януть, листя стає сухим; 1,0 бал	Квітки повністю зав'яли	Квітки повністю зав'яли	-
12 діб	-	Квітки зв'яли	-	-	-

негативно впливає на клітки зрізаних троянд. Клітинний сік, потрапляючи у воду, зазнає змін і внаслідок окислення поліфенолів стає токсичним для зрізаних троянд.

Як свідчать дані таблиці 2, при зберіганні зрізаних троянд з використанням різних видів хімічних препаратів дозволяє до 6 доби не лише зберегти якість, а й покращити зовнішній вигляд рослини. Перші ознаки в'янення з'являються лише на 7 добу, у той час у звичайній воді в'янення квітки починається вже на 4 добу.

Аналіз декоративної оцінки якості зрізаних троянд виявив, що висока оцінка – 5,0...4,5 балів спостерігається при зберіганні зрізаних троянд з використанням різних видів хімічних препаратів до 8 доби, у той час як при зберіганні зрізаних троянд у звичайній воді втримується лише до 3 доби. Найкраще збереження показників якості виявились у зрізаних троянд, що зберігались із застосуванням препарату «УніверсалЪ» – декоративність на межі 2,8 балів зберігалась до 10 доби, у той час як при застосуванні інших препаратів, декоративність зрізаних троянд, за цей період, знизилась до 2,0...2,5 балів. Зберігання зрізаних троянд у звичайній воді виявило втрату їх декоративності вже на 5 добу.

*Висновки.* Проведені дослідження дозволяють зробити висновок: дія холодом дозволяє у деякій мірі зменшити згубний вплив чинників в'янення, проте це не завжди відповідає високим вимогам промислового квіткарства; постановка зрізаних квітів у звичайну воду навіть у холоді не призводить до значного продовження терміну їх життя із-за негативних біохімічних властивостей води. Найбільш ефективним методом забезпечення стабільної якості зрізаної квіткової продукції є зберігання її в умовах регульованого газового середовища в поєднанні зі зберіганням вологим холодним способом. Таке зберігання дозволяє в 2-3 рази понизити втрати, краще зберегти декоративність та товарну якість і продовжити терміни зберігання троянд.

#### *Література*

1. *Сорокіна С.В.* Стан ринку квіткарства в Україні та за кордоном / *С.В. Сорокіна, Т.М. Шапорова, А.А. Іванова* // Економічна стратегія і перспективи розвитку сфери торгівлі та послуг. Зб. наук. пр. – Харків: ХДУХТ, 2005. – С. 541-548.

2. *Левіцький Н.Н.* Процессы, происходящие при хранении цветочной продукции // *Ландшафтный дизайн*, 2002. – №4. – С. 56-59.

3. *Сорокіна С.В.* Формування декоративності квіткової продукції під впливом абіотичних факторів на прикладі хлорофітуму / *С.В. Сорокіна, Т.М. Летута, І.М. Помазан* // Прогресивні технології харчових виробництв, ресторанного господарства та торгівлі: Зб. наук. пр. – Харків.: ХДУХТ, Вип. 2(6). – 2007. – С. 259-264.

4. *Стрельцов Б.Н.* Хранение цветов / *Б.Н. Стрельцов, А.М. Ру-*

кавишиников, В.А. Коротанов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 206 с.

5. Носов П.Н. Новые прогрессивные способы хранения цветочной продукции / П. Н. Носов // *Ландшафтный дизайн*, 2004. – №5. – С. 34-36.

6. Игумнов М.А. Сохранение срезанных цветов / М. А. Игумнов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 80 с.

7. ГОСТ 18908.1-73. Цветы срезанные. Розы. Общие технические условия: Введ. 01.01.73. – М.: Издательство стандартов, 1973. – 8 с.

8 Математическая модель расчета коэффициента весомости // *Стандарты и качество*. – 1996. – №4. – С. 34.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗНЫХ ФАКТОРОВ НА СОХРАНЕНИЕ ДЕКОРАТИВНОСТИ СРЕЗАННЫХ РОЗ**

С.В. Сорокина, В.А. Акмен, Т.Н. Летута, Н.А. Стрикова

**Аннотация** – работа посвящена проблеме повышения сроков хранения срезанных цветов (роз) в разных видах питательных сред.

## **THE RESEARCH OF INFLUENCE OF DIFFERENT FACTORS ON SAVING OF THE DECORATIVE PROPERTIES OF CUT ROSES**

S. Sorokina, V. Akmen, T. Letyta, N. Strikova

### ***Summary***

**This paper is devoted to the problem of increasing time of life of cut flowers (roses) in different types of nutrient environment.**

УДК 631.363:636.22/28

## МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БАРАБАННОГО ДОЗАТОРУ ІЗ КОМІРКОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Мілько Д.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70, e-mail: milko\_dmitry@mail.ru

**Анотація** – в статті викладено матеріали щодо проведення експериментальних досліджень барабанного дозатору із комірковою поверхнею, наведений опис експериментального устаткування та обладнання для вимірювання основних показників процесу дозування, викладено методику обробки отриманих експериментальних даних.

**Ключові слова** – барабанний дозатор, коміркова поверхня, дозування, пиловидний консервант.

*Постановка проблеми.* На сучасному етапі розвитку галузі кормовиробництва зміцнення кормової бази є важливою умовою зменшення собівартості заготівлі та зберігання кормів. Її основою є використання кормів високої якості, що забезпечується сучасними технологіями їх приготування та зберігання. Жодна сучасна технологія зберігання та приготування кормів не може обійтися без операції дозування, при цьому точність дозування значно впливає на кінцевий результат – отримані корми. Тому важливою проблемою слід вважати створення таких дозаторів, які б забезпечували значну точність дозування та при цьому не були занадто складними у виготовленні.

*Аналіз останніх досліджень.* Вагомий внесок у вирішення проблеми дозування сипких матеріалів внесли Ю. Д. Відінеєв, П. М. Василенко, Л. Я. Степук, Г. А. Рогатинський, С. П. Орлов, І. Г. Бойко і ряд інших. Враховуючи дослідження названих авторів, можна дійти однозначного висновку про те, що основним якісним показником процесу є нерівномірність дозування. У свою чергу, нерівномірність дозування залежить від конструктивних особливостей дозуючої установки, які і впливають на формування і видачу дози матеріалу. У дослідженнях процесів дозування оцінювання якості процесу здійснюється згідно з галузевим стандартом ОСТ 70.19.2–83.1984 через середньоквадратичне відхилення або коефіцієнт варіації.

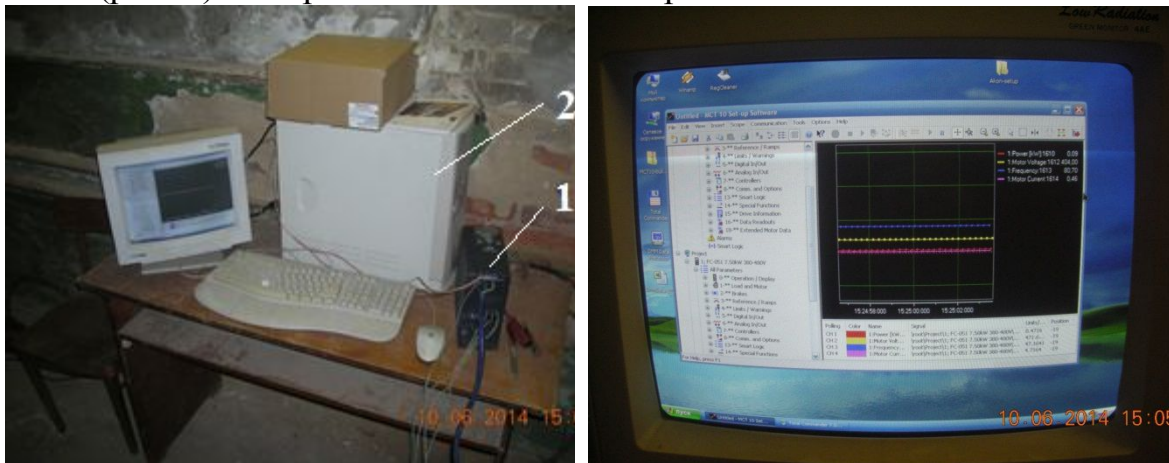
*Основна частина.* Дослідження здійснюються за методикою багатofакторного експерименту. Змінними факторами процесу дозуван-



ня пиловидного консерванту є: частота обертання барабана дозатора, яка змінюється від 10 до 36 об./хв., ширина вивантажувальної щілини, яка змінюється від 1 до 5 мм, діаметр комірки дозуючої поверхні, який змінюється від 3,5 до 5,5 мм.

Параметрами оптимізації процесу дозування є витрати енергії та нерівномірність видачі.

Частота обертання барабана дозатора змінюється за допомогою стенда, який складається з перетворювача частоти Danfoss VLT Micro FC51 (рис. 1) та персонального комп'ютера.



а)

б)

Рис. 1. Загальний вигляд вимірювального стенду із перетворювачем частоти Danfoss VLT Micro FC51 (а) та процес фіксації результатів експериментів (б) за допомогою програмного комплексу МСТ-10: 1 – перетворювач частоти; 2 – персональний Danfoss FC-51

Частоту обертання вимірювали за допомогою тахометра.

Дозатор для внесення пиловидного консерванту в рослину працює таким чином: консервант подається в завантажувальний бункер 2, де за допомогою канавок 4 барабана 3 захоплюється в зазор між барабаном та стінкою корпусу 1. Для вивантаження консерванту передбачена вивантажувальна щілина 5 (рис. 2).

Макетний зразок дозатора для внесення пиловидного консерванту в силосну масу має наступну технічну характеристику:

1 Довжина барабану, мм	420
2 Діаметр барабану, мм	54
3 Частота обертання барабану, об./хв.	40
6 Потужність приводу, кВт	1,2

Визначення масової нерівномірності внесення пиловидного консерванту.

Для визначення нерівномірності внесення користувалися спеціальним стендом, який складається з дозатора, стрічкового транспорте-

ру, коробу для збору сухого консерванту (рис. 3). Розмір коробки для збирання консерванту складає: довжина – 390 мм; ширина – 200 мм; висота – 50 мм. Швидкість переміщення коробів становить 0,0016 м/с.

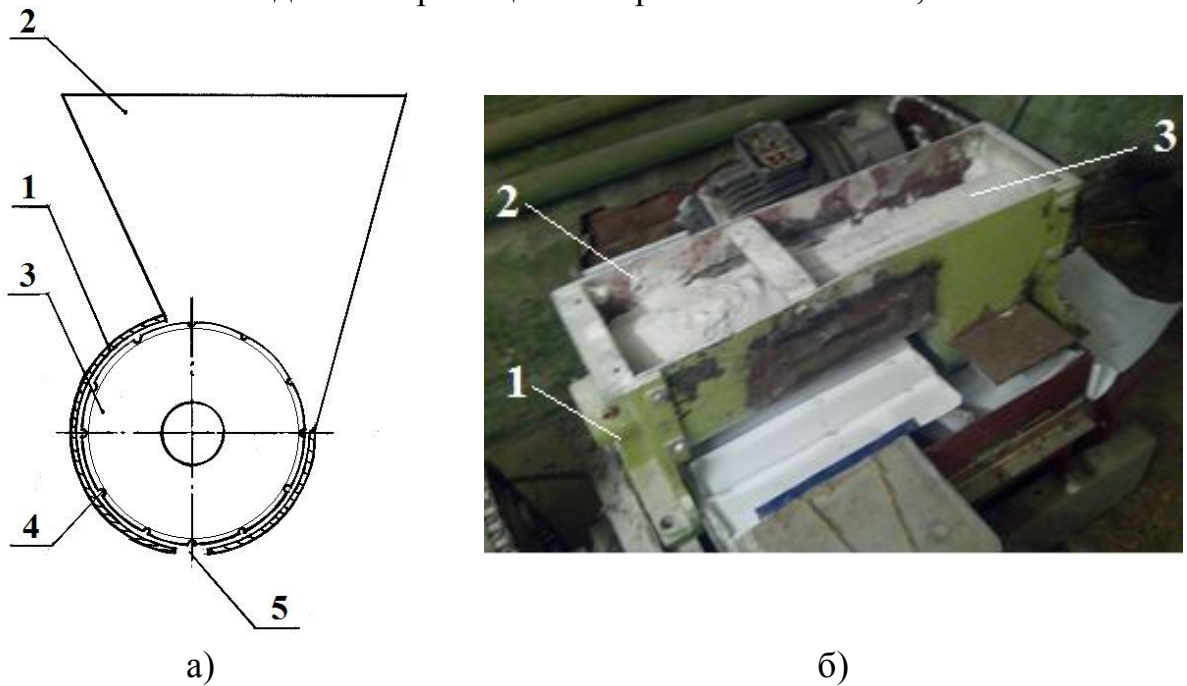


Рис. 2. Дозатор для внесення пиловидного консерванту в силосну масу: а) конструктивно-технологічна схема; б) загальний вигляд; 1 – корпус; 2 – завантажувальний бункер; 3 – барабан; 4 – комірка напівсферичної форми; 5 – вивантажувальна щілина

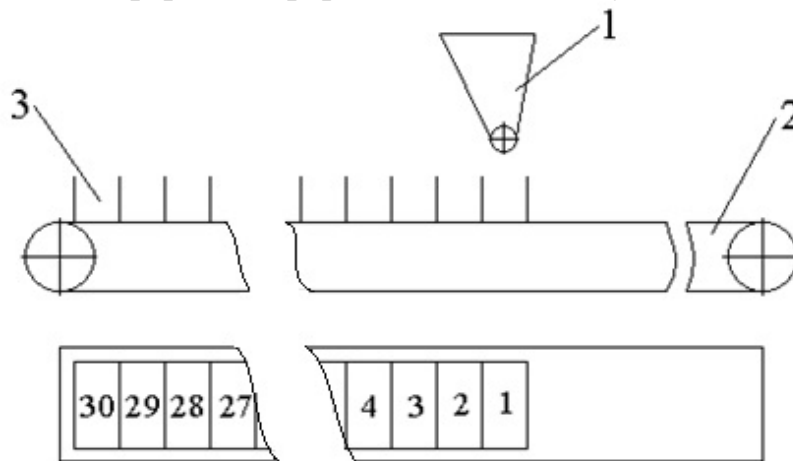


Рис. 3. Схема стенду для визначення нерівномірності внесення пиловидного консерванту в силосну масу

Показник  $\Pi_n$  масової нерівномірності внесення визначаємо за трьма повторностями дослідів

$$\Pi_n = \frac{\sum v_j}{3}, \quad v = \frac{\sigma}{\bar{x}} \times 100\%, \quad (1)$$

де  $v_j$  – коефіцієнт варіації  $j$ -ої повторності дослідів;

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} - \text{середньоквадратичне відхилення};$$

$x_i$  – результат  $i$ -го вимірювання;

$\bar{x}$  – середньоарифметична величина багатократних вимірювань  $j$ -ої повторності досліду;

$n$  – кількість вимірювань;

$j$  – номер повторності.

Енергетична оцінка дозатора пиловидного консерванту включала визначення потужності холостого ходу та потужності дозування сухого консерванту.

Затрати енергії на процес дозування визначали за виразом

$$E_p = \frac{N_p - N_{x.x.p}}{Q}, \quad (2)$$

де  $N_p$  – потужність приводу дозатора, кВт;

$N_{x.x.p}$  – потужність холостого ходу дозатора, кВт;

$Q$  – продуктивність, кг/с.

Продуктивність розраховували за виразом

$$Q = (G/t), \quad (3)$$

де  $G$  – маса поданого матеріалу за проміжок часу  $t$ , кг;

$t$  – час досліду, с.

Питомі затрати енергії на процес дозування

$$W_p = (N_p/Q). \quad (4)$$

Потужність електроприводу також вимірювали за допомогою стенду із перетворювачем частоти Danfoss VLT Micro FC51 (рис. 1).

Застосовуване в даний час математичне планування експериментів скорочує обсяг досліджень, зменшує число дослідів у кілька разів, дозволяє одержати кількісну оцінку впливу факторів, а також дає можливість отримати необхідну математичну модель процесу та визначити оптимальні умови його протікання і т.д. Його поєднання з застосуванням електронно-обчислювальної техніки дозволяє швидко обробляти результати і вносити корективи в дослідження прямо в процесі роботи.

Для опису області оптимуму найчастіше використовуються плани другого порядку, що дають можливість одержати математичну модель у виді полінома другого порядку (5) [1, 2]

$$y = b_0 + b_i x_i + b_j x_i x_j + b_{ii} x_i^2, \quad (5)$$

де  $b_0$ ,  $b_i$ ,  $b_{ij}$ ,  $b_{ii}$  – коефіцієнти регресії.

Модель вважається адекватною, якщо вона представляє дослідні дані з похибкою, яка не перевищує похибки досліду. Для перевірки моделі визначається її адекватність за допомогою дисперсій відтворення досліду і виконується перевірка стандартним методом за критерієм Фішера.

Найбільш економічним є варіювання факторів на трьох рівнях [1] з кодуванням факторів по формулі (4.2)

$$x_i = (X_i - X_{oi})/\varepsilon, \quad (6)$$

де  $x_i$  – кодоване значення фактору (безрозмірна величина) для верхнього рівня, центру експерименту та нижнього рівня, вони позначена відповідно +1, 0 і -1;

$X_i$  – натуральне значення фактора;

$X_{oi}$  – натуральне значення факторів на нульовому рівні;

$\varepsilon$  – натуральне значення інтервалу варіювання фактора.

Інтервали і рівні варіювання факторів при проведенні дослідження наведені в табл. 1.

Дані, отримані в результаті декількох рівнобіжних вимірів, відповідно до центральної граничної теореми, розподіляються за нормальним законом. Вони замінюються середнім арифметичним значенням, тобто найбільш ймовірним значенням вимірюваної величини [3].

Для трифакторного експерименту був використаний план Бокса-Бенкена. Відтворюваність дослідів перевіряється за критерієм Кохрена з виконанням 2-4 серій рівнобіжних дослідів у розглянутій схемі зміни факторів при 3 повторностях на кожному рівні. Триразова повторність дослідів забезпечує помилку менш трьох стандартів з імовірністю 95 %.

При кількарізковому вимірі будь-якої величини отримані результати можуть викликати сумнів у їхній вірогідності, тому виконується перевірка гіпотез про грубі помилки і про випадковість вибірки. Гіпотеза виключення грубих помилок використовує критерій Стюдента і метод різниць [4, 5]

$$t = \frac{Y_{\max, \min} - \bar{Y}_{k-1}}{S}, \quad (7)$$

де  $Y_{\max, \min}$  – відповідно мінімальне та максимальне значення результатів вимірювань;

$\bar{Y}_{k-1}$  – середньоарифметичне значення результатів вимірювань розраховане для послідовних результатів (за виключенням сумнівного)  $\bar{Y}_{k-1} = K_1/(k-1)$

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^k Y_i}{k-1}, \quad (8)$$

де  $k$  – повторюваність експерименту;

$Y_i$  – значення  $i$ -го вимірювання;

Таблиця 1  
Рівні і інтервали варіювання факторів при проведенні досліджень  
дозування пиловидного консерванту

Рівні і інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори і їх позначення		
		Швидкість обертання барабану $n$ , об/хв.	Середня довжина частинок матеріалу $l$ , мм	Діаметр комірок поверхні барабану $d$ , мм
		$X_1$	$X_2$	$X_3$
Верхній рівень	+1	82	0,8	5,5
Основний рівень	0	49	0,41	4,5
Нижній рівень	-1	16	0,02	3,5
Інтервал варіювання	$\epsilon$	33	0,39	1

$S$  – стандарт, розрахований для наступних результатів вимірювань (за значенням сумнівного) та дорівнює

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}{k-2}}. \quad (9)$$

При  $t > t_2$ ,  $k-1$  (у нашому випадку  $t = 4,969$  значення, яке розглядається, є грубою помилкою з прийнятою вірогідністю).

Гіпотеза про випадкову помилку використовує метод різностей тобто критерій  $\tau$

$$\tau = \frac{c^2}{s_k^2}, \quad (10)$$

$$\text{де } c^2 = \frac{1}{2(k-1)} \sum_{i=1}^k (Y_{i+1} - Y_i)^2 c^2;$$

$s_k^2$  – скорегована дисперсія кожної серії вимірювань,  $s_k^2 = \frac{1}{k-1}$ ;

$\bar{Y}_k$ , – середньоарифметичне значення вимірювань.

При умові, що  $\tau < \tau_{kp} = \tau_\alpha$ ,  $k-1$ , гіпотеза про випадковість вибірки відторгається, тобто вибірка не випадкова з вірогідністю  $\alpha$ .

За критерій такої оцінки приймається критерій ступеня надійності [6]

$$\epsilon' = |x_c - \bar{x}| / [\sigma_x \sqrt{(n-1)/n}], \quad (11)$$

де  $\epsilon'$  – ступінь надійності отриманого результату при вимірі;

$x_c$  – сумнівний результат;

$X$  – математичне очікування;

$\sigma_x$  – середнє квадратичне відхилення;

$n$  – кількість точок експериментальних даних.

Розрахований критерій  $\varepsilon'$  порівнюється з табличним  $\varepsilon_T$  для прийнятого рівня імовірності  $P$ . Якщо  $\varepsilon' > \varepsilon_T$ , то сумнівна точка виключається з масиву і кількість точок зменшується на одиницю. При  $\varepsilon' < \varepsilon_T$  аналізована точка зберігається.

*Висновки.* В статті представлено методику проведення експериментальних досліджень барабанного дозатору із комірковою поверхнею. Проведення експерименту та обробка даних дозволить отримати рівняння регресії та збудувати поверхні відгуку. Аналіз рівнянь та поверхонь дасть змогу винайти оптимальні конструктивно – кінематичні параметри запропонованого експериментального зразку, що в свою чергу дозволить розробити дозатор з меншими енергетичними витратами та збільшеною точністю дозування.

#### *Література*

1. Митков А. Я. Статистические методы в сельхозмашиностроении / А. Я. Митков, С. В. Кардашевский – М.: Машиностроение, 1978. – 390 с.

2. Погорельий Л. В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин / Л. В. Погорельий. – К.: Техніка, 1981. – 176 с.

3. Брянский Л. Н. Краткий справочник метролога: Справочник / Л. Н. Брянский, А. С. Дойников. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 79 с.

4. Ушкаренко И. А. Планирование эксперимента и дисперсный анализ данных полевого опыта / И. А. Ушкаренко, А. Я. Скрипников. – Киев; Одесса: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 120 с.

5. ГОСТ 11.004-74 СТ СЭВ 876-78. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для нормального распределения. – Введ. 10.07.1975. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 20 с.

6. Хан Г. Статистические модели в инженерных задачах / Г. Хан, С. Шаніро – М.: Мир, 1969.

7. Кассандро́ва О. Н. Обработка результатов измерений / О. Н. Кассандро́ва, В. В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.

## **МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ БАРАБАННОГО ДОЗАТОРА С ВОРОТНИКОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ**

Д. А. Милько

*Аннотация* – в статье изложены материалы по проведению экспериментальных исследований барабанного дозатора с воротниковой поверхностью, приведено описание экспериментального оборудования и оборудования для измерения основных показателей процесса дозирования, изложена методика обработки полученных экспериментальных данных.

## **METHODS OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF DRUM DISPENSER WITH CELLULAR SURFACE**

D. Milko

### *Summary*

In the article the materials of experimental research of drum dispenser with cellular surface are given. The description of the experimental setup and equipment for measuring key indicators of dispensing process and methods of experimental data processing are presented in the paper.

УДК 628.511.633.85

## ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РЕЖИМІВ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА РУШАНКИ РИЦИНИ ПИЛОВЛОВЛЮЮЧИМ ПРИСТРОЄМ

Чебанов А.Б., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-31-59, e-mail: chebanov-ab@yandex.ru

**Анотація** – робота присвячена дослідженню процесу сепарації рушанки насіння рицини при умові забезпечення гранично допустимої концентрації токсичного пилу в робочій зоні.

**Ключові слова** – рицина, ядро, лушпиння, пил, сепаратор, пиловловлюючий пристрій, горизонтальний канал, вертикальний канал, пилоосаджувальна камера, повітряний потік.

*Постановка проблеми.* Одним з найважливіших недоліків для всіх способів розділення рушанки рицини є висока травмованість напівзруйнованої ядриці після обрушення насіння рицини внаслідок дотику з робочими поверхнями. Тому найбільш перспективний спосіб, який забезпечить низьку травмованість ядриці є розділення суміші за аеродинамічними властивостями [1]. Але при розділенні рушанки рицини виділяється пил. Згідно [4] запиленість повітря обслуговуючої робочої зони не повинна перевищувати гранично допустиму концентрацію (ГДК). Обслуговуючою зоною вважають простір висотою до 2 м над рівнем підлоги або площадки, на якій знаходяться місця постійного або тимчасового перебування працюючого персоналу [5]. В повітрі робочої зони, окрім частинок пилу присутній алерген, який є дуже токсичним. Тому вдосконалення технологічної схеми пневмосепаратора рушанки рицини з пиловловлюючим пристроєм, яка забезпечить якісне розділення рушанки та приведе запиленість повітря робочої зони до норми є дуже важливим завданням.

*Аналіз останніх досліджень.* Аналізом виробничого середовища підприємства, що переробляє насіння рицини, встановлено, що запиленість повітря робочої зони перевищує ПДК та становить  $6,4 \text{ мг/м}^3$  [6].

*Формування цілей статті.* Ціллю статті є визначення кута відкриття заслінки подачі повітря та кута відкриття заслінки подачі суміші, при яких буде досягатися найбільш якісна сепарація рушанки рицини та найменший викид пилу в повітря робочої зони.



*Основна частина.* Авторами розроблена технологічна схема та виготовлений лабораторний зразок пневмосепаратора для розділення компонентів рушанки рицини та забезпечення нормованої запиленості повітря робочої зони [1].

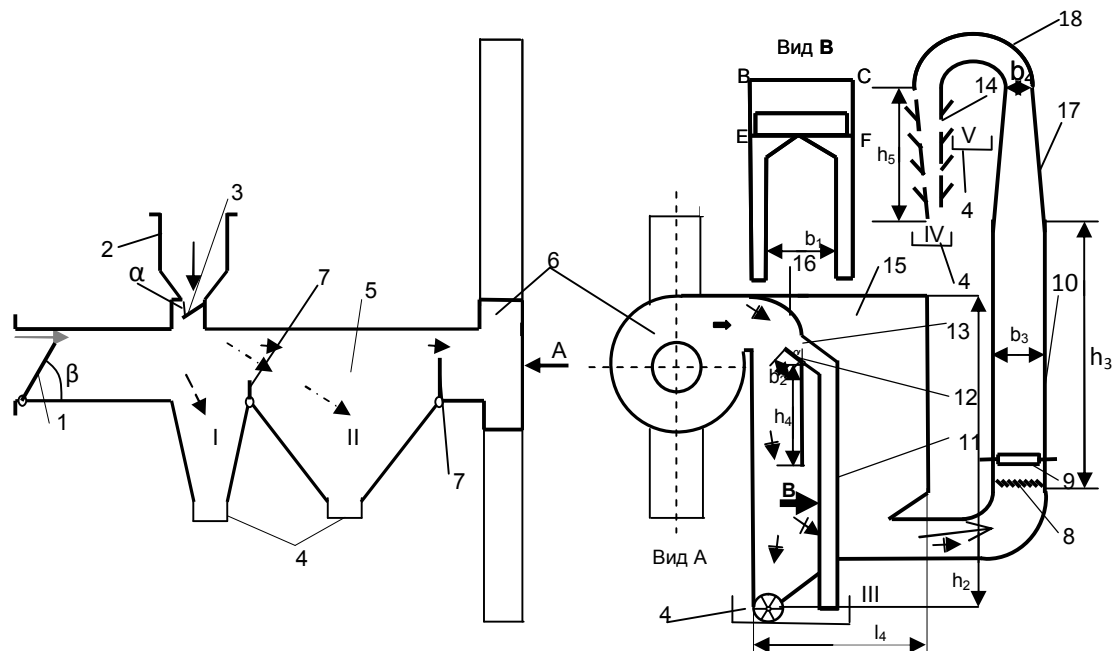


Рис. 1. Конструктивна схема пневмосепаратора рушанки рицини з пиловловлюючим пристроєм: 1 – регулятор подачі повітря; 2 – завантажувальний бункер; 3 – регулятор подачі вихідної суміші; 4 – приймачі сортів I, II, III, IV; 5 – горизонтальний канал; 6 – вентилятор; 7 – перегородки; 8 – жалюзі нижні вертикального каналу; 9 – жалюзі верхні вертикального каналу; 10 – вертикальний канал; 11 – рукава відвідні; 12 – клапан додатковий; 13 – щілина поперечна; 14 – інерційний пиловловлювач; 15 – пилоосаджувальна камера; 16 – криволінійна перегородка; 17 – конфузор; 18 – фрагмент циклону;  $\longrightarrow$  – рух компонентів рушанки рицини;  $-\cdot-\cdot\longrightarrow$  – рух ядриці та її січки;  $- \cdot \cdot \longrightarrow$  – рух лушпиння;  $\dashrightarrow$  – рух частинок дрібного лушпиння та пилу;  $\longrightarrow$  – рух повітряного потоку;  $l_4$ ,  $h_2$  – відповідно довжина та висота пилоосаджувальної камери, мм;  $h_4$  – висота перегородки в пилоосаджувальній камері, мм;  $b_1$  – ширина між відвідними рукавами, мм;  $b_2$  – ширина додаткового клапану, мм;  $h_3$  – висота вертикального каналу, мм;  $b_3$  – ширина вертикального каналу, мм;  $b_4$  – ширина в кінці конфузору, мм;  $h_5$  – висота інерційного жалюзійного пиловловлювача, мм;  $\beta$  – кут відкриття заслінки подачі повітря, град;  $\alpha$  – кут відкриття заслінки подачі суміші, град.

Формальний набір критеріїв для визначення оптимальних рівнів розподілу рушанки згідно рис. 1 можна здійснити за допомогою сукупності формул (1-4). Як бачимо під час сепарації суміші рицини доцільним є забезпечення максимально можливого вмісту ядриці у першому приймачеві. Окрім того, засміченість вихідної суміші у першому приймачеві не повинна перевищувати заданих припустимих значень. Смітною домішкою є лушпиння, яке в основному потрапляє до приймача II. Третім критерієм є забезпечення максимально можливої кількості пилу та дрібного лушпиння, що виділяється в приймачі III і IV, тобто бажано, щоб у приймачах III і IV виділявся весь пил, який продукується у сепараторі. Четвертим критерієм є дотримання припустимої кількості пилу у приймачі V

$$\mu_{k,1} \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$\eta_{\partial,1} < \eta_{\partial,1,\partial\partial} \quad (2)$$

$$\eta_{(n+\partial),(3+4)} \rightarrow \max, \quad (3)$$

$$\mu_{n,5} < \mu_{n,5,\partial\partial}, \quad (4)$$

де  $\mu_{k,1}$  – відносна кількість культури у першому приймачеві;

$\eta_{\partial,1}$  – засміченість вихідної суміші у першому приймачеві;

$\eta_{\partial,1,\partial\partial}$  – задана засміченість суміші у першому приймачеві;

$\eta_{(n+\partial),(3+4)}$  – відносна кількість пилу і домішок у приймачах 3 і 4;

$\mu_{n,5}$  – відносна кількість пилу у приймачі 5;

$\mu_{n,5,\partial\partial}$  – задана відносна кількість пилу у приймачі V.

Ці критерії треба задовольнити перш за все тому, що критичні швидкості витання компонентів рушанки переважаються (рис. 2), (мінімальне значення швидкості витання ядриці переважається з максимальним значенням швидкості витання лушпиння), тобто існує відсоток суміші, яка є не роздільною. Згідно цього графіку, якщо ядриця буде не подрібнена, тобто має більший розмір, розділення суміші буде більш якісне. У зв'язку з тим, що після обрушення насіння рицини отримується вже напівзруйнована ядриця і при найменшому зусиллі вона подрібнюється, то спосіб розділення суміші за аеродинамічними властивостями, який запобігає дотику з робочими поверхнями, був підібраний вірно.

Для дослідження критеріїв розподілу рушанки необхідно визначити швидкість повітря у горизонтальному каналі. При цьому ми намагалися отримати епюру швидкості повітря так, щоб швидкість повітря була більшою у верхній частині каналу [2]. Управління епюрою можливо при зміні кута відкриття заслінки повітря  $\beta$ . Під час спостережень було з'ясовано, що помітна зміна швидкості відбувається в діапазоні  $\beta = 40^\circ - 60^\circ$  (рис. 3, 4, 5).

З наведених графіків бачимо, що при відкритті кута заслінки подачі повітря  $\beta=60^\circ$ , швидкість повітря збільшується однаково від нижньої частини горизонтального каналу до верхньої по всьому перетину цього каналу.

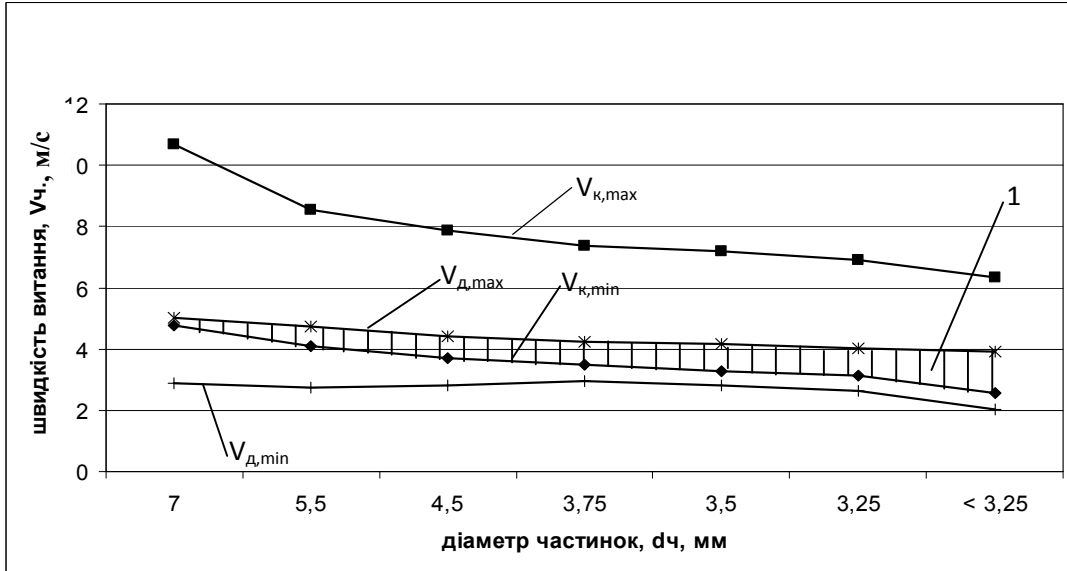


Рис. 2. Швидкість витання компонентів рушанки:  $V_{к,маx}$  – максимальна швидкість витання ядриці;  $V_{к,мін}$  – мінімальна швидкість витання ядриці;  $V_{д,маx}$  – максимальна швидкість витання лушпиння;  $V_{д,мін}$  – мінімальна швидкість витання лушпиння; 1 – зона перемеження

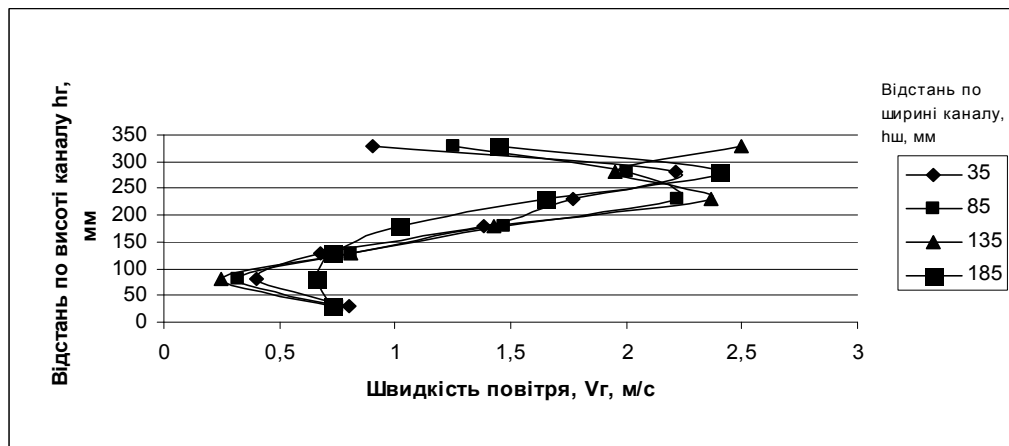


Рис. 3. Еюра швидкості повітря горизонтального каналу при  $\beta = 40^\circ$

Для визначення критеріїв (1-4) необхідно мати характеристики ефективності технологічного процесу, а саме:

Відносна кількість ядриці у першому приймачеві визначається за такою формулою

$$\mu_{k,1} = \frac{m_{k,1}}{m_{k,0}}, \quad (5)$$

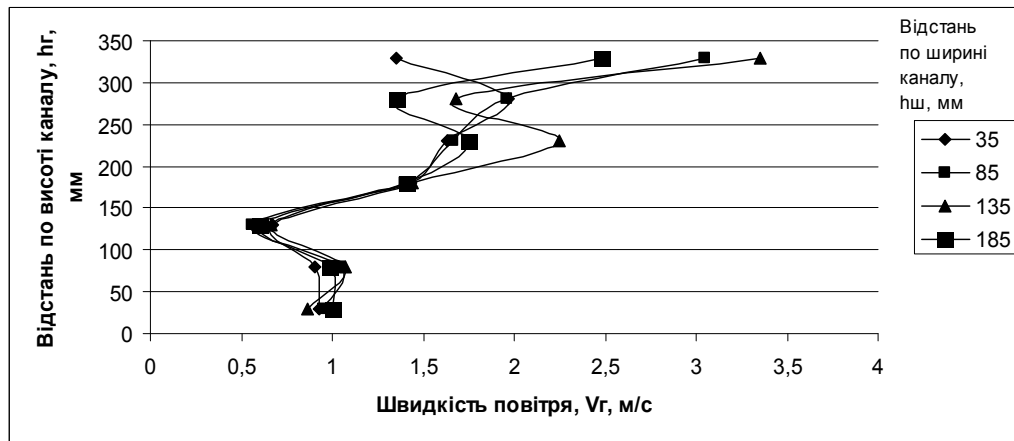


Рис. 4. Епюра швидкості повітря горизонтального каналу при  $\beta = 50^\circ$

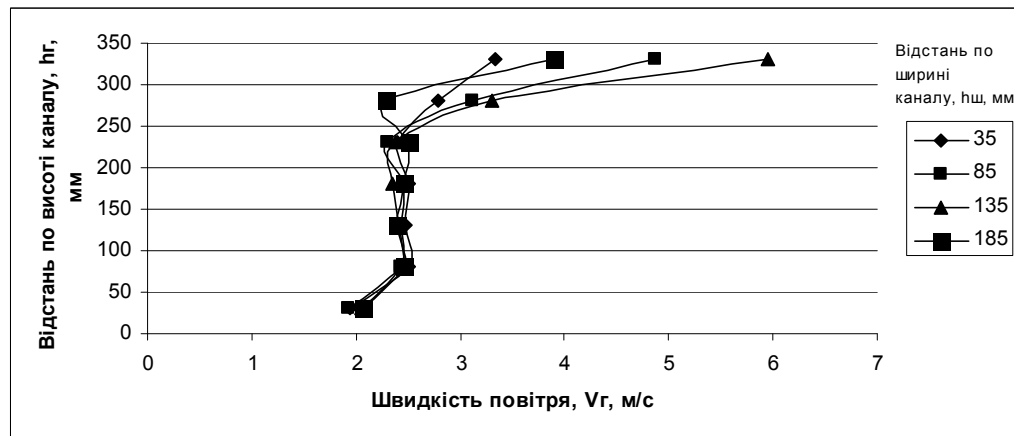


Рис. 5. Епюра швидкості повітря горизонтального каналу при  $\beta = 60^\circ$

де  $m_{k,1}$  – маса ядриці у першому приймачеві, г;

$m_{k,0}$  – маса ядриці у вихідній суміші, г.

Засміченість у першому приймачеві визначається за формулою

$$\eta_{\partial,1} = \frac{m_{\partial,1}}{m_{k,1} + m_{\partial,1}}, \quad (6)$$

де  $m_{\partial,1}$  – маса лушпиння у першому приймачеві, г.

Засміченість у третьому та четвертому приймачеві визначається за формулою

$$\eta_{(n+\partial),(3+4)} = \frac{m_{(n+\partial),(3+4)}}{m_{k,(3+4)} + m_{(n+\partial),(3+4)}}, \quad (7)$$

де  $m_{(n+\partial),(3+4)}$  – маса пилу та лушпиння у третьому та четвертому приймачеві, г;

$m_{k,(3+4)}$  – маса ядриці у третьому та четвертому приймачеві, г.

Відносна кількість пилу у п'ятому приймачеві визначається за формулою

$$\mu_{n,5} = \frac{m_{n,5}}{m_{k,0}}, \quad (8)$$

де  $m_{n,5}$  – маса пилу у п'ятому приймачеві, г.

Характеристики ефективності досліджувалися при зміні двох параметрів, а саме:  $\beta$  – кут відкриття заслінки подачі повітря, °;  $\alpha$  – кут відкриття заслінки подачі суміші °. Результати цих досліджень наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Результати досліджень по визначенню характеристик ефективності технологічного процесу сепарації рушанки рицини

$\beta$ , град	$\alpha$ , град	$m_{к1}$ , г	$m_{к2}$ , г	$m_{д1}$ , г	$m_{д2}$ , г	$m_{к3}$ , г	$m_{(д+п)3}$ , г	$m_{(д+п)4}$ , г	$m_{п5}$ , г.	$\mu_{к1}$	$\eta_{д1}$	$\mu_{(д+п)},$ (3+4)	$\mu_{п5}$
60	25	368,1	13,4	42,9	72,6	0,03	2,27	0,55	0,15	0,96	0,10	0,02	0,0013
60	20	363,6	12,7	41,7	78,1	0,03	3,19	0,5	0,18	0,95	0,10	0,03	0,0015
60	15	365,2	12,2	41,6	77,1	0,02	3,13	0,55	0,2	0,96	0,10	0,03	0,0017
50	25	349,4	34,7	33,9	77,3	0,04	3,87	0,6	0,19	0,92	0,09	0,04	0,0016
50	20	346,8	16,9	36,3	92	0,02	6,98	0,75	0,25	0,91	0,09	0,07	0,0021
50	15	343,7	28,1	32,3	87,5	0,05	7,35	0,75	0,25	0,90	0,09	0,07	0,0021
40	25	331	42,4	41,5	74,3	0,05	9,41	1,1	0,24	0,87	0,11	0,09	0,0020
40	20	346,6	33,4	41,4	68,9	0,05	8,57	0,8	0,28	0,91	0,11	0,08	0,0024
40	15	346,2	37,1	37,7	67,5	0,07	10,08	1	0,35	0,91	0,10	0,09	0,0030

Аналіз цих досліджень характеристик ефективності технологічного процесу сепарації рушанки рицини дозволив установити, що при куті відкриття заслінки подачі повітря  $\beta = 60^\circ$  та куті відкриття заслінки подачі суміші  $\alpha = 25^\circ$  критерії задовольняються найбільше.

Контроль запиленості повітря в робочій зоні, тобто розрахунок останньої колонки таблиці 1, проводиться за допомогою вагового методу [3]. Концентрація пилу рицини в повітрі при застосуванні тільки пилоосаджувальної камери складає  $17 \text{ мг/м}^3$ . При застосуванні додатково вертикального каналу та інерційного пиловловлювача –  $2 \text{ мг/м}^3$ . Останній показник є меншим за ГДК пилу соняшника. Але ще не досліджувалася швидкість повітря у вертикальному каналі 10. Тобто можливо ще знизити концентрацію пилу рицини в повітря робочої зони.

*Висновки.* Дослідженнями встановлено, що при куті відкриття заслінки подачі повітря  $\beta = 60^\circ$  та куті відкриття заслінки подачі суміші  $\alpha = 25^\circ$ , досягається найбільш якісна сепарація рушанки рицини ( $\mu_{к1}=0,96$ ;  $\eta_{д1}=0,10$ ) та найменший викид пилу в повітрі робочої зони ( $\mu_{п5}=0,0013$ ).

*Література*

1. Дідур В.А. Оптимізація параметрів пневмосепаратора для сепарації рушанки рицини / В.А. Дідур, А.Б. Чебанов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, том 8. – С. 70-77.

2. *Абдуев М.М.* Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / *М.М. Абдуев* // ХНТУСГ ім. П. Василенко. – Харків, 2007. – 21 с.

3. *Дідур В.А.* Методика визначення концентрації пилу в повітрі робочої зони при обрушенні насіння рицини / *В.А. Дідур, А.Б. Чебанов* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2009. – Вип. 1, том 2. – С. 169-175.

4. ГН 2.1.6.695-98. Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населённых мест. Введён 29.04.1998.

5. СН 245-71. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. – Введен 01.04.1972. – М.: Стройиздат, 1972. – 97 с.

6 *Дідур В.А.* Розробка технології, експериментального устаткування технологічної лінії по глибокій переробці насіння рицини в касаторову олію для виробництва мастил для сільськогосподарської техніки: звіт про науково-дослідну роботу / *В.А. Дідур, А.Б. Чебанов, О.М. Орел, К.В.Зубкова.* – Мелітополь, 2005. – 99 с.

## **ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ПНЕВМОСЕПАРАТОРА РУШАНКИ КЛЕЩЕВИНЫ С ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЬНОМ УСТРОЙСТВОМ**

А.Б. Чебанов

***Аннотация*** – работа посвящена исследованию процесса сепарации рушанки семян клещевины при условии обеспечения предельно допустимой концентрации токсичной пыли в рабочей зоне.

## **GROUND OF TECHNOLOGICAL MODES OF AIR SEPARATION SEED OF CASTOR OIL WITH CHAMBER FOR SETTLING DUST DURING**

A. Chebanov

### ***Summary***

**Work is devoted research of process of separation seed of castor oil on condition of providing maximum of possible concentration of toxic dust in a working area.**

УДК 535.44

## ВІДБИВАЮЧІ ДИФРАКЦІЙНІ ГРАТКИ З ГАРМОНІЧНИМ РЕЛЬЄФОМ

Дьоміна Н. А., к.т.н.,

Морозов М. В., к.ф.-м.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-68-74

**Анотація** – робота присвячена математичному розгляду дифракції Фраунгофера у випадку скалярного наближення для відбиваючої одновимірної ґратки. Розглянуто інтенсивність дифракційних хвиль у залежності від амплітуди модуляції гармонічного рельєфу відбиваючої ґратки та кута дифракції.

**Ключові слова** – дифракція Фраунгофера, відбиваюча дифракційна ґратка, дифракційна ефективність.

*Постановка проблеми.* Різноманітні дифракційні відбиваючі ґратки знаходять широке застосування у техніці [1]. Проблеми дифракції світла, у тому числі на періодичних структурах, розглядаються із різноманітних точок зору в багатьох роботах, наприклад, [2-4]. Розробка голографічного способу отримання дифракційних ґраток [5, 6] дозволила достатньо просто реалізувати відбиваючі ґратки з гармонічним профілем. Тому теоретичний розгляд дифракції світла у цьому випадку є актуальним.

*Аналіз останніх досліджень.* В роботі [7] приведено аналітичне рішення задачі дифракції для випадку поверхневих хвиль у ближній зоні  $p$ -поляризованого випромінювання від поверхні металу з періодичним профілем.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Розглянути дифракцію Фраунгофера для плоских хвиль у скалярному наближенні та залежність інтенсивності дифракційної картини від параметрів відбиваючої гармонічної ґратки.

*Основна частина.* Одновимірна відбиваюча гармонічна дифракційна ґратка має рельєф, який задається функцією (рис. 1):

$$z = z_m \cdot \sin k_1 x, \quad (1)$$

де  $z_m$  – амплітуда синусоїдального профіля;

$k_1 = \frac{2\pi}{d}$  – вектор оберненої ґратки (хвильовий вектор);

$d$  – період дифракційної ґратки.

Для випадку голографічної реєстрації ґратки її період дорівнює

$$d = \frac{\lambda}{2 \cdot \sin \varphi_1}, \quad (2)$$

де  $\lambda$  – довжина хвилі когерентного випромінювання;  
 $2\varphi_1$  – кут між двома інтерферуючими променями.

Визначимо оптичну різницю для променів при відбитті випромінювання, яке освітлює гармонічну ґратку нормально до її поверхні (рис. 1)

$$\Delta(\varphi, z_m, x) = z_m \cdot [\cos \varphi - (1 + \cos \varphi) \cdot \sin k_1 x] + x \cdot \sin \varphi, \quad (3)$$

де  $\varphi$  – кут дифракції.

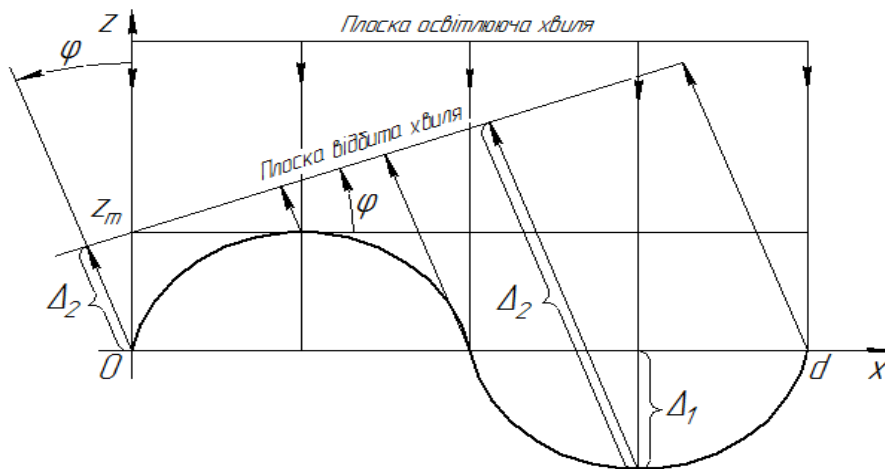


Рис. 1. Дифракція Фраунгофера на гармонічній відбиваючій ґратці

Тоді амплітуда хвилі дифракції Фраунгофера у першому скалярному наближенні плоских хвиль дорівнює для одного періода дифракційної ґратки [8]

$$E(\varphi, z_m) = \frac{E_0}{d} \cdot \int_0^d e^{i(\omega t - k \cdot \Delta)} \cdot dx = \frac{E_0}{d} \cdot e^{i\omega t} \cdot e^{-ikz_m \cdot \cos \varphi} \cdot \int_0^d e^{ik[z_m(1 + \cos \varphi) \cdot \sin k_1 x - x \cdot \sin \varphi]} \cdot dx, \quad (4)$$

де  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$  – хвильове число плоскої хвилі;

$E_0$  – амплітуда падаючої хвилі.

Інтеграл (4) не визначається аналітичними функціями, а знаходиться тільки чисельними методами.

Спочатку розглянемо інтенсивність для центрального нульового дифракційного максимуму, якщо кут дифракції  $\varphi = 0$ . Тоді вираз для амплітуди відбитої хвилі має вигляд

$$E(z_m) = \frac{E_0}{d} \cdot e^{i\omega t} \cdot e^{-ikz_m} \cdot \int_0^d e^{ikz_m \cdot 2 \sin k_1 x} \cdot dx. \quad (5)$$

Цей інтеграл (5) також не визначається аналітично, але добре відомий, як функція Бесселя 0-го порядку першого роду



$$J_0(c) = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} e^{ic \cdot \cos t} dt. \quad (6)$$

Амплітуда відбитої хвилі для випадку  $\varphi=0$  дорівнює

$$E(z_m) = E_0 \cdot e^{i\omega t} \cdot e^{-ikz_m} \cdot J_0(2kz_m), \quad (7)$$

де  $J_0(c) = J_0(2kz_m)$  – функція Бесселя 0-го порядку від аргументу,

$$c = 2kz_m = \frac{4\pi z_m}{\lambda}.$$

Інтенсивність пропорційна квадрату амплітуди та дорівнює після усереднення по часу

$$I = I_0 \cdot J_0^2\left(\frac{4\pi z_m}{\lambda}\right). \quad (8)$$

Нулі функції Бесселя ( $c_1, c_2, \dots$ ) відповідають парному числу зон Френеля у методі зон Френеля. Значення  $z_m$ , при яких інтенсивність центрального максимуму мінімальна, для довжини хвилі  $\lambda = 0,63 \text{ мкм}$  наведені у таблиці:

№	1	2	3	4	5
c	2, 405	5, 52	8, 654	11, 79	14, 93
$z_m$ , мкм	0, 12	0, 277	0, 43	0, 59	0, 75

Відповідно до закону збереження енергії при цих значеннях  $z_m$  амплітуди модуляції синусоїдального профілю відбиваючої ґратки спостерігаються максимуми інтенсивності для вищих порядків дифракції.

В цьому випадку інтеграл (4) не має аналітичного виразу і може бути визначений тільки чисельними методами, наприклад, за допомогою математичного пакету *MathCad*.

Чисельний метод інтегрування (4) для кута дифракції  $\varphi_1 = 30^\circ$  (максимум першого порядку) дає для інтенсивності значення  $I_1(\varphi_1) = 0,234 \cdot I_0$ , якщо  $z_m = 0,12 \cdot 10^{-6} \text{ м}$  та  $\lambda = 0,63 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ .

У подальшому представляє інтерес отримання залежності інтенсивності дифракційної картини від кута дифракції  $\varphi$  для різних значень амплітуди  $z_m$  модуляції рельєфу гармонічної відбиваючої ґратки.

Голографічні дифракційні ґратки достатньо широко використовують у спектроскопії та метрології для вимірювання лінійних розмірів з надвисокою ( $0,1\lambda$ ) точністю для відповідальних деталей прецизійної техніки.

**Висновки.** Розглянута дифракція Фраунгофера для відбиваючої гармонічної дифракційної ґратки у скалярному наближенні хвильової оптики. У випадку нормального відбиття для центрального максимуму отримана залежність інтенсивності дифракційної картини від амплітуди модуляції синусоїдального рельєфу та умови мінімуму інтен-

сивності. Також розглянуто чисельний метод розрахунку інтенсивності дифракційної картини для вищих порядків дифракції при відбитті плоскої хвилі від ґратки, яка має синусоїдальний профіль.

#### *Література*

1. Герасимов Ф. М., Яковлев Э. А. Дифракционные решетки / Ф. М. Герасимов, Э. А. Яковлев. – Новосибирск, 1982. – 30 с.
2. Зоммерфельд А. Оптика / А. Зоммерфельд. – М.: ИЛ, 1953. – 486 с.
3. Фок В. А. Проблемы дифракции и распространения электромагнитных волн / В. А. Фок. – Питер, 2010. – 520 с.
4. Дифракционные решетки / [Шестопалов В. П. и др.]. – [Ч. 1]. – К.: Наукова думка, 1986. – 232 с.
5. Анализ методов исследования фазового распределения интерференционного поля / [Гордеев С. В., Горелик В. П., Турухано Б. Г., Турухано Н. Г.]. – Л., 1981. – С. 24-40.
6. Мустафин К. С. Голограммная оптика: разработки и применения / К. С. Мустафин. – Л., 1990. – С. 217-225.
7. Тимченко М. А. Аналитический подход к конструированию дифракционных решеток с заданными свойствами. / М. А. Тимченко, И. С. Сневак, А. В. Кац. – Харьков, 2010. – С. 14-18. – (Вісник ХНУ, серія «Фізика»; вип. 13).
8. Калитеевский Н. И. Волновая оптика. [Учеб. пособие для университетов] / Н. И. Калитеевский – М.: Высш. школа, 1978. – 383 с.

## **ОТРАЖАТЕЛЬНЫЕ ДИФРАКЦИОННЫЕ РЕШЕТКИ С ГАРМОНИЧЕСКИМ РЕЛЬЕФОМ**

Н. А. Демина, Н. В. Морозов

**Аннотация** – рассмотрена дифракция Фраунгофера в случае скалярного приближения для отражающей одномерной решетки с синусоидальным профилем. Получена зависимость интенсивности дифракционных волн от амплитуды модуляции рельефа отражающей решетки и угла дифракции.

## **SINE-SHAPED REFLECTIVE DIFFRACTION GRATINGS**

N. Diomina, N. Morozov

### *Summary*

**Fraunhofer diffraction is considered in frames of the scalar approximation for a reflective sine-shaped grating. The diffraction wave intensity dependence on the modulation amplitude of a reflective grating profile and diffraction angle is obtained.**

УДК 631.33

## АНАЛІЗ ПОСІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ПІСЛЯ ВИСІВУ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ ВИСІВНИМ АПАРАТОМ

Васильковська К.В., к.т.н.

*Кіровоградський національний технічний університет*

Тел. (0522) 39-04-72

**Анотація** – запропоновано новий пневмомеханічний висівний апарат з периферійним розташуванням комірок та пасивним пристроєм для видалення зайвого насіння відцентровим способом, який дозволяє збільшити колову швидкість висівного диска і узгодити її з поступальною швидкістю сівалки. З метою перевірки посівних властивостей насіння цукрових буряків до та після їх висіву запропонованим висівним апаратом визначено енергію проростання насіння, схожість та його життєздатність.

**Ключові слова** – пневмомеханічний висівний апарат, висівний диск, колова швидкість комірок, висів, посівні властивості насіння.

*Постановка проблеми.* Необхідною умовою отримання рівномірно розміщених по площі поля рослин, які, в цьому випадку, мають однакову площу живлення та розвиваються найкращим чином – точний висів насіння. Запорукою отримання дружніх сходів, а в подальшому й майбутнього врожаю є рівномірність висіву насіння і як наслідок – рівномірність його розташування в рядку.

*Аналіз останніх досліджень.* З початку ХХ сторіччя почався пошук конструкцій висівних апаратів для пунктирної сіви насіння.

Одним із перших пневмомеханічних висівних апаратів є висівний апарат з дозатором барабанно-пальцевого типу, заявлений у 1904 році у США [1].

За конструктивним виконанням пневмомеханічні апарати можуть бути дисковими або барабанными, а за способом використання повітря їх розрізняють на вакуумні та апарати надлишкового тиску [2].

Сучасні пневмомеханічні висівні апарати точного висіву, попри довгу історію їх створення і вдосконалення, мають ряд недоліків, основними з яких є: недостатня дозуюча здатність, викликана обмеженістю колової швидкості висівного диска ( $V_k \leq 0,5$  м/с) і наявність випадкового неконтрольованого перерозподілу інтервалів між насінинами в

борозні, внаслідок великої відносної швидкості насіння при контакті з останньою під час руху сівалки на номінальних швидкостях ( $V_c=1,5\dots 2,5$  м/с). Усунення зазначених недоліків досягається шляхом збільшення колової швидкості висівного диска і узгодження її з поступальною швидкістю сівалки. Однак, в конструкціях сучасних пневмомеханічних висівних апаратів вирішити дану задачу технологічно неможливо, оскільки це погіршує утворення однонасінневого потоку насіння ще на початковому етапі його формування [3].

*Формування цілей статті.* З метою підвищення ефективності точного висіву насіння на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено дослідний зразок секції нової пневмомеханічної сівалки для точного висіву насіння просапних культур [4-6].

Головною особливістю нового висівного апарата (рис. 1) є використання висівного диска з периферійним розташуванням комірок, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки для примусового захоплення насіння диском в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання.

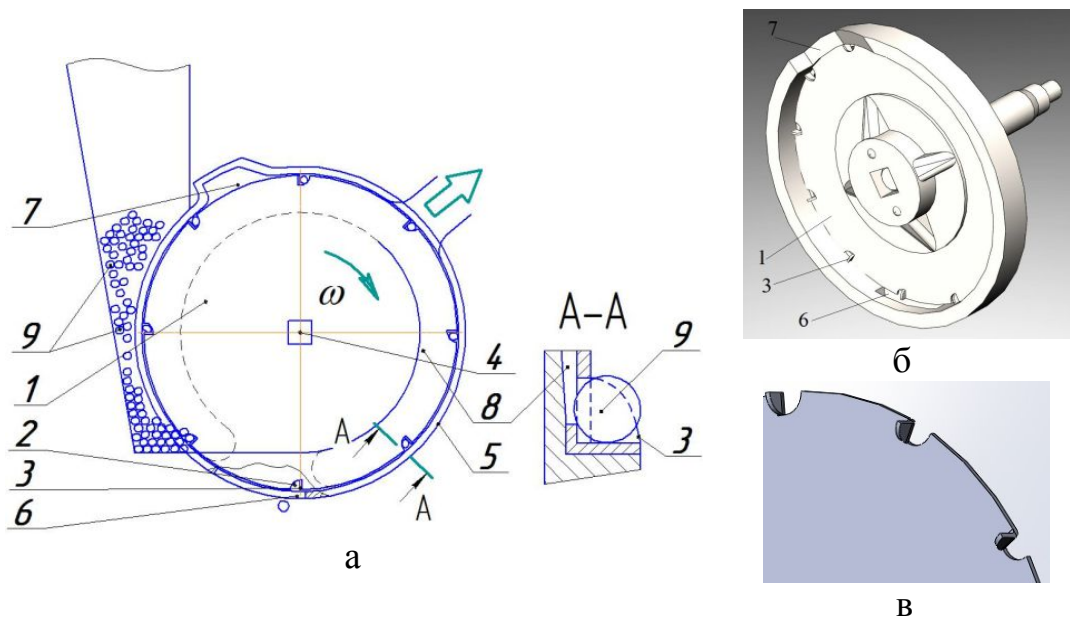


Рис. 1. Запропонований пневмомеханічний висівний апарат: 1 – висівний диск; 2 – комірка; 3 – лопатка; 4 – приводний вал; 5 – корпус; 6 – висівне вікно; 7 – пасивний пристрій (порожнина) для видалення зайвого насіння; 8 – вакуумна камера; 9 – насіння; а – схема; б – тривимірна модель висівного апарата; в – тривимірна модель фрагмента висівного диска

Для видалення зайвого насіння з комірок висівного диска у верхній частині циліндричної поверхні корпусу виконано пасивний при-

стрій у вигляді порожнини, до якої потрапляють зайві насінини і, відокремлюючись від диска, повертаються до зони заповнення.

В нижній частині поверхні корпусу виконано висівне вікно, яке забезпечує вільне випадіння насіння до борозни.

Запропонована конструкція пневмомеханічного дискового висівного апарата усуває основні його недоліки, покращує умови і збільшує надійність процесу заповнення комірок висівного диска, підвищує ефективність видалення зайвого насіння та надійність звільнення комірок в зоні висіву. Це забезпечує сталу точку скидання насіння із висівного диска та однакові траєкторії їх польоту до борозни, що позитивно впливає на рівномірність розподілу інтервалів між насінням в борозні.

Отже, запропонований пневмомеханічний висівний апарат дозволяє одночасно збільшити колово швидкість комірок висівного диска та значно зменшити розрідження в вакуумній камері, що дозволить підвищити технологічну ефективність, що збільшить продуктивність посівного агрегату та зменшить енергоємність процесу висіву насіння.

*Основна частина.* Із збільшенням колової швидкості комірок висівного диска пневмомеханічного висівного апарата можливе ушкодження насіння елементами його конструкції. Для підтвердження уникнення пошкодження насіння при його висіві було проведено перевірку посівних властивостей насіння цукрових буряків до та після висіву.

До найбільш впливових агрономічних показників якості насіння можна віднести енергію проростання насіння та його схожість [7]

Для визначення схожості використовували метод М.К. Фірсової [7, 8]. Відібрані для визначення схожості насіння (чотири проби по 100 насінин) закладали для набухання у воду з температурою 30°C на чотири години. Рівень води був вищим на 1..2 см за поверхню насіння. По закінченню строку набухання насіння виймали та закладали у вологий пісок. Перед закладкою пісок вирівнювали та ущільнювали. Насіння вдавлювали в пісок нарівні з його поверхнею на однаковій відстані одне від одного та покривали шаром марлі та шаром піску товщиною 0,5..1,0 см. Верхній шар піску теж ущільнювали. Пророщували насіння цукрових буряків в приміщенні при температурі 20° протягом 30 годин, а потім при 30° протягом двох діб. Для підрахунку пророщених насінин шар піску знімали разом з марлею.

Підрахунок пророщених насінин виконували у два строки:

- перший раз – через 4 доби для визначення енергії проростання;
- другий раз – через 10 діб для визначення схожості.

Енергію проростання виражали у відсотках через відношення насінин, які проросли за встановлений термін, до всієї їх кількості.

Непророслими насінинами вважали ті, у яких до кінця терміну для визначення схожості росток складався з одного паростка, а корінець не розвинувся до кінця або розвинувся хворим, гнилим.

По закінченні терміну встановлення схожості та енергії проростання, визначали середнє значення з чотирьох проб.

Якщо у пробі виявилось, що відхилення більше за допустиме, то відсоток енергії проростання та схожості встановлювали за трьома пробами. А якщо у двох пробах виявлено відхилення, то енергію проростання та схожість встановлювали за допомогою повторного пророщування.

Життєздатність визначали за методом В.І. Іванова [9]. Брали дві проби по 100 насінин в зразку та намочували їх у воді з кімнатною температурою ( $18^{\circ} \dots 23^{\circ}$ ) протягом 10-11 годин. Набухлі насінини частково висушували на фільтрувальному папері. Потім гострим лезом кожну насінину надрізували по повздовжній осі навпіл. Від кожної насінини брали для фарбування тільки одну половинку і одразу поміщали її в склянку з водою, не допускаючи підсихання. Після закінчення розрізання насінин їх промивали для видалення залишків розірваних тканин з поверхні надрізу. В ємність з насінням заливали 5мл 0,1%-ний розчин кислого фуксину, обережно похитували для видалення повітряних кульок і залишали на 10-15 хвилин. Далі розчин зливали, а половинки насінин поміщали на фільтрувальний папір та досліджували їх.

До життєздатних насінини відносили всі половинки з нефарбованим зародком, до нежиттєздатних відносили всі насінини з частково або повністю пофарбованим зародком. Відсоток життєздатних насінин встановлювали як середнє арифметичне з двох проб.

Для проведення досліджень використовували ємність з пробами насіння цукрових буряків сорту «Білоцерківський однонасінний 45» до та після його висіву (рис. 2).

Експериментальні дослідження для насіння цукрових буряків до висіву та після його показали наступні результати:

- для енергії проростання  $E_1 = 85\%$ ,  $E_2 = 84\%$ ;
- для схожості  $C_1 = 84\%$ ,  $C_2 = 84\%$ .

Це означає, що висів насіння цукрових буряків пневмомеханічним висівним апаратом з периферійним розташуванням комірок цілком відповідає вимогам ДСТУ 2153:2006 «Буряки цукрові» [10] (рис. 3).

Порівняльний аналіз посівних властивостей насіння цукрових буряків до та після їх висіву показав, що розроблений пневмомеханічний висівний апарат виконує технологічний процес згідно з агротехнічними вимогами і вплив його роботи на енергію проростання і схожість насіння є несуттєвим.

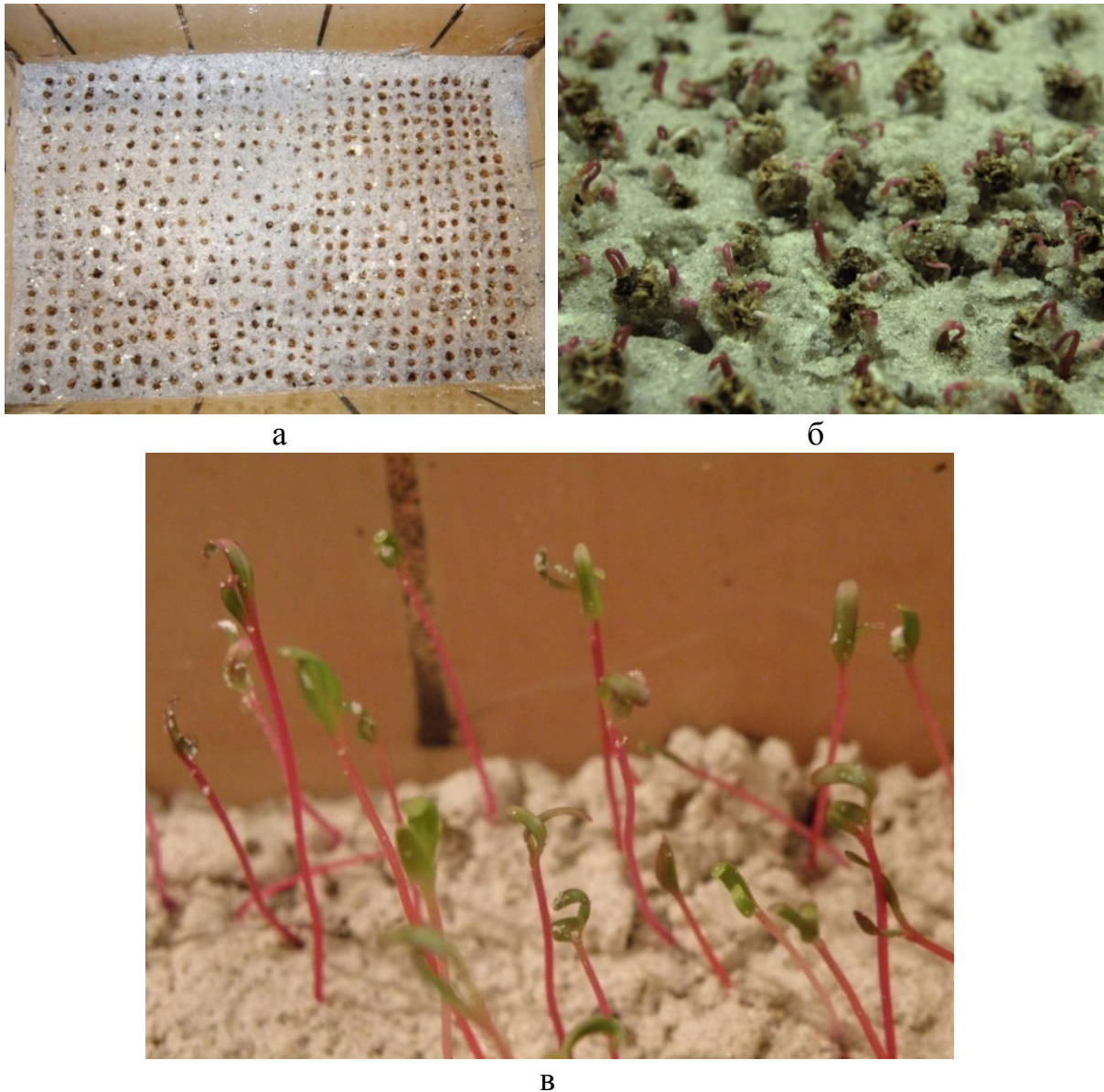


Рис. 2. Загальний вигляд рослин: а – після посадки; б – на 4 добу; в – на 10 добу

Експериментальні дослідження показали, що середнє значення життєздатності насіння до та після висіву насіння цукрового буряку пневмомеханічним висівним апаратом з периферійним розташуванням комірок становить 92% (рис. 4).

Таким чином, життєздатність насіння цукрових буряків до та після їх висіву, де відбувається механічна взаємодія насінневого матеріалу із елементами конструкцій висівного апарату не знижує життєздатність насіння після висіву.

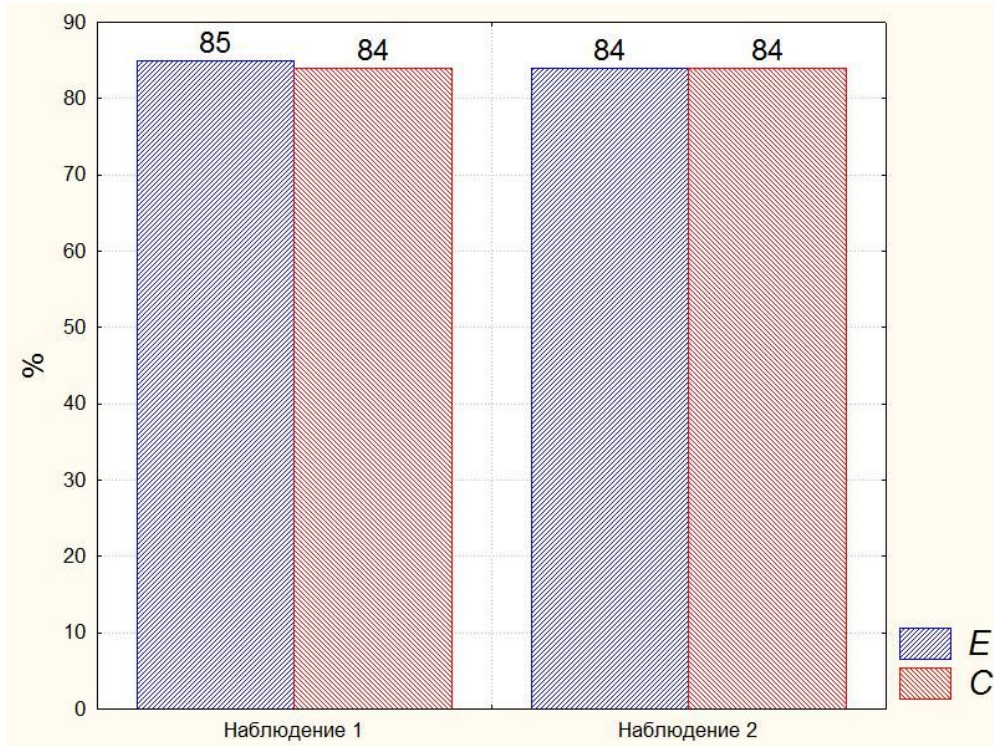


Рис. 3. Порівняльна діаграма для енергії проростання ( $E$ ) та схожості ( $C$ ) цукрових буряків до та після висіву

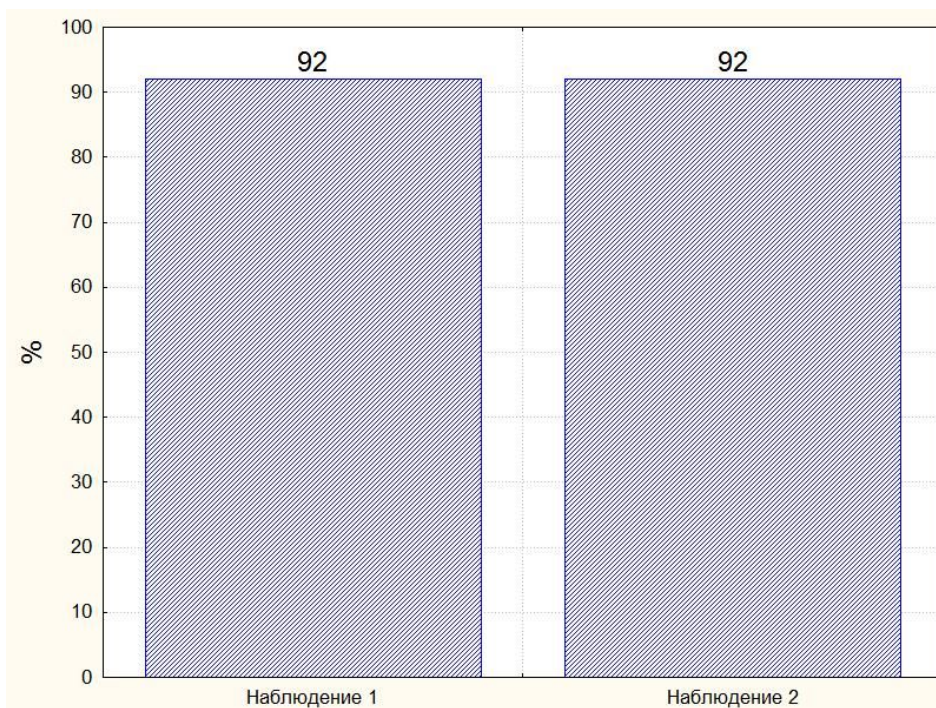


Рис. 4. Порівняльна діаграма для життєздатності насіння цукрових буряків до та після висіву

Отримані результати показують, що висіяний матеріал є придатним для подальшого використання згідно з існуючими агротехнічними вимогами [10].

*Висновки.* Дослідами по перевірці ступеня пошкодження насіння



цукрових буряків робочими органами пневмомеханічного висівного апарата встановлено, що втрати енергії проростання після висіву становить 1%, схожості – 0% і життєздатності – 0%, що дозволяє стверджувати про відповідність процесу висіву запропонованим висівним апаратом вимогам ДСТУ 2153:2006 «Буряки цукрові».

#### *Література*

1. Patent US of America №773205 / dated October 25, 1904, Seed-planting machine, *George William Green*.

2. *Петренко М. М.* Аналіз конструкцій висівних апаратів точного висіву / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2010. – Вип. 93. – С. 157-163.

3. *Васильковська К. В.* Вплив форми і типу комірок висівного диска на якість дозування насіння / *К. В. Васильковська, О. М. Васильковський* // Східноєвропейський журнал новітніх технологій. Vol 6, №7 (72) (2014) – Харків: Технологічний центр, 2014. – С. 33-36.

4. Пат. 77191 U Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* (Україна); заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. №3.

5. *Петренко М. М.* Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва». Вип. 107. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – С. 359-363.

6. *Петренко М. М.* До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / *М. М. Петренко, М. І. Васильковський, К. В. Васильковська* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 41, ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.

7. *Фирсова М. К.* Методы определения качества семян / *М. К. Фирсова* // М.: Государственное издательство сельскохозяйственной литературы, 1959. – 277 с.

8. *Фирсова М. К.* Жизнеспособность семян / *М. К. Фирсова*. – М.: Колос, 1978. – 416 с.

9. *Иванов В. И.* Определение всхожести семян с помощью фуксина / *В. И. Иванов* // Селекция и семеноводство. – 1950. – №2. – С. 26-29.

10. Буряки цукрові: ДСТУ 2153-2006. На зміну ДСТУ 2153-93; [чинний від 01.07.2007 р.] – К.: Держпоживстандарт України, 2007. – 51 с.

## **АНАЛИЗ ПОСЕВНЫХ СВОЙСТВ СЕМЯН САХАРНОЙ СВЕКЛЫ ПОСЛЕ ВЫСЕВА ИХ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ**

Е.В. Васильковская

*Аннотация* – предложено новый пневмомеханический высевающий аппарат с периферийным расположением ячеек и пассивным устройством для удаления лишних семян центробежным способом, который позволяет увеличить круговую скорость высевающего диска и согласовать ее с поступательной скоростью сеялки. С целью проверки посевных свойств семян сахарной свеклы до и после их высева предложенным высевающим аппаратом определена энергия прорастания семян, всхожесть и их жизнеспособность.

## **ANALYSIS PROPERTIES SOWN SUGAR BEET SEEDS AFTER SOWING SEED PNEUMOMECHANICAL DEVICE**

E. Vasylykovska

### *Summary*

Proposed pneumomechanical seed distribution vehicle with the peripheral location of barns on a sowing disk and a passive device for the delete of superfluous seed by a centrifugal method which increases the circular speed of the sowing disc and align it with the forward speed drills. In order to verify the properties of cultivated sugar beet seeds before and after sowing seed the proposed vehicles, energy germination of the seed, germination and its viability.

УДК 621.833.1

**КОНСТРУКЦІЙНІ ПЛАСТМАСИ ДЛЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС**

Коломієць С.М., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-24-36, e-mail: ksm\_63@mail.ru

**Анотація** – наведені дослідження перспектив застосування для виробництва зубчастих зачеплень пластмас, які мають конструкційні мастильні властивості, або ж сумішей, до складу яких введені добавки, що знижують коефіцієнт тертя при зіткненні поверхонь тертя, з метою підвищення експлуатаційних якостей механізмів.

**Ключові слова** – конструкційні пластмаси, зубчасте зачеплення, зубчасте колесо, мастильні властивості, коефіцієнт тертя.

*Постановка проблеми.* Неметалічні матеріали, на основі природних або синтетичних полімерів, придатні для виготовлення деталей або окремих елементів машин. Пластмаси класифікуються залежно від складу, структури, властивостей, сортаменту, способу переробки у виробі, функціонального призначення і області застосування. Крім технологічних є пластмаси конструкційного призначення. В останній час зубчасті колеса, виготовлені з пластику, все більше і більше витісняють пристрої з металів у всіх сферах традиційного використання зубчастих передач: сільськогосподарській техніці, автомобілях, побутових приладах, промисловому устаткуванні, трансмісіях машин, приводах інструментів, електронних пристроях, приводах ролет. Причина цього в тому, що зубчасті пристрої із пластмаси дешевші, легші і мають більш високу конструкційну гнучкість, ніж їхні металеві аналоги [1, 2].

В електрифікованих приводах ролет використовують зубчасті передачі, виготовлені зі звичайних пластмас або металеві. Металеві зубчасті передачі більш надійні і довговічні, але потребують зовнішнього змащення і створюють більший шум, ніж пластмасові. Пластмасові зубчасті колеса на відміну від металевих більш дешеві, технологічні, але мають меншу надійність і довговічність.

*Аналіз останніх досліджень.* Для зубчастих механізмів із пластмаси першого покоління звичайно було потрібне зовнішнє змащення (мастила або мастильні матеріали) для збільшення зносостійкості і строку експлуатації. Але для багатьох використовуваних у наші дні зубчастих зачеплень із пластмаси не потрібне зовнішнє змащення. За-

мість цього вони відразу виготовляються зі смол, які мають конструкційні мастильні властивості, або ж із сумішей, до складу яких введені добавки, що знижують коефіцієнт тертя при зіткненні поверхонь тертя.

Пластмаси зовсім не так, як метали, реагують на вплив високих температур, екстремальних навантажень і інших стресових факторів. При конструюванні необхідно усвідомлювати наявність цих відмінностей для того, щоб уникнути руйнування пластмасових деталей [3, 4].

Самозмащувальні зубчасті передачі із пластмаси складають серйозну конкуренцію виробам з металу. Їх використання заощаджує гроші споживача, крім витрат на змащення і мастила, також за рахунок зниження експлуатаційних витрат. Можливість з'єднання частин деталей з пластмас часто робить виробництво складаних одиниць із зубчастими зачепленнями із пластмаси дешевшим, ніж виробництво металевих складаних одиниць. Формовані зубчасті зачеплення із пластмаси можуть бути менші, ніж порівнянні металеві деталі, тому установки і прилади, в яких вони використовуються, можуть також бути меншими. Заміна важких металевих зубчастих коліс пластмасовими при виробництві мобільної техніки збільшує економію палива. Зубчасті зачеплення із пластмаси створюють при експлуатації менше шуму, ніж металеві [5].

*Ціль роботи.* Дослідити перспективи застосування для виробництва зубчастих зачеплень пластмас, які мають конструкційні мастильні властивості, або ж сумішей, до складу яких введені добавки, з метою підвищення експлуатаційних якостей механізмів.

*Результати досліджень.* Пластмаси більш в'язкоеластичні, ніж метали, тому деформація і повзучість можуть стати проблемами при використанні зубчастих передач із пластмаси. Пластмаси швидше втрачають міцність при високих температурах експлуатації, але гранична температура експлуатації різниться залежно від використовуваної для виробництва зубчастих коліс смоли, а також від кількості і типу армування. Оскільки пластмаси мають тільки 1...2% теплопровідності металів, зубчасті передачі із пластмаси довше залишаються розігрітими після того, як їх довели до певної температури. Деякі пластмаси, такі як нейлон, поглинають значну кількість вологи, що може викликати проблеми при переробці, якщо не висушити смоли перед формуванням. Шестірні з нейлону трохи збільшуються в об'ємі в міру того, як вони поглинають вологу. З іншого боку, хоч вологість і знижує міцність нейлону на розрив, вона підвищує його стійкість до ударних навантажень.

Існують різні способи подолання проблеми теплотворення. Використання деяких зубчастих передач із пластмаси потребує нанесення зовнішнього змащення, якщо тертя стане особливо інтенсивним.

Коли використовуються самозмащувальні зубчасті пристрої із пластмаси, конструктори часто знижують експлуатаційні коефіцієнти тертя за рахунок комбінації різнорідних матеріалів, наприклад, ацеталю з нейлоном. Таке з'єднання несхожих матеріалів звичайно протікає з меншим тепловиділенням, ніж з'єднання зубчастих коліс, виготовлених з того самого матеріалу. Іншим способом керування тепловиділенням є приготування сумішей, використовуваних для виготовлення зубчастих коліс, пластмас із добавками, що зменшують тертя, такими як: політетрафтороетілен (ПТФЕ), силікон або графіт.

Результати дослідження швидкості стирання двох взаємодіючих зубчастих коліс, отримані на замовлення СП «Торнадопласт» у Центрі колективного використання «Комп'ютерна і експериментальна механіка» ННГУ, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1

Швидкість стирання двох взаємодіючих зубчастих коліс  
У мкм/год.

Матеріал Навантаження, МПа	поліамід 46	Ацеталь + ПТФЕ	поліамід 46 + ацеталь	поліамід 46 + ПТФЕ
0,2	0,29	–	–	–
0,4	2,47	0,27	0,21	0,03
0,6	20	2,72	1,31	0,25
0,8	–	–	10,6	2,5
1	–	–	–	22

Експлуатаційні властивості багатьох марок смол, використовуваних для виготовлення зубчастих зачеплень, добре відомі, так що інженери звичайно добре розуміють, які зміни слід внести в конструкцію зубчастих механізмів при переході від металу до пластмаси. Удосконалені засоби комп'ютерного проектування (computer-aided design CAD), які пропонуються споживачам деякими виробниками смол і компаундів, можуть пророкувати з великим ступенем точності, як поведеться зубчаста передача із пластмаси в тому або іншому випадку.

Умовно смоли, використовувані для виробництва пластмасових зубчастих коліс, можна розділити на дві категорії: кристалічні і аморфні. У цілому, матеріали в категорії кристалічних і частково кристалічних – такі, як нейлон, ацеталь. У результаті кристалічні пластмаси

застосовуються в умовах, коли часто мають місце екстремальні навантаження і цикли запуску устаткування. Аморфні полімери більше підходять для використання там, де порівняно рідко бувають високі швидкості і великі навантаження або там, де потрібні невеликі зубчасті колеса або зубчасті колеса високої точності.

Частково кристалічні смоли стійкі до впливу хімічних речовин, мають великий опір втомі, високий коефіцієнт заповнення, витримують циклічні навантаження.

В дослідженнях ми використовували ацеталь – твердий, стійкий до повзучості і міцний матеріал, який має низький коефіцієнт тертя, зберігає стабільність при високих температурах і забезпечує більш високу стійкість до впливу високих температур.

Ацеталі належать до конструкційних полімерів, які краще всіх пручаються деградації, яка відбувається під впливом високих температур. Змащувальна здатність ацеталей може бути збільшена за рахунок їх наповнення політетрафтороетиленом. Зубчасті зачеплення із самозмащувального ацетала особливо добре використовувати при виготовленні переробного устаткування для харчової і фармацевтичної промисловості, де неприпустиме потенційне забруднення зовнішнім змащенням.

Рідкокристалічні полімери проявляють виняткову плинність при формуванні, що дозволяє формувати із них дуже точні зубчасті передачі. Проте, у цих матеріалів також надвисока термостійкість, вони можуть витримувати вплив корозійно-активних хімікатів. Це робить їх придатними для виготовлення зубчастих коліс для будь-яких механізмів.

Добавки, які використовуються при виготовленні пластмас, призначених для виробництва зубчастих механізмів, підрозділяються на дві категорії: що зменшують тертя; поліпшують параметри термостійкості і механічні властивості.

В дослідженнях ми використовували політетрафтороетилен, який має найнижчий коефіцієнт тертя, утворює плівку змащення на поверхні деталей, модифікує поверхні після первісного періоду експлуатації, сприяє збільшенню стійкості до динамічних навантажень.

Використання деталей з пластмас дозволяє забезпечити чудові експлуатаційні показники, підвищити рівень технічної готовності механізмів. У таблиці 2 наведені результати дослідження пар тертя з різних матеріалів.

У категорії нейлонів для виробництва зубчастих зачеплень використовуються поліамід 46 і поліамід 66. Для нейлону характерні: низький коефіцієнт тертя, висока стійкість до впливу хімічних речовин і виняткові хімічні властивості. Поліамід 46, крім звичайних переваг властивих нейлону, має також видатні механічні властивості і

Таблиця 2

Момент тертя двох взаємодіючих поверхонь

У Нм

Матеріал Темпера- тура, град. С	поліамід 46	Ацеталь + ПТФЕ	поліамід 46 + ацеталь	поліамід 46 + ПТФЕ
20	0,056	0,042	0,028	0,020
30	0,048	0,037	0,015	0,012
40	0,036	0,025	0,009	0,008
50	0,015	0,015	0,004	0,005
60	0,011	0,008	0,003	0,002

зносостійкість при високих температурах. Тому в дослідженнях в якості наповнювача ми використовували поліамід 46. Розроблене зубчасте зачеплення привода ролет, яке експлуатується при температурі до 60°C без додаткового змащення, заощаджує до 40% витрат у порівнянні з варіантом використання металевих зубчастих коліс. Зубчасті зачеплення з поліаміду 46 створюють на 3...5 децибел менше шуму, ніж металеві деталі. Застосування зубчастих коліс із поліаміду 46 у приводі ролет дозволило зменшити розміри привода при тій же передаваній потужності.

*Висновки.* Загальна тенденція використання менш витратних, більш легких і менш гучних компонентів в галузях виробництва промислових і побутових пристроїв дозволяє зубчастим колесам із пластмаси захоплювати нові ринки. Зубчасті зачеплення із пластмаси дають найбільші переваги, оскільки для них не потрібно додаткових мастильних матеріалів. Пластмаси, що не мають достатньої змащувальної здатності, часто можуть бути використані для виробництва зубчастих зачеплень за рахунок застосування добавок, які також можуть поліпшити їхні фізичні властивості. Заміна металевих зубчастих коліс пластмасовими вимагає точного розуміння відмінностей між цими матеріалами. Виробники смол і компаундів прагнуть розширити сферу застосування пластмас, поширивши їх використання на виробництво зубчастих зачеплень складної форми зі здатністю витримувати більші навантаження, ніж існуючі.

#### *Література*

1. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и

технологической оснастки для их изготовления. / Р.Г. Мирзоев, И.Д. Кугушев, В.А. Брагинский и др.: учебное пособие для студентов вузов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 416 с.

2. Москвичев Ю. Л. Гранульные композиты и эффективность их использования / Ю. Л. Москвичев. – Журнал «АС» (Actual Conference), 2011. – №1(70). – С. 44-48.

3. <http://www.nt35.ru>

4. <http://www.rollets.by>.

5. <http://rollet-group.com.ua>.

## **КОНСТРУКЦИОННЫЕ ПЛАСТМАССЫ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

С. М. Коломиец

**Аннотация** – приведены исследования перспектив применения для производства зубчатых зацеплений пластмасс, которые имеют конструкционные смазочные свойства, или же смесей, в состав которых введены добавки, которые снижают коэффициент трения при столкновении поверхностей трения, с целью повышения эксплуатационных качеств механизмов.

## **CONSTRUCTION PLASTICS FOR GEAR-WHEELS**

S. Kolomiyets

### **Summary**

Resulted researches of prospects of application for the production of the toothed hooking of plastics, which are construction lubricating characteristics, or from mixtures, which the entered additions, which reduce the coefficient of friction at the collision of surfaces of friction with the purpose of increase, of operating qualities of mechanisms are in the complement of.



УДК 631.352

**АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ПРОЦЕСУ РОБОТИ КОТКА-ПОДРІБНЮВАЧА РОСЛИННИХ РЕШТОК**

Богатирьов Д.В., к.т.н., докторант\*

*Кіровоградський національний технічний університет*

Тел. (0522) 39-04-87

**Анотація** – напрям розробки та вдосконалення сільськогосподарських машин для подрібнення рослинних решток в Україні є маловивченим, але актуальним. Представлено спробу аналітичного визначення енергоємності процесу роботи для технічних засобів для подрібнення рослинних решток з горизонтальною віссю обертання безприводних робочих органів.

**Ключові слова** – коток-подрібнювач, стебла, довжина, рослинні рештки, енергоємність.

*Постановка проблеми.* Запровадження мінімальних і нульових технологій обробітку ґрунту, прямої сівби передбачають виконання нових технологічних операцій. До таких операцій відноситься підготовка стану поверхні поля до обробітку чи прямої сівби – мульчування чи подрібнення рослинних решток сільськогосподарських культур – соняшнику, кукурудзи та інших. Відомі імпорتنі машини аналогічного призначення виробництва Канади, Аргентини, Італії оснащені активними робочими органами з приводом від ВВП, горизонтальним та вертикальним розташуванням осей їх обертання. Але вони мають досить суттєвий недолік – не подрібнюють рослинні рештки, які лежать на поверхні поля, особливо в міжряддях. Більш ефективними у цьому випадку є спеціальні котки, робочими органами яких є барабани з ножами [1-6]. Подрібнювачі рослинних решток з'явилися на полях України менше десяти років тому. Питання економії палива є актуальною проблемою у сільськогосподарському виробництві, тому пошук шляхів теоретичного визначення енергоємності процесу подрібнення є першочерговим і актуальним завданням.

*Аналіз останніх досліджень.* Суттєвий внесок у дослідження процесу перерізування стебел рослин лезом ножа внесли В.П. Горячкін, М.М. Летошнєв, Є.М. Гутьяр, Г.А. Хайліс, Є.С. Босой, В.А. Резчиков, М.Є. Резнік, Я.С. Гуков, П.В. Сисолін, В.М. Сало, М.К. Лінник. Але ці дослідження зроблені переважно для соломорізок, косарок,

---

© Богатирьов Д. В.

\* Науковий консультант – д.т.н. Сало В.М.

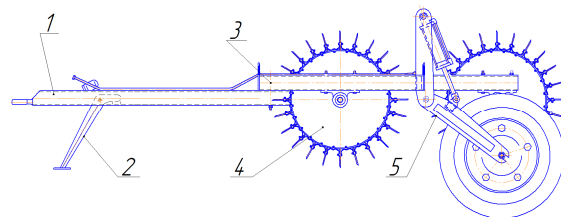
жниварок або фрезерних ґрунтообробних органів. Говоров О.Ф. спробував визначити енергію, що передається від ножа до стеблини лише для подрібнювачів рослинних решток з вертикальною віссю обертання.

Активно вивчають вплив конструктивних параметрів котків-подрібнювачів на процес роботи науковці Національної лабораторії ґрунту університету штату Алабама (США) D.L Ashford, Andrew J. Price, Ted S. Kornecki, Landy R. Raper [2, 3]. Основний напрям їх досліджень направлений на оптимізацію параметрів котків-подрібнювачів та технології (агростроків) щодо їх використання. Але теоретичні напрацювання щодо визначення енергетичних витрат машинами даного типу відсутні.

Науковцями кафедри сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету у співробітництві з Культиваторним заводом ПрАТ «Кіровоградлітмаш» створено експериментальний зразок котка-подрібнювача КП-4,5 (рис. 1), який в якості робочих органів має циліндричні котки з розміщеними на їх поверхні плоскими ножами [4, 5]. Подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами відбувається в результаті їх перебивання ножами після притискання їх до ґрунту [7, 8].



а



б

Рис. 1. Загальний вигляд (а) та схема (б) котка-подрібнювача КП 4-5: 1 – сниця; 2 – опора; 3 – рама; 4 – робочий орган; 5 – гідрофікований механізм переведення машини у транспортне положення

*Мета дослідження* полягає у теоретичному визначенні енергетики процесу подрібнення рослинних решток безприводними робочими органами.

*Завдання дослідження:* теоретично дослідити вплив параметрів ножа на енергоємність процесу.

*Об'єкт та методика дослідження.* Об'єктом дослідження є тех-

нологічний процес подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами. Предмет дослідження – закономірності впливу параметрів і режимів роботи подрібнювачів рослинних решток на енергетичні показники. Аналітичні дослідження проводились методом розробки і аналізу математичних моделей взаємодії робочих органів подрібнювача з рослинними рештками на основі законів механіки та прийомів математичного аналізу.

*Основна частина.* Основним критерієм процесу перерізання рослин та їх стебел прийнято питому енергоємність [5, 6]. Розглянемо процес роботи котка-подрібнювача. Під час руху агрегату циліндричні котки з розміщеними на їх поверхні плоскими ножами спочатку притискають стебла до ґрунту, а потім перерізають під дією власної ваги. Процес різання починається при значенні кута нахилу ножа  $\gamma$  в межах  $0^\circ \dots 45^\circ$ , а при збільшенні кута – рослинні рештки не перерізаються, причому енергія витрачається лише на тертя ножа по по ним. При значенні кута  $\gamma=0^\circ$  сила різання набуває найбільшого значення. На першому етапі теоретичних досліджень варто встановити поведінку функції питомої енергії в інтервалі граничних значень кута  $\gamma$ , а також уточнити сам інтервал.

Розглянемо як залежать сили різання від кута нахилу ножа  $\gamma$ . Ніж закріплений на барабані котка (рис. 2) переміщується у матеріалі (деякій кількості стебел) паралельно ребру  $AE$  під змінним кутом  $\gamma$ .

Тоді силу для переміщення ножа можна представити у вигляді суми проєкцій на напрям руху ножа від сил: діючих на фаску  $ABCD$  (сила  $P_1$ ), на різальну кромку  $AD$  (сила  $P_2$ ) та на плоску грань  $AEKD$  (сила  $P_3$ )

$$P_1 = N_1 \cdot \cos \gamma + (F_{mp} - F_1) \cdot \sin \gamma \quad (1)$$

$$P_2 = \frac{(F_{mp} - F_2) \cdot \sin \gamma + N_2 \cdot \cos \gamma}{\sin \beta} \quad (2)$$

$$P_3 = N_3 \cdot f_3, \quad (3)$$

де  $N_1, N_2, N_3$  – сили нормального тиску відповідно: на фаску, різальну кромку та плоску грань ножа, Н;

$f_1, f_2, f_3$  – коефіцієнти тертя стебла (рослинної рештки) відповідно: по фасці, різальній кромці та плоскій грані ножа;

$\beta$  – кут загострення ножа, град;

$F_{mp}$  – зусилля, що передається від трактора, Н.

Під час виконання процесу подрібнення стебел енергія витрачається на попереднє стискання матеріалу ( $A_{C1}, A_{C2}, A_{C3}$ ), на подолання сил опору, тобто сам процес різання ( $A_{P1}, A_{P2}, A_{P3}$ ) та на подолання опору повітря. Так як у процесі різання приймають участь фаска, різальна кромка та плоска грань ножа, тоді загальну роботу ножа можна представити у вигляді суми

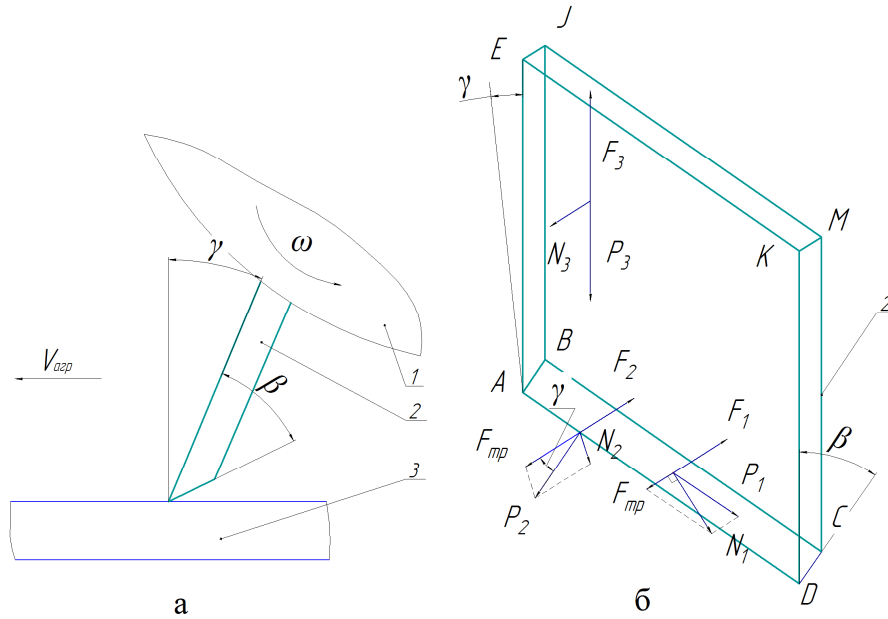


Рис. 2. Розрахункова схема: а – схема руху котка-подрібнювача; б – схема сил, що діють на ніж; 1 – коток; 2 – ніж; 3 – стебло рослини (рослинна рештка)

$$A = z \cdot (A_{P1} + A_{C1} + A_{C2} + A_{P2} + A_{C3} + A_{P3}) + A_0, \quad (4)$$

де  $z$  – кількість ножів, шт.;

$A_{C1}, A_{C2}, A_{C3}$  – робота ножа на попереднє стискання матеріалу, відповідно фаскою, різальною кромкою та плоскою гранню ножа, Дж;

$A_{P1}, A_{P2}, A_{P3}$  – робота ножа на подолання сил опору матеріалу, відповідно фаскою, різальною кромкою та плоскою гранню ножа, Дж;

$A_0$  – робота на подолання котком сили опору повітря, Дж.

Робота ножа на попереднє стискання матеріалу, буде збільшуватись при підвищенні зусилля на різання [6]

$$A_c = \int P_c(S_1) dS_1, \quad (5)$$

де  $P_c(S_1)$  – зусилля ножа необхідне на попереднє стиснення матеріалу в залежності від переміщення ножа, Н;

$dS_1$  – переміщення ножа, м.

Зусилля необхідне на попереднє стиснення матеріалу в залежності від переміщення ножа визначимо за допомогою формули В.П. Горячкіна [9]

$$P_c = K \cdot S_1,$$

де  $K$  – інтенсивність навантаження, при якому відбувається різання (питомий опір різанню), Н/м [10];

$S_1$  – переміщення ножа, м.

В момент прикладання леза до стебла (початок процесу подрібнення) зусилля на стискання дорівнює силі перерізування.

Тоді роботу (5) можна виразити [с]

$$A_c = \frac{P_c^2}{2 \cdot K_1}$$

Витрати енергії на перерізання одиниці площі поперечного перетину матеріалу (енергетику процесу різання) визначимо за допомогою питомої енергоємності  $E$

$$E = \frac{A}{S_m} \quad (6)$$

де  $S_m$  – площа матеріалу, яка піддається різанню,  $m^2$ .

Площею  $S_m$  будемо вважати суму площин поперечних перетинів стебел рослин або їх решток, яка знаходиться у площині різання. Під час обертання котка з ножами розташування на поверхні поля стебел та решток рослин є хаотичним. Кількість стебел та решток, які одночасно піддаються різанню, знаходиться в межах від 1 до  $m$  штук

$$S_m = \sum_{i=1}^m S_{m_i}$$

Проведемо моделювання зміни складових рівняння (4) в залежності від кута нахилу ножа  $\gamma$ . Питому енергію необхідну для стиснення матеріалу визначимо за допомогою формули (6)

$$E_c = \frac{P^2}{2 \cdot K \cdot S_m}, \quad (9)$$

$$E = \frac{P}{d_c \cdot \cos \gamma}, \quad (10)$$

де  $d_c$  – діаметр стеблини, м.

Аналізуючи графічні залежності (рис. 3), отримані в результаті проведених числових досліджень впливу кута  $\gamma$  на зусилля та роботу з використанням пакету прикладних програм, встановлено, що сила  $P_1$ , яка діє зі сторони фаски ножа при збільшенні кута  $\gamma$  зменшується завдяки збільшенню дії кута загострення ножа  $\beta$ , тобто поступово зменшується до значення сили тертя. Сила  $P_2$  при кутах нахилу до  $30^\circ$  ( $\frac{\pi}{6}$ ) збільшується на 12%, а потім зменшується до значення сили тертя. Вплив кута  $\gamma$  на значення сили  $P_3$  – відсутній. На процес різання суттєво впливає характер зміни сумарного зусилля, особливо від співвідношення  $P_1$  та  $P_2$ . Якщо зусилля  $P_1$  переважає над  $P_2$ , то загальне зусилля в значній мірі залежатиме від  $P_1$  і навпаки, якщо  $P_2 > P_1$ .

Експериментально неможливо отримати значення сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  окремо. Тому завжди виникає розкид значень результатів дослідів при кутах нахилу  $\gamma$   $10^\circ$ - $70^\circ$ , де залежність між  $P_1$  та  $P_2$  є найбільшою.

Питома енергоємність ( $E_c$ ) попереднього стиснення змінюється наступним чином: від зусилля  $P_1$   $P_2$  монотонно зменшується зі збільшенням кута  $\gamma$ ; зусилля  $P_3$  зберігає однакове значення протягом повного оберту барабана з ножами (рис. 4).

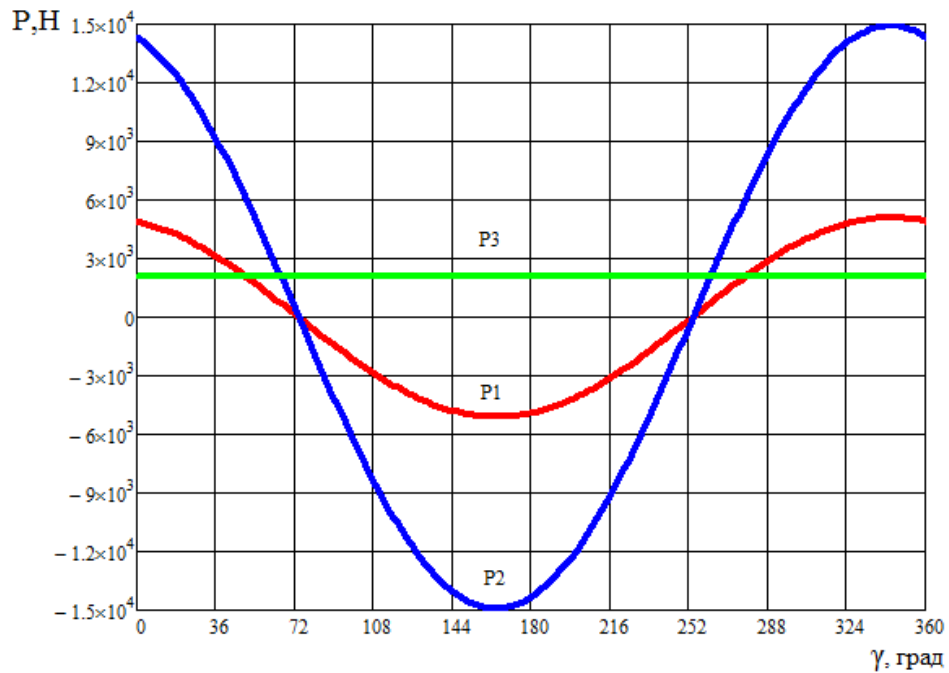


Рис. 3. Залежність складових сил різання ( $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ) від значення кута  $\gamma$

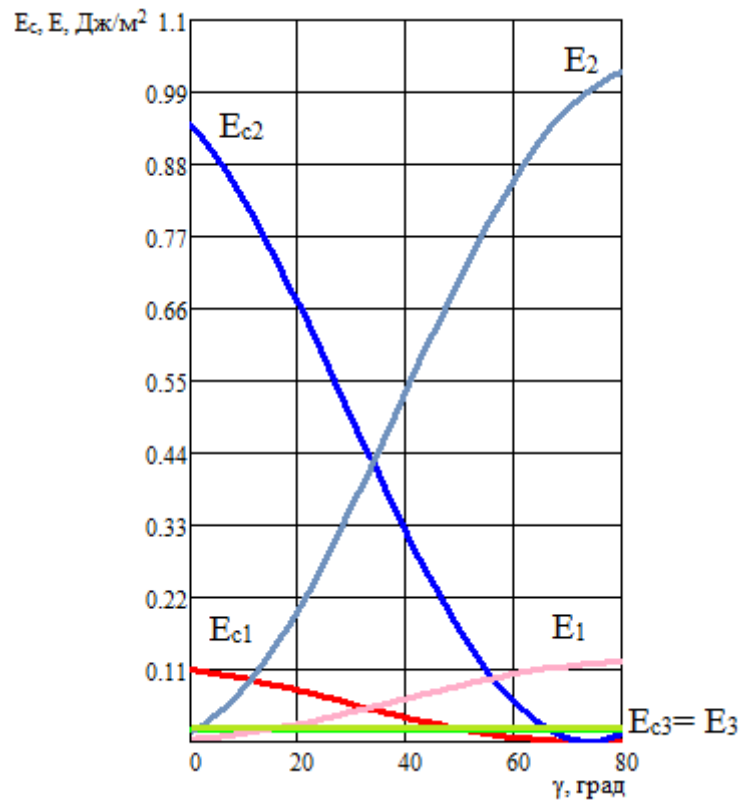


Рис. 4. Залежність питомої енергоємності ( $E_c$ ) та ( $E$ ) від кута  $\gamma$

*Висновки.* Характер впливу зусилля різання залежить від співвідношення сил, що діють на фаску та різальну кромку ножа. Встановлено що питома енергоємність може знижуватися при кутах нахилу но-

жа 25°-40° в результаті зменшення витрат енергії на попереднє стиснення матеріалу. Основним фактором, що впливає на підвищення питомої енергоємності різання ножами з кутом нахилу більше 40°, є зростання питомих енергетичних витрат на тертя ножа по матеріалу.

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

#### *Література*

1. *Говоров О.Ф.* Машини для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення частинок по поверхні ґрунту / *О. Ф. Говоров, Я. С. Гуков, В. К. Мойсеєнко* // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 29-48.

2. *Ashford D.L.* Use of a mechanical roller-crimper as an alternative kill method for cover crop / *D.L. Ashford, D.W. Reeves.* // *American Journal of Alternative Agriculture* – 2003. – 18(1) – P. 37-45.

3. *Korniecki T.S.* Performance of Different Roller Designs in terminating rye cover crop and reducing vibration / *T.S. Korniecki, A.J. Price* // *Applied Eng. Agric – Alabama, USA* – 22(5) – P. 633-641.

4. *Сало В.М.* Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві / *В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Леценко, М.І. Савицький* // *Техніка і технології АПК.* – Дослідницьке: УКРНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2014 – №10 (61) – С. 16-19.

5. *Богатирьов Д.В.* Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток / *Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко* // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Зб. наук. праць.* – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44.

6. *Богатирьов Д.В.* Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток соняшника / *Д.В. Богатирьов, В.М. Сало* // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.* – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч. 1 – С. 12-17.

7. Пат. 83199 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2006.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В., Мачок Ю.В., Лузан О.Р.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- №u201303722 заявл. 26.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16.

8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

9. *Ковалев Н.Г.* Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства) / *Н.Г. Ковалев, Г.А. Хайлис, М.М. Ковалев.* – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208 с.

10. *Карпенко М.И.* Энергоёмкость процесса резания стебельчатых

материалов / *М.И. Карпенко, В.Е. Поединок* // Конструирование, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин. Общегосударственный межведомственный научно-технический сборник. – Кировоград, 1989. – Вып. 18. – С. 28-29.

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ  
ПРОЦЕССА РАБОТЫ КАТКА-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ  
РАСТИТЕЛЬНЫХ ОСТАТКОВ**

Д.В. Богатырёв

*Аннотация* – направление разработки и совершенствования сельскохозяйственных машин для измельчения растительных остатков в Украине есть малоизученным, но очень актуальным. Представлена попытка аналитического определения энергоёмкости процесса работы катка-измельчителя растительных остатков.

**ANALYTICAL DETERMINATION OF THE ENERGY INTENSITY  
OF THE PROCESS OF WORK-SKATING RINK CHOPPERS  
RESIDUES**

D. Bohatyrov

*Summary*

The direction of development and improvement of agricultural machines for crushing plant in Ukraine remains little known but very important. An attempt analytical determination process energy intensity of knife roller plant residues.



УДК 536.24

## ОБҐРУНТУВАННЯ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ

Антипов Є.О., інженер

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*

Тел. (099) 335-11-12, e-mail: ant1doc@mail.ru

**Анотація** – проведено аналіз деяких конструкцій акумуляторів теплоти фазового переходу акумулюючого матеріалу. Обґрунтовано нову конструкцію такого акумуляційного апарата. Визначено оптимальні відстані розміщення теплообмінної поверхні всередині корпусу теплоакумулятора.

**Ключові слова** – тепловий акумулятор, акумулюючий матеріал, фазовий перехід, теплообмінна поверхня.

*Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень.* Ефективне використання теплової енергії при експлуатації систем теплопостачання неможливо без вирішення проблеми акумулювання теплоти. Використання спеціального бака-акумулятора теплоти є найбільш перспективним, оскільки дозволяє вирівнювати теплове навантаження в часі, і тим самим більш ощадливо витратити отриману теплову енергію. З усіх типів існуючих конструкцій акумуляторів теплоти найбільш перспективним є використання фазоперехідних акумуляторів тепла, оскільки, в них забезпечується висока щільність накопиченої енергії, невеликі перепади температур і стабільна температура на виході з теплового акумулятора.

В якості теплоаккумулюючих матеріалів (ТАМів) фазового переходу можуть бути використані: кристалогідрати (в основному глауберова сіль), природний віск, парафіни, вуглеводні граничного ряду, насичені жири органічних кислот [1, 2]. Теплоаккумулюючі матеріали на основі твердих парафінів, церезинів є інертними та витримують значну кількість циклів плавлення-кристалізація без зміни теплофізичних властивостей.

Однак, у парафінів, як і в багатьох органічних ТАМ, є один істотний недолік – низький коефіцієнт теплопровідності [3], що приводить до ускладнення конструкції, оскільки виникає необхідність вжиття заходів або засобів щодо поліпшення теплообміну між ТАМ і теплоносієм.

*Формулювання мети (постановка завдання).* Метою цієї роботи є розробка нової конструкції акумулятора теплоти фазового переходу за умови збереження динаміки зарядно-розрядних характеристик теплообміну відомих конструкцій теплоакумуляторів з одночасним підвищенням експлуатаційної надійності такого акумулятора.

*Основні матеріали дослідження.* Відома конструкція акумулятора тепла (RU №2436020, кл. F24H 7/00, опубл. 2011), який містить контейнер, заповнений теплоакумуляюючим матеріалом фазового переходу, розміщені в контейнері теплообмінні елементи та гофровані труби з теплоносієм, утворюють змійовики, які мають безпосередній контакт з теплообмінними елементами виготовленими з металеві сітки, які разом з трубами утворюють касети, теплоносій у трубах сусідніх касет пропускають в протилежних напрямках, простір між касетами заповнений металеві теплопровідною структурою, труби сусідніх касет розташовані в шаховому порядку.

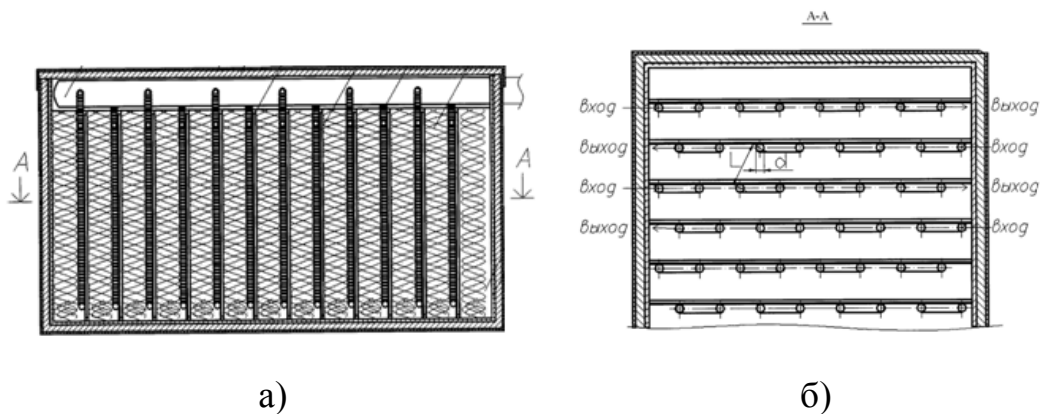


Рис. 1. Схематичне зображення відомої конструкції акумулятора теплоти фазового переходу: а – поперечний розріз; б – розріз А-А

Недоліками відомого акумулятора тепла, при високій ефективності теплообміну, є істотний гідродинамічний опір (гофровані труби з теплоносієм, що утворюють змійовики), трудомісткість виготовлення теплопровідної структури, яка займає приблизно 8-10% об'єму теплоакумуляюючого матеріалу. Звідси, одночасно зі збільшенням масогабаритних і собі вартісних параметрів, знижується експлуатаційна надійність такого акумулятора.

Інша відома конструкція акумулятора тепла (UA №75456, кл. F24H 1/00, опубл. 2012) містить циліндричний бак заповнений теплоакумуляюючим матеріалом, що передає тепло теплообміннику, який виконаний у вигляді спіральної навивки великого і малого діаметра, заповненої середовищем, що нагрівається, і переходить плавно в нижній частині від теплообмінника спіральної навивки великого діаметра до теплообмінника спіральної навивки малого діаметра

(рис. 2), при цьому останній розташований усередині теплообмінника спіральної навивки великого діаметра, або ж теплообмінник виконаний у вигляді вертикальної трубчастої конструкції. Крім того, теплообмінник виконаний не дотичним з донною частиною циліндричного бака, а спіральна навивка великого і малого діаметра виконана хвилеподібною в перерізі із забезпеченням максимальної теплопередачі.

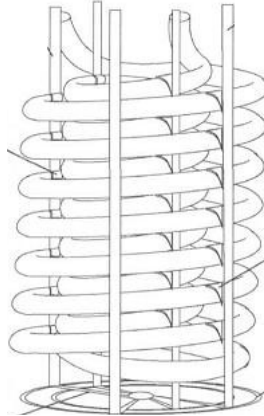


Рис. 2. Теплообмінник відомої конструкції акумулятора

Недоліками конструкції зазначеного акумулятора тепла є істотний гідродинамічний опір та значний, нерівномірний температурний розподіл, як по висоті бака акумулятора, так і по довжині теплообмінника, виконання якого не дотичним з донною частиною циліндричного бака, сприятиме утворенню «застійних» зон в нижній частині об'єму теплоакумулюючого матеріалу, що знижує теплоакумуляційну здатність акумулятора теплоти фазового переходу.

*Результати дослідження.* Розроблена нова конструкція акумулятора тепла являє собою ємність (корпус), виготовлену з поліетилену або тонколистової сталі і забезпечену із зовнішнього боку теплоізоляцією, заповнену теплоакумулюючим матеріалом, температура фазового переходу якого знаходиться в межах зміни робочої температури системи тепло- або холодопостачання, всередині корпусу акумулятора тепла знаходяться теплообмінні труби, які розташовані в шаховому порядку паралельно до дна корпусу акумулятора, і мають безпосередній контакт з теплоакумулюючим матеріалом, утворюють прямоочний трубний пучок з'єднаний з торцевими колекторами, по яких у зустрічному напрямку протікають теплоносії двох контурів – контуру зарядки, який з'єднує з акумулятором джерело низько- чи високопотенційної теплоти та/або трансформованої електричної енергії в теплову, та контуру розрядки – споживаючі пристрої.

Разом з тим, на основі аналізу робіт [4, 5], для зменшення об'єму непрогрітого матеріалу до мінімуму та підвищення акумуляційної здатності акумулятора теплоти фазового переходу нової конструкції, дно його корпусу виконуємо хвилеподібною форми (рис. 3),

розмір (радіус) якої визначається за формулою

$$1,45d_{\text{тр.зов.}} \geq R_{\text{хв}} \geq 2,5r_{\text{тр.зов.}} \quad (1)$$

де:  $r_{\text{тр.зов.}}$  – радіус нагрівальної труби за зовнішнім обміром, мм;

$d_{\text{тр.зов.}}$  – діаметр нагрівальної труби за зовнішнім обміром, мм.

При цьому також визначено, що відстань між сусідніми нагрівальними трубами в ряду становитиме, мм

$$L_{\text{міжтр}} = 4 \cdot R_{\text{хв}} \quad (2)$$

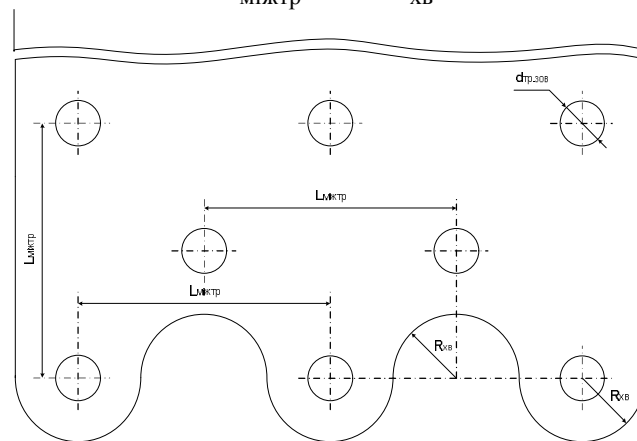


Рис. 3. Оптимальні відстані розташування теплообмінних труб у акумуляторі теплоти фазового переходу (вигляд з торця)

Вказана формула (1) справедлива за умови виготовлення теплообмінної поверхні з труб, розташованих в рівномірному шаховому порядку паралельно до дна корпусу акумулятора, а самого корпусу – у формі паралелепіпеда.

Перевищення відстані  $R_{\text{хв}}$  більш ніж  $1,45d_{\text{тр.зов}}$  недоцільно, оскільки знижується інтенсивність процесу зарядки акумулятора. Зниження  $R_{\text{хв}}$  менш  $2,5r_{\text{тр.зов}}$  також недоцільно, так як для підтримки необхідної ефективності процесу, довелося б збільшити кількість нагрівальних труб, що зменшить об'єм теплоакумулюючого матеріалу, а звідси, і теплоакумуляційну здатність акумулятора теплоти фазового переходу.

#### Висновки.

1. Проведено аналіз, вказано недоліки деяких конструкцій акумуляторів теплоти фазового переходу акумулюючого матеріалу.

2. Обґрунтовано доцільність та розроблено нову конструкцію акумулятора теплоти фазового переходу.

3. Визначено оптимальні межі розміщення теплообмінної поверхні, всередині корпусу тепло акумулятора нової конструкції, перевищення яких є недоцільним.

4. Встановлено, що хвилеподібна форма дна корпусу теплоаккумулятора зменшує об'єм непрогрітого акумулюючого матеріалу до мінімуму, що підвищує теплоакумуляційну здатність таких акумуляційних апаратів.

*Література*

1. Толмачев Д. В. Роль и перспектива отдельных энергоносителей в энергетике Украины / Д. В. Толмачев // «Экономист». – 2000. – №7. – С. 37-39.
2. Бекман Г. Тепловое аккумулирование энергии / Г. Бекман, П. Гилли. – М., 1987. – 468 с.
3. Альбинская Ю.С. Направления создания микрокапсулированных теплоаккумулирующих материалов с фазовым переходом / Ю.С. Альбинская, С.М. Усачев, Ф. Ресснер, О.Б. Рудаков // Научный Вестник ВГАСУ. – 2013. – Вып. №2(7). – 185 с.
4. Горобец В.Г. Компьютерное моделирование процессов тепло-массопереноса в сезонном аккумуляторе теплоты. / В.Г. Горобец, Е.А. Антипов // Вестник ВИЭСХ. – 2014. – №1(14). – С. 15-19.
5. Антипов Е.А. Исследование процессов тепло- и массопереноса в низкотемпературных аккумуляторах теплоты при фазовых превращениях аккумулирующего материала / Е.А. Антипов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15, т. 2. – С. 131-135.

**ОБОСНОВАНИЕ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ АККУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТЫ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА**

Е. А. Антипов

**Аннотация** – проведен анализ некоторых конструкций аккумуляторов теплоты фазового перехода аккумулирующего материала. Обосновано новую конструкцию такого аккумулятора. Определены оптимальные расстояния размещения теплообменной поверхности внутри корпуса теплоаккумулятора.

**RATIONALE FOR NEW CONSTRUCTION ACCUMULATOR OF LATENT HEAT**

E. Antypov

**Summary**

The analysis of some structures batteries latent heat accumulating material. It is proved the new design of the battery. The optimal distance placing the heat exchange surface inside the body heat storage.

УДК 536.24

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА З ШАХОВИМ ТА КОМПАКТНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ТРУБ В ТРУБНОМУ ПУЧКУ

Троханяк В.І., аспірант<sup>\*</sup>,

Горобець В.Г., д.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*

Тел. (044) 527-80-97

**Анотація** – запропоновано та розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного апарата з компактним розташуванням труб у трубних пучках. Виконано моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника з шаховим та компактним розміщенням пучків труб. В статті проведено порівняння місцевого коефіцієнта тепловіддачі на поверхні труб в трубних пучках різної конструкції використовуючи пакет прикладних програм ANSYS Fluent. Здійснено порівняльний аналіз масогабаритних характеристик запропонованої і відомої конструкцій теплообмінників.

**Ключові слова** – математичне моделювання, процеси тепло- і масопереносу, місцевий коефіцієнт тепловіддачі, компактне розміщення труб.

*Постановка проблеми.* В літературі розглянуто багато робіт із визначенням коефіцієнта тепловіддачі. Однак недостатньо робіт, де вивчалось комп'ютерне математичне моделювання трубного пучка з компактним розміщенням при перехресному току теплоносіїв та виведення місцевого коефіцієнта тепловіддачі по периметру труби для нових конструкцій використовуючи математичне моделювання процесів переносу теплоти і маси в цих конструкціях.

*Аналіз останніх досліджень.* Важливу роль в енергетичному устаткуванні відіграють теплообмінні апарати різного призначення. Для кожухотрубних теплообмінників тепловіддача пучків труб в значній мірі залежить від умов обтікання. Для труб, що знаходяться у першому ряду пучка, умови обтікання відрізняються від умов обтікання для одиночної труби, що обумовлено наявністю інших труб в ряду, а також впливом труб наступного (другого) ряду. Тому тепло-

віддача труби в першому ряду дещо відрізняється від тепловіддачі одиночної труби. У глибинному ряду пучка труби омиваються потоком з підвищеним ступенем турбулентності, що призводить до збільшення тепловіддачі. Важливу роль при вивченні фізичного механізму тепловіддачі в системах пучків труб при поперечному їх обтіканню відіграють роботи, присвячені дослідженню місцевої тепловіддачі по периметру окремих труб в пучку.

Одну з перших методик по визначенні місцевої тепловіддачі на поверхні одиночного циліндра запропонували Г. Н. Кружиліном і В. А. Швабом в роботі [1]. Михайловим Г. А. в роботі [2] детально вивчено зміну тепловіддачі по периметру труб в пучку в умовах поперечного обтікання труб повітряним потоком. Експериментальні дослідження тепловіддачі пучків труб при шаховому їх розташуванні показали, що розподіл локальних значень коефіцієнта теплообміну по периметру труб, які знаходяться в глибинних рядах, цілком ідентичний розподілу цих значень для одиночної труби з максимумом тепловіддачі в лобовій точці. В той же час при обтіканні коридорних пучків труб в між трубному просторі спостерігається зони із слабкою циркуляцією теплоносія, як наслідок, інтенсивність тепловіддачі в лобовій і кормовій частинах труб незначна. Знайдено, що для коридорних пучків, на відміну від шахових, найвищі значення локального теплообміну спостерігається при кутах близьких до  $50^\circ$  починаючи з лобової точки.

При конструюванні кожухотрубних теплообмінників традиційними є шахове або коридорне розташування труб в трубному пучку. Перші експериментальні дослідження показали, що більш ефективним, з точки зору інтенсивності тепловіддачі пучків труб, є їх шахове розташування порівняно з коридорним.

Дана робота представляє результати комп'ютерного математичного моделювання процесів тепло- і масообміну в пучках труб з шаховим розташуванням [3], крок яких становить  $1,5 \times 1,5$  ( $s_1/d_s \times s_2/d_s$ ) та нових конструкцій з компактним розташуванням труб в пучках [4] за допомогою ANSYS Fluent. Дано рекомендації по методиці розрахунку локальних значень місцевого коефіцієнта тепловіддачі на поверхні труб в трубних пучках досліджуваних конструкцій.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінників з компактним розміщенням пучків гладких труб при поперечному їх обтіканні теплоносіями та чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника таких конструкцій. Для визначення місцевого коефіцієнта теплообміну на поверхнях труб трубного пучка використано пакет прикладних програм ANSYS Fluent.

*Основні матеріали досліджень.* Розглянемо кожухотрубний теплообмінник із кожухом прямокутного перерізу, в якому розміщено пучки труб компактної конфігурації при поперечному їх обтіканні (рис. 1). У теплообмінному апараті застосовано таке розташування труб, при якому сусідні трубки дотикаються між собою та зміщені одна відносно одної по осі ординат на відстань  $K$ , де  $0 < K < \sqrt{3}D/2$ , а відстань  $C$  відповідає умові  $C \geq D + 5 \text{ мм}$ , що обумовлено тим фактом, що технологія виготовлення пучків значно ускладнюється при відстанях між трубами менше 5 мм.

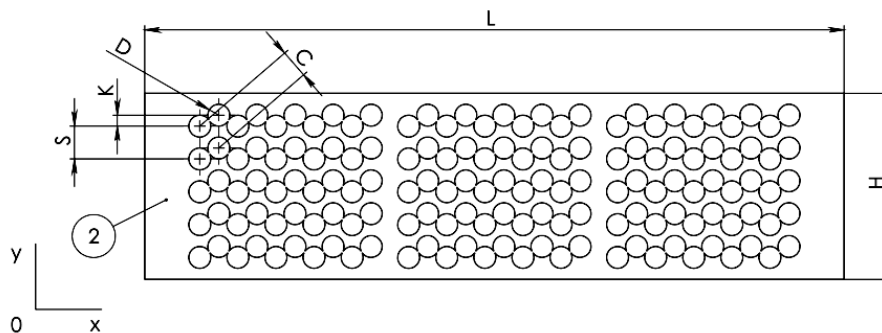


Рис. 1. Трубна дошка з компактним розташуванням труб (вигляд зверху)

Проведено чисельне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника компактної конфігурації, використовуючи пакет прикладних програм САПР ANSYS Fluent.

В основі математичної моделі лежать рівняння Нав'є-Стокса та рівняння конвективного переносу енергії. У розглянутому випадку вибрано стандартну  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності (KES).

Масова витрата повітря на вході в теплообмінний апарат становить 1,25 кг/с з початковою температурою  $T_{\text{inlet}} = 40^\circ\text{C}$ . Висота труб – 1 м, їх зовнішній діаметр  $d_3 = 10$  мм. Товщина стінки 1 мм. Температура на внутрішній поверхні труб в першій секції починаючи від входу трубного пучка  $11,46^\circ\text{C}$ , другої та третьої секції  $10,88^\circ\text{C}$  і  $10,3^\circ\text{C}$  відповідно. Загальна кількість труб у теплообміннику становить 150 шт. Моделювання проведено як для шахового, так і для компактного розташування труб у трубному пучку теплообмінного апарата з однаковими граничними умовами для двох різних конструкцій.

Із результатів чисельних розрахунків отримано локальні розподіли коефіцієнта тепловіддачі для шахового розташування труб (див. рис. 2).

На рис. 2 показано особливості зміни локальних розподілів по периметру труб для шахового пучка в першому, другому та глибинних рядах. Як видно з рисунка, характер розподілу локальних значень коефіцієнта теплообміну для труб першого ряду практично аналогіч-



ний характеру теплообміну для одиночної труби. На лобовій частині труб другого ряду, внаслідок натікання потоку теплоносія і впливу підвищеної турбулентності потоку, інтенсивність теплообміну вища, ніж для труб першого ряду. При протіканні теплоносія через два перші ряди труб потік турбулізується, що знаходить своє відображення на характері теплообмінних процесів. Інтенсивність теплообміну по периметру труб третього ряду є більшою порівняно з теплообміном на поверхні труб другого ряду. В наступних рядах пучка теплообмін стабілізується і практично співпадає з теплообміном для труб третього ряду. Максимальне значення коефіцієнта теплообміну в лобовій точці труб третього ряду становить  $535,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{С}$ .

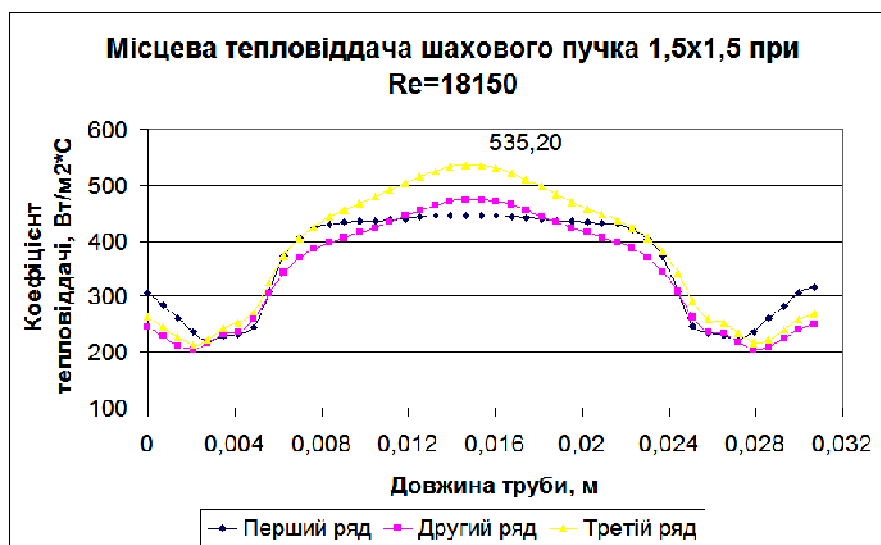


Рис. 2. Місцева тепловіддача шахового пучка  $1,5 \times 1,5$  при  $Re=18150$

Відрив межового шару залежить від величини числа  $Re$ . Для труб першого ряду відрив відбувається при куті близькому до  $\varphi \approx 120^\circ$ , а для другого та глибинних рядів він лежить в межах  $\varphi \approx 140-150^\circ$ .

Розподіл місцевого коефіцієнта теплообміну по периметру труби відображає характер гідродинамічної течії в межовому шарі на поверхні труби. Аналізуючи закономірності цього розподілу можна отримати найбільш оптимальні геометричні розміри розташування труб у пучку та отримати для них узагальнюючі залежності для розрахунку місцевого коефіцієнта теплообміну.

Місцева тепловіддача труби в пучку має ті ж закономірності, що й місцевий теплообмін для одиночної труби. Розподіл локального коефіцієнта теплообміну по поверхні труб визначається особливостями обтікання труб у цьому пучку, які багато в чому залежать від характеру його конфігурації. Початкова і кінцева розрахункова точка по периметру труби, де розраховувались локальні значення коефіцієнту тепловіддачі наведені на рис. 3.

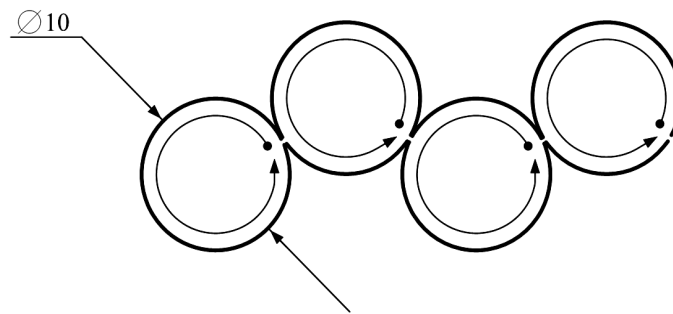


Рис. 3. Початкова і кінцева розрахункова точка по периметру труби пучка

На рис. 4 розглянуто особливості розподілу місцевого коефіцієнта тепловіддачі по поверхні труб, що знаходяться в першому, другому і глибинному рядах пучка труб з компактним розташуванням.

Аналіз отриманих графічних залежностей показує (рис. 4), що максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі спостерігаються на трубах другого та третього рядів, причому їх значення становлять близько  $920 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ . Характерно, що локальні максимуми на поверхні цих труб спостерігаються при куті  $\varphi=150^\circ$ , що відображає той факт, що максимальні значення швидкості потоку теплоносія мають місце на поверхні бокової частини труб і обумовлені складною гідродинамічною картиною потоку повітря в цих областях. Для ділянок поверхні труби, які знаходяться за локальними максимумами спостерігається зменшення коефіцієнтів тепловіддачі, що викликано ростом товщини межового шару.

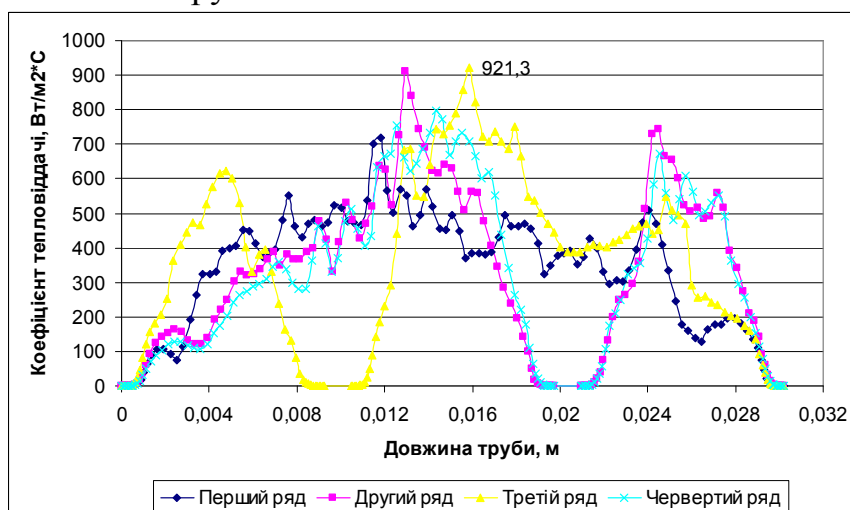


Рис. 4. Розподіл місцевих значень коефіцієнта тепловіддачі по периметру труб компактного пучка при  $Re=18150$

Як витікає з рисунка характер тепловіддачі труб в цих рядах відрізняється від характеру тепловіддачі для труб першого ряду. Відмінності є і в локальних значеннях коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  в лобо-

вій точці труб першого ряду, де величина  $\alpha$  не перевищує  $720 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$ . Отриманий складний розподіл локальних значень коефіцієнта тепловіддачі для труб першого і наступних рядів викликаний складною гідродинамічного потоку в міжтрубних каналах.

Для першого і третього рядів труб для областей при  $\varphi \approx 290^\circ$  спостерігаються локальні максимуми коефіцієнтів тепловіддачі, що викликано наявністю відривних зон у вказаних областях.

Результати порівняння масогабаритних показників для кожухотрубного теплообмінного апарата з шаховим розташуванням (1,5×1,5) та теплообмінника нової конструкції з компактним розташуванням пучків труб, які отримані при чисельному моделюванні наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Порівняння масогабаритних показників кожухотрубного теплообмінного апарата з шаховим (1,5×1,5) та компактним розташуванням пучків труб.

Основний параметр теплообмінника	Традиційний теплообмінник	Запропонований теплообмінник
Кількість теплоти переданої від повітря до води, кВт	5,20	5,00
Температура повітря на вході з теплообмінника, °С	40,0	40,0
Температура повітря на виході з теплообмінника, °С	19,3	20,1
Масова витрата повітря, кг/с	0,25	0,25
Коефіцієнт тепловіддачі для повітря, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{°С}$	314	306
Перепад тисків на вході та виході теплообмінника, кПа	3,80	7,00
Довжина теплообмінника, м	0,530	0,278
Висота трубного пучка, м	0,20	0,20
Кількість труб, шт	150	150
Маса теплообмінника, кг	16,6	15,2

З таблиці видно, що вхідні параметри теплоносія та потужність теплообмінників практично однакова, а відмінність в значеннях усереднених по поверхні труб коефіцієнтів тепловіддачі для цих конструкцій не перевищує 3%. При цьому габаритні розміри теплообмінника нової конструкції на 48%, а маса 10% менші порівняно з традиційною конструкцією. При цьому величина перепаду тиску на вході і виході, якщо порівнювати обидві конструкції, для запропонованого теплообмінника збільшується на 46%.

*Висновки.* Запропоновано та розроблено нову конструкцію кожухотрубного теплообмінного апарату з компактним розташуванням труб у трубних пучках. Проведено комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах теплообмінника при компактному та шаховому (1,5×1,5) розміщенні труб із використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей, температур та тисків у досліджуваних каналах. Знайдено локальні розподіли місцевого коефіцієнта тепловіддачі по периметру труби для трубних пучків різної конструкції.

Проведено порівняльний аналіз масогабаратних характеристик запропонованої і відомої конструкцій теплообмінників при однаковій тепловій потужності та знайдено, що габаритні показники перших знижені на 48%, а маса на 10%.

#### *Література*

1. *Кружилин Г. Н.* Исследование поля на поверхности круглого цилиндра, омываемого поперечным потоком воздуха, в интервале значений критерия Рейнольдса  $21 \cdot 10^3$  / *Г.Н. Кружилин, В.А. Шваб.* – М.: ЖТФ, 1935. – Т. 5, № 4. – С. 707-710.

2. *Михайлов Г. А.* Конвективный теплообмен в пучках труб. Советское котлотурбостроение / *Г. А. Михайлов.* – М., 1939. – №12. – С. 434-437.

3. *Троханяк В.І.* Визначення коефіцієнта тепловіддачі при чисельному моделюванні трубного пучка / *В.І. Троханяк.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15. – Т. 2. – С. 332-337.

4. *Горобець В.Г.* Чисельне моделювання процесів переносу при поперечному обтіканні компактних пучків труб у кожухотрубних теплообмінниках / *В.Г. Горобець, В.І. Троханяк.* – Науковий вісник НУБіП України. – К.: ВЦ НУБіП України, 2015. – №209, ч. 1. – С. 42-49.

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С ШАХМАТНЫМ И КОМПАКТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ТРУБ В ТРУБНОМ ПУЧКЕ**

В.И. Троханяк, В.Г. Горобец

**Аннотация** – предложено и разработано новую конструкцию кожухотрубного теплообменного аппарата с компактным расположением труб в трубных пучках. Выполнено моделирование процессов тепло- и массопереноса в каналах теплообменника с шахматным и компактным размещением пучков труб. В статье

**проведено сравнение местного коэффициента теплоотдачи на поверхности труб в трубных пучках различной конструкции используя пакет прикладных программ ANSYS Fluent. Осуществлен сравнительный анализ массогабаритных характеристик предлагаемой и известной конструкций теплообменников.**

**MATHEMATICAL MODELING OF HEAT-EXCHANGE APPARATUS WITH STAGGERED AND COMPACT ARRANGEMENT OF TUBES IN THE TUBE BUNDLE**

V. Trokhanyak, V. Gorobets

*Summary*

**Proposed and developed a new design of shell and tube heat exchanger with a compact arrangement of tubes in tube bundles. Modeling of heat and mass transfer in the channels of the heat exchanger with staggered and compact placement of tube bundles. The article compared the local heat transfer coefficient on the surface of tubes in tube bundles of various designs using the software package ANSYS Fluent. The comparative analysis of weight and size characteristics of the proposed structures and the known heat exchangers.**

УДК 631.37

## ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ ДВОМАШИННОГО АГРЕГАТУ

Масалабов В.М., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-06-94

**Анотація** – наведено дані експлуатаційно-технологічної оцінки нового машинно-тракторного агрегату у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4, двох причіпних сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки.

**Ключові слова** – машинно-тракторний агрегат, зчіпка, експлуатаційно-технологічна оцінка, продуктивність праці.

*Постановка мети.* Для підвищення ефективності агрегування універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80) на сівбі зернових колосових культур розроблено нову напівнавісну зчіпку [1]. Її застосування дозволяє агрегувати вказаний енергетичний засіб з двома причіпними сівалками типу СЗ-3,6.

Результати обґрунтування конструктивних параметрів та режиму роботи нового двомашинного агрегату викладено в роботах [2, 3].

Метою даної публікації є представлення і аналіз результатів експлуатаційно-технологічних випробувань розробленого МТА у виробничих умовах.

*Методика.* Під час експлуатаційно-технологічних випробувань новим машинно-тракторним агрегатом здійснювали підживлення сходів озимої пшениці аміачною селітрою (рис. 1, 2). Умови і режим роботи були наступними:

- вологість ґрунту в шарі 0...15 см – 17,5%;
- щільність ґрунту в шарі 0...15 см – 1,23 г/см<sup>3</sup>;
- довжина гону поля – 885 м;
- спосіб руху на поворотній смузі – петльовий човниковий;
- середня швидкість руху на поворотній смузі – 1,9 м/с.

Для порівняння випробовуваний машинно-тракторний агрегат працював на полі разом з аналогічним у складі трактора МТЗ-80 та однієї сівалки СЗ-3,6.

Для організації роботи порівнюваних МТА поле було розділено на ділянки. При довжині гону  $L_T$  її ширину ( $C_d$ ) для випробування нового агрегату визначали із наступного розрахунку.



Рис. 1. Двомашинний МТА на підживленні сходів озимої пшениці



Рис. 2. Дослідний двомашинний агрегат під час повороту

Апріорі передбачали, що за швидкості руху  $V_p$ , робочої ширини захвату  $B_p$ , тривалості зміни  $T_{зм}$  (год) і коефіцієнті її використання  $\tau$  визначена ділянка поля буде повністю оброблена.

Аби не допускати більш-менш значного перекриття робочих проходів машинно-тракторного агрегату при внесенні добрив, трактор був обладнаний системою GPS-навігації CenterLine 220 (рис. 3).

Застосування маршрутизатора руху дало можливість при розрахунках величини  $C_d$  вважати робочу ширину захвату агрегат  $B_p$  вважати рівною конструктивній (7,2 м). Передбачалося, що робоча швидкість руху дослідного МТА становитиме 2,5 м/с (9,0 км/год). Крім цього приймали, що  $T_{зм} = 7$  год, а за нормальної організації технологічного процесу  $\tau = 0,8$ .

В результаті отримали, що

$$C_d = 1000 \cdot B_p \cdot V_p \cdot T_{зм} \cdot \tau / L_T \quad (1)$$

$$C_d = 1000 \cdot 7,2 \cdot 9 \cdot 7 \cdot 0,8 / 885 = 410 \text{ м.}$$

В кінцевому рахунку величину розраховану величину  $C_d$  приво-

дили до цілого числа ( $C_{дк}$ ), кратного ширині захвату МТА ( $B_p$ )

$$C_{дк} = \text{Int}(C_d/B_p) \cdot B_p \quad (2)$$

$$C_{дк} = \text{Int}(410/7,2) \cdot 7,2 = 410,4 \approx 410 \text{ м.}$$



Рис. 3. Кабіна трактора, обладнана GPS-навігатором

Саме на таких ділянках (410×885 м) працював дослідний двомашинний МТА під час підживлення озимої пшениці аміачною селітрою. Показники його роботи порівнювали із розповсюдженим на півдні України агрегатом аналогічного призначення у складі трактора МТЗ-80 та однієї сівалки СЗ-3,6. Обидва порівнюваних МТА працювали в ідентичних умовах і в один і той же час.

*Результати і обговорення.* Аналіз хронометражних даних роботи нового машинно-тракторного агрегату показав наступне. У порівнянні з контрольним МТА швидкість робочого руху була меншою лише на 2,2% (табл. 1).

Практично рівними виявилися і експлуатаційно-технологічні показники порівнюваних машинно-тракторних агрегатів. Наявна різниця їх значин є статистично випадковою.

Водночас, за рахунок вдвічі більшої ширини захвату продуктивність праці дослідного агрегату за одну годину зміни була в 1,96 разів вищою. Експлуатаційна продуктивність його роботи виявилися більшою рівно вдвічі.

Як показали виробничі випробування, новий машинно-тракторний агрегат виявився більш економічним. Застосування нової зчипки дозволило знизити питомі витрати палива з 3,80 л/га – у базового МТА до 3,05 л/га – у нового агрегату. Тобто економія склала 20%. Цілком зрозуміло, що добитися цього вдалося завдяки використанню двох сівалок в одному агрегаті замість однієї.



Таблиця 1

Експлуатаційно-технологічні показники роботи посівних МТА

Показник	Значина для МТА	
	но-вого	базо-вого
Умови та режим роботи: – довжина гону, м	885	
– швидкість руху, км/год.	8,8	9,0
– робоча ширина захвату, м	7,2	3,6
– об'єм виконаної роботи, га	100	56
Продуктивність праці за 1 годину: основного часу, га	6,3	3,2
– змінного часу, га	4,9	2,5
– експлуатаційного часу, га	4,8	2,4
Питомі витрати палива, кг/га	3,05	3,80
Експлуатаційно-технологічні показники:		
– коефіцієнт використання часу зміни	0,78	0,79
– коефіцієнт використання експлуатаційного часу	0,76	0,75
– коефіцієнт надійності технологічного процесу	1,0	1,0
– середній час одного повороту, с	44	38

Під час експлуатаційно-технологічних випробувань було встановлено, що швидкість руху дослідного МТА знаходилась на рівні 1,90 м/с, а кутова швидкість повороту керованих коліс – 0,16 с<sup>-1</sup>. В результаті показник режиму повороту становив  $K_{\Pi} = 1,90/0,16 = 11,9$  м/рад, що лише на 4,4% більше за оптимальну значину (11,4 м/рад [4]) для цього (тобто петльового) виду повороту.

Як показали результати польових досліджень, середній час повороту дослідного машинно-тракторного агрегату був більшим в середньому на 15,8%. Водночас, питомі витрати часу на повороти зросли при цьому мало. Згідно з методикою ГОСТ 24055-88 вони ( $\tau_{21}$ ) визначаються із виразу

$$\tau_{21} = \frac{10 \cdot T_{21} \cdot W_0}{L_r \cdot B_p}, \quad (3)$$

де  $T_{22}$  – час на повороти, год.;

$W_0$  – продуктивність роботи МТА за 1 год. основного часу, га/год.

Величину загального часу на повороти, здійснені новим агрегатом, знаходили наступним чином

$$T_{21} = \frac{\sum L_{\Pi}}{V_{\Pi}}, \quad (4)$$

де  $\sum L_{\Pi}$  – сумарний шлях руху МТА на поворотних смугах, м;

$V_{\Pi}$  – середня швидкість руху дослідного агрегату на поворотній смузі, м/с.

Згідно з даними [5], сумарний шлях руху МТА під час виконання ним петльових поворотів можна знайти із наступної залежності

$$\sum L_n = (n-1) \cdot (6 \cdot R_y + 2 \cdot L), \quad (5)$$

де  $n$  – кількість робочих проходів агрегату;

$n-1$  – кількість петльових поворотів, здійснених МТА;

$L$  – база трактора, м.

В свою чергу, величину  $n$  можна знайти із виразу

$$n = C_{\text{дк}} / B_p \quad (6)$$

$$n = 410,4 / 7,2 = 57$$

Звідси встановили, що дослідний МТА під час внесення мінеральних добрив на відведеній ділянці поля повинен здійснити 56 петльових поворотів з умовним радіусом

$$R_y = \sqrt{\frac{K_n \cdot L}{\pi}} + \frac{K_n \cdot L}{\sqrt{\frac{K_n \cdot L}{\pi}}} \quad (7)$$

Раніше ми наголошували, що дослідний МТА виконував повороти з показником режиму  $K_n = 11,9$  м/рад. В результаті маємо

$$R_y = \sqrt{\frac{11,9 \cdot 2,37}{3,14}} + \frac{11,9 \cdot 2,37}{\sqrt{\frac{11,9 \cdot 2,37}{3,14}}} = 12,4 \text{ м.}$$

Після цього визначали сумарний шлях руху МТА на поворотних смугах

$$\sum L_n = (57 - 1) \cdot (6 \cdot 12,4 + 2 \cdot 2,37) = 4432 \text{ м.}$$

Оскільки середня швидкість руху агрегату на поворотній смузі була 1,9 м/с, то загальний час, який мав витратити МТА на повороти, дорівнює

$$T_{21} = 4432 / 1,9 = 2322 \text{ с} = 0,65 \text{ год.}$$

Як показали результати хронометражних спостережень, показник  $T_{21}$  на протязі однієї зміни для нового МТА становив 0,65 год, а для базового – 0,60 год.

В результаті отримали:

– для базового агрегату

$$\tau_{21} = \frac{10 \cdot 0,60 \cdot 3,2}{0,885 \cdot 3,6} = 6,0$$

– для нового МТА

$$\tau_{21} = \frac{10 \cdot 0,65 \cdot 6,2}{0,885 \cdot 7,2} = 6,3.$$

Як бачимо, збільшення значини показника  $\tau_{21}$  у нового агрегату в порівнянні з базовим становить лише 5%.

При внесенні мінеральних добрив дослідним машинно-тракторним агрегатом випадків зіткнення його сівалок під час манев-

рування на поворотній смузі не було. Не було і випадків контакту правої причіпної сівалки з рамою зчіпки при здійсненні машинно-тракторним агрегатом лівостороннього повороту. В цілому технологічний процес протікав надійно, про що свідчить максимальна значина відповідного коефіцієнту, яка дорівнює 1 (див. табл. 1).

В практиці відомі спроби використання трактора тягового класу 1,4 та двох сівалок типу СЗ-3,6 з причіпною зчіпкою. Для цього, наприклад, підходить центральна частина СП-16. Проте, довжина виїзду такого агрегату (Е) становить уже 9,35 м. Це на 57% більше, ніж у розробленого нами МТА на основі напівнавісної зчіпки.

Якщо застосувати агрегат за такою схемою, то слід очікувати наступні наслідки. При виконанні, наприклад, петльових поворотів агрегатом на основі причіпної зчіпки показник режиму  $K_p$  зростає до 24,8 м/рад. Із-за цього величина умовного радіусу повороту  $R_u$  для нього становитиме 17,9 м, а питомі витрати часу на повороти  $\tau_{21} = 8,75$ . Це на 38,8% більше, ніж питомі витрати часу на повороти дослідним МТА.

*Висновки.* Отримані результати експлуатаційно-технологічної оцінки агрегату у складі трактора тягового класу 1,4, двох причіпних сівалок типу СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки вказують на його більш високу ефективність у порівнянні як з односівалковим МТА, так і з аналогічним двомашинним посівним агрегатом на основі серійної причіпної зчіпки.

Запропонований двомашинний агрегат може бути рекомендований для впровадження у більшості регіонів України. У порівнянні з розповсюдженим односівалковим новий МТА дозволяє підвищити продуктивність праці у 1,96 рази і зменшити питомі витрати палива щонайменше на 20%.

#### *Література*

1. Напівнавісна двомашинна зчіпка / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов, В.М. Масалабов. – Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9, т. 3. – С.137-143.

2. Масалабов В.М. Дослідження динамічної поворотності двомашинного МТА / В.М. Масалабов, В.Т. Надикто // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, т. 3. – С.15-26.

3. Масалабов В.М. Визначення показника режиму поворотності двомашинного посівного МТА / В.М. Масалабов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, т. 5. – С. 3-7.

4. Надикто В.Т. К анализу поворотливости прицепного жатвенного агрегата / В.Т. Надикто. – Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1988. – Вып. 67.

5. *Иофинов С.А.* Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка / *С.А. Иофинов, Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев.* – М.: Агропромиздат, 1986. – 272 с.

## **ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ ДВУМАШИННОГО АГРЕГАТА**

В. М. Масалабов

*Аннотация* – приведены данные эксплуатационно-технологической оценки нового машинно-тракторного агрегата в составе универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4, двух прицепных сеялок СЗ-3,6 и новой полунавесной сцепки.

## **OPERATING-TECHNOLOGICAL ESTIMATION WORK OF TWO-MACHINE AGGREGATE**

V. Masalabov

### *Summary*

The results operating-technological estimation of new machine-tractor aggregate are resulted in composition the universally-cultivated tractor of pulling class 1,4, two towed seeds SZ-3,6 and new semi-mounting coupling.

УДК 631.37

## АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА ОРАНЦІ

Кістечок О.Д., аспірант\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-06-94

**Анотація** – викладено результати аналізу зменшення енергетичних витрат на оранці. Вказано переваги та основні недоліки орних машинно-тракторних агрегатів за схемою «push-pull». Обумовлено перспективи застосування таких МТА в умовах України.

**Ключові слова** – оранка, фронтальний плуг, трактор, енергетичні витрати, продуктивність праці.

*Постановка проблеми і мета роботи.* Не дивлячись на постійно зростаючу популярність системи «no-till», оранка продовжує займати чільне місце у складі технологічних процесів основного обробітку ґрунту. Проте вона як була, так і залишається найбільш енергоємною операцією сільськогосподарського виробництва [1, 2].

З урахуванням цього проблема зменшення витрат енергії на оранці і нині не втратила своєї актуальності. Водночас, ефективно її вирішення можливе за умови обґрунтованого вибору схеми і параметрів орного МТА. Визначальний вклад в теорію та практику цього питання внесли Василенко П.М., Нагорний М.Н. та Дубровін В.О., Юшин О.О., Євтенко В.Г., Лучинський М.Д., Кузнецов Ю.І., Кальбус Г.Л., Любімов А.І., Панов І.М., Сакун В.О., Лобачевський Я.П., Касимов А.Ш., Синьооков Г.М., Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Булгаков В.М., Кравчук В.І., Кутьков Г.М., Габай Є.В. та інші вчені.

Із аналізу результатів їх досліджень випливає, що для зменшення енерговитрат на оранці енергетичний засіб у агрегаті з плугом, повинен мати:

- вузьку колію;
- високі тягово-зчіпні властивості;
- задовільну керованість та стійкість руху;
- у випадку руху поза борозною – переміщатися на мінімальній відстані від її стінки.

Слід підкреслити, що при рухові трактора правими рушіями в борозні визначальними є лише перші три вимоги. В даній статті здій-

снено спробу з'ясувати вплив кожної із цих вимог на енергетичні витрати і шляхи її зниження при виконанні оранки.

*Результати і обговорення.* Першочергова увага, як бачимо, приділяється питанню вибору колії енергетичного засобу. Більшість дослідників вважають, що цей параметр має бути таким, щоб «центр опору» плуга розташовувався у поздовжньо-вертикальній площині, яка проходить через центр мас трактора [3].

Водночас, д.т.н. Надикто В.Т. стверджує, що такий варіант агрегування орного знаряддя не є найкращим. Оптимальним буде приєднання плуга, при якому його «центр опору» розташовуватиметься зліва (при погляді ззаду) від поздовжньої осі симетрії трактора [4]. В результаті поперечна складова тягового зусилля останнього сприятиме розвантаженню польових дощок орного знаряддя, а значить і зменшенню сумарної сили.

Експериментально встановлено [5], що за умови правильного вибору величини лівостороннього поперечного зміщення шестикорпусного (для прикладу) плуга ПЛП-6-35 лише на 100 мм та знятті перших п'яти польових дощок швидкість руху орного агрегату зросли не менше, ніж на 10%. За рахунок зменшення тягового опору на 14% витрати палива таким орним МТА знизились на 9%. Якість обробітку ґрунту при цьому не погіршилася.

На оранці найбільш ефективними були і залишаються трактори загального призначення. В тому числі і колісні, на яких і сфокусуємо свій подальший аналіз.

На сучасному етапі розвитку вітчизняне виробництво освоїло випуск тракторів загального призначення тягового класу 3, до яких відносяться енергетичні засоби сімейства ХТЗ-170 (рис. 1а). На півдні України вони агрегуються з плугами типу ПЛН-5-35, конструктивна ширина захвату яких складає 1,75 м.



а)



б)

Рис. 1. Трактори тягового класу 3 сімейств ХТЗ-170 (а) і ХТЗ-160 (б)

Оскільки колія цих енергетичних засобів становить 1,86 м, то

плуг до них, як і до тракторів Т-150К, приєднують з правостороннім поперечним зміщенням з усіма впливаючими звідси негативними наслідками [6].

Останнім часом на полях країни з'явилися нові орно-просапні трактори сімейства ХТЗ-160 (рис. 1б). Крім заднього, вони мають передній навісний механізм (ПНМ), передній і задній вали відбору потужності (ВВП), реверсивний пост керування і реверсивну трансмісію.

Встановлено, що крім операцій загального призначення, ці енергетичні засоби можуть досить ефективно використовуватись на вирощуванні просапних культур. Це їм забезпечують суцільна рама та конструктивні параметри рушіїв (16,9R38), ширина яких задовільно вписується в міжряддя 70 см.

Для розв'язання проблеми збільшення вантажопід'ємності ПНМ передні колеса ХТЗ-160 мають такий же розмір, як і задні (16,9R38). А при великому діаметрі керованих коліс трактора для забезпечення йому прийнятного мінімального радіусу повороту колія повинна бути також збільшена. Саме тому у ХТЗ-160 вона становить 2,1 м.

Оскільки за своїми тягово-зчіпними властивостям ці трактори відповідають енергетичним засобам тягового класу 3, то на оранці вони можуть агрегуватись з плугами типу ПЛН-5-35. Але для симетричного (в крайньому разі) приєднання цих знарядь ХТЗ-160 повинні, як впливає із вищевикладеного аналізу, рухатися правими колесами в борозні або напівборозні. Доведено, що ефект від зменшення тягового опору плуга та розворотного моменту за рахунок його приєднання до трактора симетрично або навіть з лівостороннім поперечним зміщенням повністю компенсує збитки, отримані від недоліків руху орного машинно-тракторного агрегату поза борозною [4, 5].

Водночас, для зменшення енергетичних витрат при рухові трактора правими колесами у борозні він повинен мати високі тягово-зчіпні показники.

Одним із варіантів розв'язання цієї проблеми є застосування гідрозбільшувачів зчіпної ваги (ГЗВ). Проте слід підкреслити, що вони значно ускладнюють конструкцію трактора, мають відносно низьку надійність роботи і є досить дорогими. Більше того, ефективність їх використання забезпечується лише за наявності систем автоматизації. У зв'язку з цим більш-менш широке застосування ГЗВ поки що не знаходять.

Більш простим варіантом підвищення тягово-зчіпних властивостей колісного енергетичного засобу є збільшення його експлуатаційної ваги. В роботі [7], наприклад, автори стверджують, що «повна реалізація потужності двигуна енергозасобу підвищеного рівня енергонасиченості через тягове зусилля може бути здійснена за рахунок його баластування».

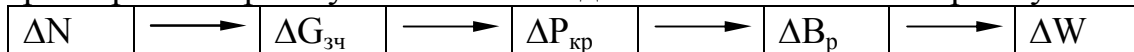
Водночас, дослідниками встановлено, що збільшення експлуатаційної ваги трактора шляхом його баластування суттєвого впливу на максимальну значину тягового коефіцієнта корисної дії ККД не здійснює [8], а от ущільнювальний вплив рушіїв енергетичного засобу на ґрунт при цьому зростає.

Крім того, баластування трактора, як відомо, найбільш ефективно не на твердій поверхні, в той час як потреба у такому конструктивному рішенні виникає на м'якому агрофоні. А останній, як показує практика, схильний до переущільнення.

Виходячи з цього, д.т.н. Надикто В.Т. проблему баластування колісних енергетичних засобів пропонує розв'язувати з урахуванням умови екофільності шини, яка об'єднує у собі її вантажопідйомність та обмеження тиску на ґрунт [8].

Найбільш ефективним варіантом розв'язання проблеми підвищення тягового-зчіпних властивостей колісного трактора при його агрегуванні з плугом є застосування замість баласту як самої маси передньо-навісного (фронтального) знаряддя (тобто плуга), так і вертикальної складової його тягового опору. При цьому передбачалося, що при такому приєднанні орного знаряддя зчіпна маса енергетичного засобу повинна збільшитися, а буксування рушіїв і питомі витрати палива – відповідно зменшитися [9-11].

Суть фронтального агрегування досить предметно висвітлена в роботі [11]. Її автори переваги нової схеми орного машинно-тракторного агрегату пояснюють з допомогою такого алгоритму:



За схематичним зображенням криється наступний зміст. Маса та тяговий опір фронтально навішеного знаряддя збільшують вертикальне навантаження на передні ведучі колеса енергетичного засобу на певну величину  $\Delta N$ . В результаті відповідним чином зростає зчіпна маса ( $\Delta G_{зч}$ ) та тягове зусилля ( $\Delta P_{кр}$ ) трактора. Завдяки росту  $P_{кр}$  з'являється можливість збільшити робочу ширину захвату знаряддя ( $\Delta B_p$ ), а значить і продуктивність всього агрегату ( $\Delta W$ ), яка становить [11]

$$\Delta W = 0,1 \cdot V \cdot (\varphi - f) \cdot (N_{зн}^п + N_{зн}^н - N_{зн}^з - G_{по} \cdot g) / k,$$

де  $V$  – швидкість робочого руху агрегату, км/год;

$\varphi, f$  – коефіцієнт використання зчіпної маси та коефіцієнт опору коченню коліс трактора відповідно;

$N_{зн}^п, N_{зн}^н$  – дійсні значини вертикального навантаження на задньому і передньому мостах трактора при агрегуванні знаряддя за схемою «push-pull», кН;

$N_{зн}^з$  – дійсна значина вертикального навантаження на задньому мосту трактора при його традиційному агрегуванні з тяговим знаряддям, кН;



$G_{\text{по}}$  – експлуатаційна маса трактора, що припадає на його передній міст, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;

$k$  – питомий тяговий опір знаряддя,  $\text{кН/м}^2$ .

Схема орного агрегату у складі трактора, фронтального і задньонавісного плугів отримала назву «push-pull» (тобто «штовхай-тягни»). І хоча вона уже має певне розповсюдження за кордоном, в нашій країні застосування ще не знайшла. На практиці виявилось, що при неправильному приєднанні фронтального орного знаряддя може мати місце не довантаження, а, навпаки, розвантаження передніх керованих коліс енергетичного засобу з неминучою втратою при цьому стійкості та керованості руху всього МТА.

Із-за цього деякі вчені дійшли до висновку, що фронтальне агрегування можна запроваджувати лише для малоенергоємних машин/знарядь [12, 13]. Інші вважають більш перспективним напрямком реалізацію схеми «push-pull» на базі лише інтегральних енергетичних засобів з однаковими колесами, у яких на передні колеса припадає близько 60% їх експлуатаційної маси [14].

Поряд з ними низка дослідників все-таки підкреслюють можливість і ефективність використання тракторів у складі орних агрегатів з фронтальними плугами [15].

Домовимося під термінами «*фронтальний плуг*», «*передньонавісний плуг*», «*передній плуг*», «*фронтально навішена секція*», «*плуг фронтального навішування*» розуміти знаряддя, які приєднуються до переднього навісного механізму енергетичного засобу і функціонують у режимі штовхання.

Як уже підкреслювалось, серійне виробництво фронтальних плугів у нашій країні відсутнє. Більш-менш масово ці знаряддя виготовляють за кордоном: у Німеччині, Франції та деяких інших країнах.

Як показує аналіз, фірми Європи пропонують в основному дво- або трикорпусні орні знаряддя. Фронтальні плуги з більшою кількістю корпусів виготовляються лише на замовлення.

Слід підкреслити, що серед передньонавісних орних знарядь переважна частина є оборотними (рис. 2).

Єдиною задекларованою їх перевагою перед звичайними плугами є можливість виконання оранки без згінних і розгінних борін.

Водночас, як указується в роботі [16], за умови відповідної підготовленості механізатора вказана перевага оборотного орного знаряддя може бути нівельована. Більше того, за певних умов витрати часу на повороти при використанні цього плуга можуть бути більшими, ніж при застосуванні звичайного.



Рис. 2. Фронтальний плуг FX 31075Н німецької фірми OVERUM

Практично в усіх фронтальних плугів зчіпний механізм шарнірно приєднаний до рами. На думку дослідників це сприяє підвищенню керованості руху орного агрегату за схемою «push-pull».

В дійсності таке може мати місце лише за умови, коли опорне колесо фронтального плуга буде розташоване в борозні (рис. 3).



Рис. 3. Приклади розташування опорного колеса фронтального плуга у борозні

Упираючись своєю боковою поверхнею в її стінку, воно обмежуватиме кутову поворотність передньоनावісного орного знаряддя у горизонтальній площині.

Проте слід підкреслити, що надійне переміщення опорного колеса фронтального плуга у борозні можливе за умови чистоти її дна. Як показує багаторічна практика, в ґрунтових умовах півдня України таке трапляється досить рідко. Найчастіше на дні борозни попереднього проходу орного агрегату залишаються брили ґрунту діаметром в середньому 10...12 см. Так як на період здійснення оранки вологість ґрунту може не перевищувати 10...12% [17], то міцність таких брил є

суттєвою. В результаті фронтальне колесо, наїжджаючи на перешкоду у вигляді міцної брили ґрунту, вимілює фронтальний плуг.

Цілком зрозуміло, що якість оранки при цьому не може задовольняти агротехнічних вимог. Саме таке і було встановлено д.т.н. Надикто В.Т. при дослідженні роботи фронтального плуга у складі орного агрегату за схемою «push-pull» на основі модульного енергетичного засобу МЕЗ-200 [17]. В результаті ним запропоновано опорне колесо фронтального плуга розташовувати поза борозною – на необробленому полі.

Водночас, видалення вказаного колеса із борозни породжує проблему стійкості руху передньонавісного орного знаряддя в горизонтальній площині при його шарнірному приєднанні до енергетичного засобу. Не маючи опори, фронтальний плуг може зайняти крайнє (ліве чи праве) відхилене положення і в подальшому не вийти з нього. Цілком зрозуміло, що подальша робота орного агрегату при цьому практично неможлива.

Важливим моментом комплектування орного агрегату за схемою «push-pull» є визначення співвідношення між кількістю корпусів фронтального і задньонавісного плугів. Найменш розповсюдженим варіантом є співвідношення 1:1.

Дослідженнями минулих років встановлено [18, 19], що передньонавісний плуг повинен мати менше корпусів, ніж задній. Зазвичай найменша кількість корпусів фронтального орного знаряддя становить два. Не менш розповсюдженим варіантом орного агрегату за схемою «push-pull» є застосування трикорпусного фронтального знаряддя/

Вибираючи співвідношення між кількістю фронтальних і задніх корпусів плуга враховують той факт, що стійкість руху у горизонтальній площині агрегату за схемою «2+4» може бути вищою, ніж у агрегатів за схемами «2+3» або «3+4» [14]. Автори цієї ж роботи вважають, що для кращої керованості руху тяговий опір передньонавісного плуга не повинен перевищувати 40% загального тягового опору орного агрегату.

Водночас, за даними закордонних фірм найбільший приріст продуктивності на оранці забезпечують МТА за схемами «3+4» та «3+5». Збільшення вказаного показника сягає 58...60% [19].

Ще раз підкреслимо, що за неправильного обґрунтування конструктивних параметрів переднього навісного механізму трактора та параметрів зчіпного пристрою фронтального плуга можливе не бажане довантаження, а негативне розвантаження переднього мосту, а отже і керованих коліс енергетичного засобу.

*Висновки.* Із приведеного вище аналізу випливає, що застосування орних агрегатів із передньо- та задньонавісними плугами є актуальним і перспективним. Закордонна і вітчизняна практика випро-

бувань та експлуатації таких машинно-тракторних агрегатів дозволила виявити наступні їх переваги:

– збільшення конструктивної ширини захвату, а значить і продуктивності праці. Досягається це за рахунок зростання тягового зусилля енергетичного засобу, зчіпна маса якого збільшується внаслідок взаємодії з фронтальним знаряддям;

– економія витрат палива за рахунок зменшення буксування рушіїв трактора завдяки зростанню його зчіпної маси при агрегуванні з фронтальним плугом;

– зменшення металоємкості у порівнянні з орним машинно-тракторним агрегатом, зчіпна маса якого збільшується шляхом баластування енергетичного засобу.

До недоліків орних агрегатів за схемою «push-pull» слід віднести:

– збільшення кінематичної довжини агрегату, що потенційно може привести до відповідного зростання ширини поворотної смуги та невиробничих витрат часу, пов'язаних із поворотами орного МТА;

– можливе погіршення стійкості робочого руху, обумовлене наявністю фронтального плуга.

Наявність потенційних переваг орних МТА за схемою «push-pull» створює передумови для проведення досліджень, метою яких є зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко-економічних показників роботи орного МТА з переднім і заднім навісними плугами шляхом обґрунтування його схеми та конструктивних параметрів.

#### *Література*

1. *Масло І.П.* Шляхи енергозбереження при виробництві продукції рослинництва / *І.П. Масло, М.Н. Нагорний* // Вісник сільськогосподарської науки. – 1994. – №7.

2. *Панов И.М.* Основные пути снижения энергозатрат при обработке почвы / *И.П. Панов, Н.М. Орлов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – №8. – С. 27-30.

3. *Лобачевский Я.П.* Перспективные направления совершенствования лемешно-отвальных плугов / *Я.П. Лобачевский, И.М. Панов, А.И. Панов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – №5.

4. *Надыкто В.Т.* Обоснование схемы и параметров пахотного агрегата на основе трактора тягово-энергетической концепции: Автореф. дис... канд. техн. наук. – М., 1989. – 20 с.

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

6. *Кочев В.И.* Рациональное агрегатирование плугов с колесными энергетическими средствами / *В.И. Кочев, В.Т. Надикто* // Механи-

зация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1988. – №68. – С.16-22.

7. Балластирование колесного трактора / *И.П. Шподаренко, Д.З. Стародинский, А.И. Владимиров* и др. // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1975. – №11. – С. 28-30.

8. *Надыкто В.Т.* Проблеми баластування колісних тракторів / *В.Т. Надыкто* / Техніка і технології АПК. – 2013. – №2.

9. *Надыкто В.Т.* Агрегатирование МЭС с передненавесным плугом / *В.Т. Надыкто* / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – №7. – С. 21-23.

10. *Надыкто В.Т.* Снижение энергозатрат пахотными МТА на основе МЭС / *В.Т. Надыкто* / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1996. – №10. – С. 8-11.

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

12. *Кабаков Н.С.* Устойчивость комбинированного агрегата с передней и задней навесными системами / *Н.С. Кабаков, М.Я. Турушев* / Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – №7.

13. *Касымов А.Ш.* Плуг передней и задней навески /*А.Ш. Касымов, В.Г. Кирюхин* / Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – №4.

14. *Думай Л.Б.* Машины и орудия для основной обработки почвы /*Л.Б. Думай, И.К. Захаров, В.Г. Кирюхин* / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – №4.

15. *Кутьков Г.М.* Эксплуатационно-технологические показатели пахотных МТА с передней и задней навеской плугов / *Г.М. Кутьков, В.Э. Свирчкович* / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1993. – №12. – С.15-17.

16. *Надыкто В.Т.* Щодо доцільності використання оборотного плуга/ *В.Т. Надыкто* // Вісник аграрної науки. – 2014. – №10.

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

18. *Rousselet M.* Charrues avant: l'essai est concienant. – Tracteurs et Mashines Agricoles, 1982. – №793. – P. 3-9.

19. *Köller K.* Frontpluge: Nur Zugnummern für Vorührungen? – Agrar-ubersicht, 1983. – №1. – P. 12-13.

## **АНАЛИЗ ПУТЕЙ УМЕНЬШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ НА ВСПАШКЕ**

А. Д. Кистечок

*Аннотация* – изложены результаты анализа уменьшения энергетических затрат на вспашке. Приведены преимущества и основные недостатки пахотных машинно-тракторных агрегатов по схеме «push-pull». Обусловлены перспективы использования таких МТА в условиях Украины.

## **ANALYSIS WAYS DECLINE OF POWER EXPENSES ON PLOUGHING**

O. Kistechok

### *Summary*

The results analysis decline of power expenses are expounded on ploughing. Advantages and basic lacks of arable machine-tractor aggregates are indicated on the chart of «push-pull». The prospects uses of such aggregates are indicated in the conditions of Ukraine.

УДК. 631.362.3:631.1

## ПЕРЕДУМОВИ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ МАШИНИ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОЧИСТКИ ЗЕРНА

Задосна Н.О., аспірантка\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – в роботі представлені передумови щодо визначення параметрів і режимів роботи машини попередньої очистки зерна.

**Ключові слова** – параметри, режими роботи, машина попередньої очистки зерна.

*Постановка проблеми.* Зерновий матеріал після його збирання являє собою суміш зерна основної культури та зернових домішок. Попереднє очищення зерна дозволяє виділити з зернового вороху крупні домішки рослинного походження, легкі домішки і бур'яни, що мають високу вологість і тим самим поліпшити якість його обробки.

Для більш ефективної післязбиральної обробки зернового вороху пропонується використання машини попередньої очистки зерна скальператорного типу, яка потребує визначення її раціональних параметрів і режимів роботи [1, 2].

*Аналіз останніх досліджень.* Задача попередньої очистки зернового вороху полягає в тому, щоб забезпечити його інтенсивну очистку від крупних домішок рослинного походження, легких домішок і бур'янів, наявність яких є основною причиною псування зернового матеріалу при зберіганні.

Останні дослідження по визначенню параметрів і режимів роботи пневморешітних сепараторів підтверджують доцільність поширення конструктивних та технологічних рішень, які впливають на якість очистки матеріалу. Це – подача вихідного матеріалу, кількість сходового та проходового матеріалу, контактуючого з решетами, кути та швидкості подачі матеріалу, діаметр циліндричного решета, розміри отворів решета, кутова швидкість його обертання, довжина циліндричного решета, «живий» перетин лотка – інтенсифікатора, повітрярозподільника жалюзійного, швидкість та напрям повітряного потоку [1-7].

*Мета дослідження.* Підвищення ефективності технологічного процесу роботи машини попередньої очистки зерна за рахунок визна-

чення її раціональних параметрів і режимів.

*Основна частина.* Для встановлення та визначення параметрів і режимів технологічного процесу роботи машини попередньої очистки зерна використана лабораторно-виробнича установка (рис. 1).

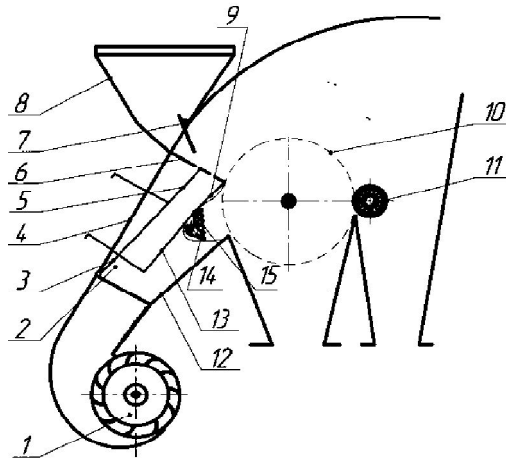


Рис. 1. Схема лабораторно-виробничої установки: 1 – вентилятор діаметральний; 2 – пристрій повітрярозподільний; 3 – сепаруюча складова повітрярозподільника; 4 – стінка рухома середня; 5 – живляча складова повітрярозподільника; 6 – регулятор зміни кута нахилу середньої рухомої стінки; 7 – стінка рухома задня; 8 – повітрярозподільник жалюзійний; 9 – нерухома частина середньої стінки; 10 – регулятор зміни кута нахилу задньої рухомої стінки; 11 – задня стінка; 12 – лоток – інтенсифікатор; 13 – живлячий устрій; 14 – бункер; 15 – решето циліндричне

Робочий процес пневмосепаратора здійснюється наступним чином. Зерновий ворох через заслінку 7 надходить до лотка-інтенсифікатора 6. Повітряний потік, створений діаметральним вентилятором 1, направляє до повітряроздавального каналу 2, де, за рахунок середньої стінки 9, 13, розподіляє повітряний потік до лотка-інтенсифікатора 6, жалюзійного повітрярозподільника 14 і далі – до циліндричного решета 10. Зерновий ворох, що надійшов до лотка-інтенсифікатора, під дією повітряного потоку переводить його у псевдозріджений стан, за рахунок чого полова, збоїна та деякі великі домішки, що мають значно більшу площу опору, а також легкі і пилові-докремлюючі домішки переміщуються у верхній шар, а повноцінне зерно в нижній. Великі домішки відокремлюються решетом 10, поверхня якого очищується щіткою 11. Регульовані верхня і середня стінки дозволяють змінювати режим інтенсивності процесу псевдозрідження зернового шару по довжині лотка-інтенсифікатора та в жалюзійному повітрярозподільнику 14, за рахунок того, що із загальної кількості



жалюзі кожна непарна жалюзі I є нерухомою, а парна рухома II має можливість змінювати кут нахилу  $\alpha$  рухомої жалюзі до нерухомої, а це приводить до можливості змінювати «живий перетин» повітрярозподільника, швидкість повітряного потоку і обирати найбільш ефективний режим пневмосепарації при обробці матеріалів з різними аеродинамічними властивостями (рис. 2).

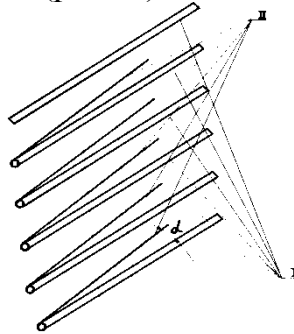


Рис. 2. Нерухомі та рухомі жалюзі: I – нерухомі жалюзі, II – рухомі жалюзі,  $\alpha$  – кут нахилу рухомої жалюзі до нерухомої

Аналізуючи умови переходу зернового потоку з лотка – інтенсифікатора на циліндричне решето (рис. 3), Є.В. Михайлов [8] приймає наступні допущення:

- опір повітря відсутній;
- взаємодія часток, що надійшли на поверхню лотка і ЦР, не враховується;
- частки зернового матеріалу є абсолютно твердими тілами;
- розглядаємо частки як матеріальні точки при їхньому відносному русі по поверхні решета;
- коефіцієнт тертя точки об поверхню барабана постійний і не залежить від швидкості її руху і тиску;
- швидкість виходу струменів повітря з отворів лотка-інтенсифікатора постійна по довжині і ширині лотка;
- рух зернової суміші по поверхні лотка-інтенсифікатора здійснюється з рівномірним розподілом матеріалу по довжині і ширині лотка, висоті шару і з постійної порізністю;
- частка рухається по зовнішній поверхні циліндра з відставанням.

При цьому на точка M буде діяти сила ваги  $G$ , нормальна реакція поверхні  $N$ , сила тертя  $F$ , тангенціальна сила інерції  $C^r$  і нормальна сила інерції  $C^n$ .

Просіванню зернівок через поверхню циліндричного решета сприяє швидкість шару  $V_c$  зернового матеріалу, що розкладається на дві складові – нормальну  $V_c^n$ , спрямовану по радіусу в середину циліндра, і тангенціальну  $V_c^r$ .

При влученні часток у зону струменя повітря, що виходить із

щілини лотка-інтенсифікатора зі швидкістю  $V_n$ , на шар зерна будуть діяти (рис. 3 б):  $R$  – сила впливу повітряного потоку;  $S$  – складова сили  $R$  на переміщення зернового шару;  $T$  – складова сили  $R$  на псевдозрідження матеріалу;  $F_n$  – сила тертя шару зерна об бічні стінки лотка;  $P_1$  – сила нормального тиску шару зерна на поверхню лотка;  $P_2$  – гравітаційна складова на переміщення шару матеріалу.

У результаті отриманої апріорної інформації, вивчення літературних джерел можна припустити, що класичний математичний опис розглянутого процесу представляє велику складність через велику кількість, як внутрішніх, так і зовнішніх сил, що діють на зерновий матеріал при різних етапах її проходження по робочому органі.

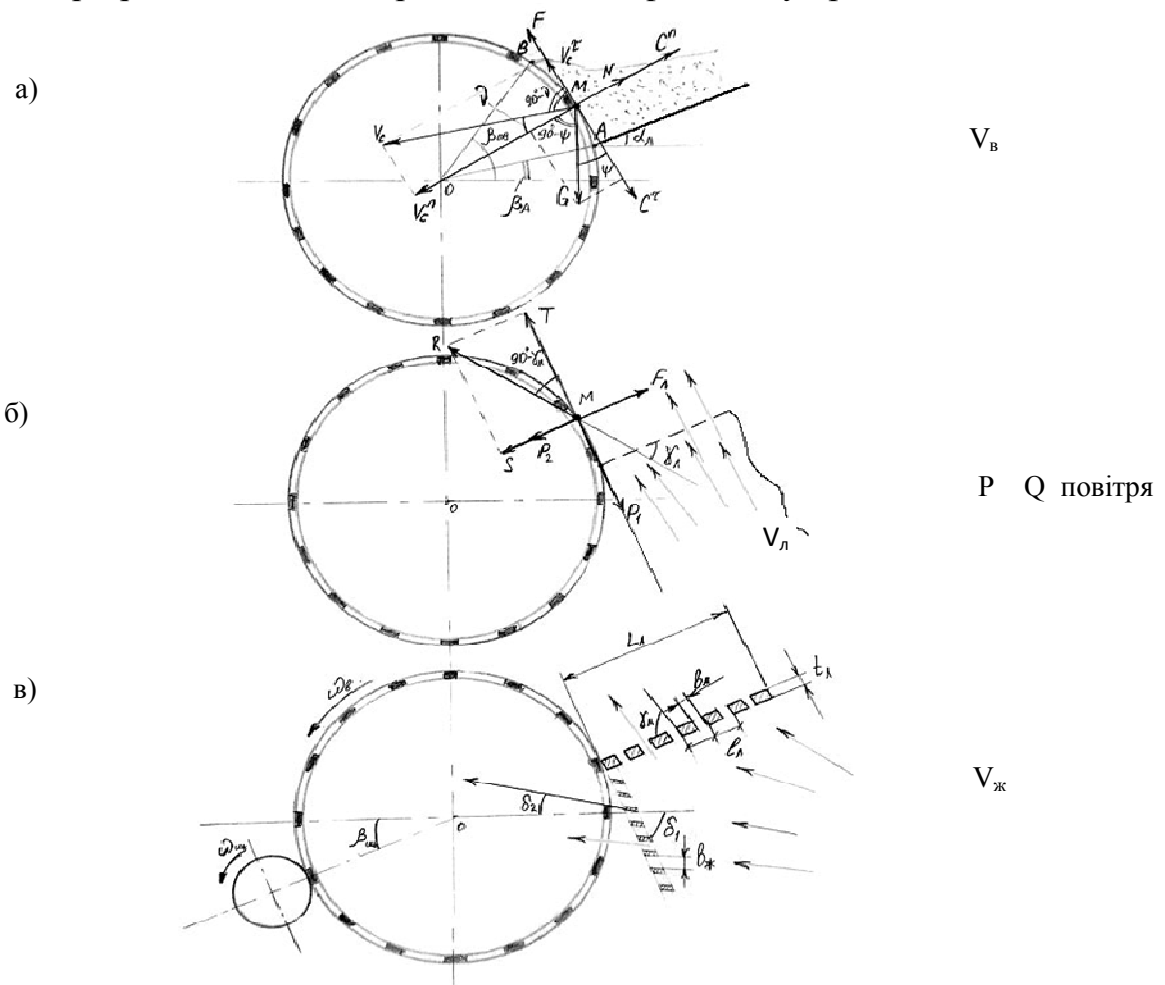


Рис. 3. Схема до визначення умов переходу зернового потоку з лотка-інтенсифікатора на циліндричне решето: а) схема сил, діючих на зерно без впливу повітря; б) схема сил, діючих при впливі повітря на зерно крізь лоток-інтенсифікатор; в) схема при подачі повітря до лотка-інтенсифікатора та жалюзійного розподільвача та їх параметри [8]

Тому, користуючись даними досліджень, було виділено 7 пара-

метрів і режимів роботи машини попередньої очистки зерна:

- подача повітря, м<sup>3</sup>/с;
- подача зернового матеріалу, кг/с;
- кут нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі, град;
- кут нахилу жалюзі до горизонталі, град;
- коефіцієнт живого перетину жалюзійного повітророзподільника, %;
- положення стінки рухомої середньої, град;
- положення стінки рухомої задньої, град.

*Висновки.* В роботі представлені передумови щодо визначення параметрів і режимів роботи машини попередньої очистки зерна, а саме: подачі повітря; подачі зернового матеріалу; кута нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі; кута нахилу жалюзі до горизонталі; коефіцієнта живого перетину жалюзійного повітророзподільника; положення стінки рухомої середньої; положення стінки рухомої задньої.

#### *Література*

1. Михайлов Є. В. Аналіз роботи засобів попередньої очистки зерна / Є. В. Михайлов, В. С. Дудка, А. С. Сінніков // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 10, т. 2. – Мелітополь, 2010. – С. 125-131.

2. Михайлов Е. В. Результаты испытаний ворохоочистителя скальператорного типа в производственных условиях / Е. В. Михайлов // Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2003. – Вип. 16. – С. 181-184.

3. Михайлов Є. В. Удосконалення сепаратора попередньої очистки зерна / Є. В. Михайлов, В. С. Дудка, О. О. Білокопитов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 4 – С. 48-53.

4. Пат. № 61469U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов, В. С. Дудка, А. В. Перетяцько. – № u2010 13961; заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011. Бюл. № 14.

5. Пат. № 72063U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов. – № u2011 14744; заявл. 12.12.2011; опубл. 16.04.2012. Бюл. №5.

6. Пат. № 74137U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов. – № u2012 00062; заявл. 03.01.2012; опубл. 25.10.2012. Бюл. №15.

7. Пат. № 78533U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор із замкненою повітряною системою / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов. – № u2012 09994; заявл. 20.08.2012; опубл. 25.03.2013. Бюл. № 6.

8. Визначення факторів і параметрів процесу попередньої очистки зерна / Є. В. Михайлов, В. С. Дудка, О. О. Білокопитов,

С. С. Бойко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С. 120-125.

**ПРЕДПОСЫЛКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ И  
РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАШИНЫ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ  
ОЧИСТКИ ЗЕРНА**

Н. А. Задосная

*Аннотация* – в работе представлены предпосылки для определения параметров и режимов работы машины предварительной очистки зерна.

**PREREQUISITES OF DETERMINATION OF PARAMETERS  
AND OPERATING MODES OF THE MACHINE  
OF PRELIMINARY PURIFICATION OF GRAIN**

N. Zadosnaya

*Summary*

The paper presents the prerequisites for determination of parameters and operating modes of the machine of preliminary purification of grain are submitted.

УДК 631.331

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОМЕХАНІЧНОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА З ДОДАТКОВИМ ДИСКОМ

Абрамова В. В., аспірантка\*

Кіровоградський національний технічний університет

Тел. (050) 648-80-08

**Анотація** – стаття присвячена проблемі однозернового висіву насіння просапних культур пневмомеханічним висівним апаратом. В ході експериментальних досліджень встановлено вплив оптимальних параметрів роботи сівалки та конструктивних параметрів додаткового диска на якісне виконання технологічного процесу.

**Ключові слова** – висівний апарат, однозерновий висів, комірка, насіння.

*Постановка проблеми.* Просапні культури відіграють суттєву роль у виробництві продуктів харчування, використовуються в якості кормів для худоби, можуть бути сировиною у харчовій промисловості. В процесі виробництва цукрового буряку набули поширення сівалки для посіву насіння просапних культур з дисковими висівними апаратами вакуумного типу. В той же час, нестабільність роботи пневматичних висівних апаратів суттєво впливає на розподіл насіння по площі живлення та не повністю відповідає агротехнічним вимогам, що викликає необхідність збільшення норми висіву. Існуючі конструкції висівних апаратів не забезпечують достатньої точності однозернового дозування насіння просапних культур, через що виникає подвійне захоплення насіння, або пропуски.

Отже, обґрунтування конструкції та параметрів пневматичного висівного апарата для забезпечення однозернового висіву насіння просапних культур з необхідною якістю є актуальним питанням у сільськогосподарському виробництві.

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідженням процесу заповнення насіннями присмоктувальних отворів займалися Зенін Л.С.[1], Чічкін В.П. [2], Погорілий Л.В.[3], Журавльов Б.І. [4], Свірень М.О.[5], Амосов В.В.[6], та ін. Велику кількість досліджень присвячено вибору оптимальної кількості отворів, конструктивних параметрів воружилки, скидача та впливу форми присмоктувальних отворів на одинарне

заповнення висівного диска насінням. Процес захоплення насіння присмоктувальним отвором диска достатньо складний і, на початковому етапі є вирішальним для забезпечення необхідної дозуючої здатності (продуктивності роботи) апарата в цілому.

*Постановка завдання.* В ході вирішення поставленої задачі на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було вдосконалено висівний апарат сівалки УПС-8. Головною особливістю вдосконаленого пневмомеханічного висівного апарата [7] є використання оригінального додаткового диска, завдяки якому формується однозерновий потік насіння при різних режимах роботи.

*Основна частина.* Удосконалений апарат складається з корпусу 1, на привідному валу 2 якого розміщений висівний диск 3 і ворушилка 4. Між ними встановлений додатковий диск 5, який має фігурні вирізи по контуру. Завдяки оригінальній конструкції додаткового диска основна насінина швидше орієнтується біля присмоктувального отвору, решта ж насіння відстоїть від нього на відстані товщини додаткового диска і сприймає менше вакууму, ніж потрібно для присмоктвання.

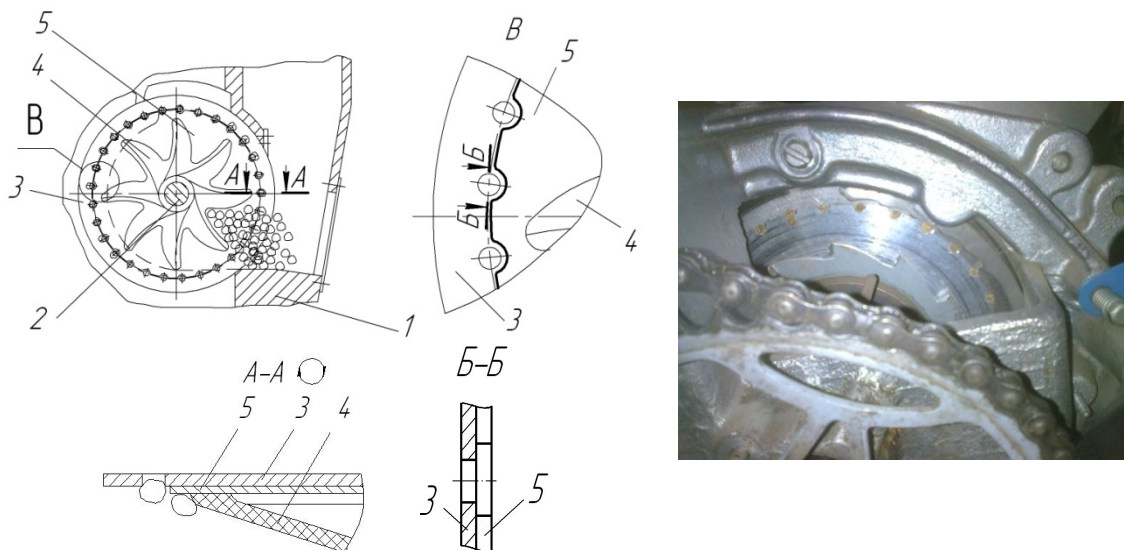


Рис. 1. Удосконалений пневмомеханічний висівний апарат УПС-8: 1 – корпус, 2 – привідний вал, 3 – висівний диск, 4 – ворушилка, 5 – додатковий диск

Результати серії попередніх досліджень [8-10] показали, що при виборі раціональних конструктивних параметрів додаткового висівного диска (товщини додаткового диска  $\delta$  та радіусу западин  $r$ ), а також параметрів сівалки (тиску в системі  $P$  та колової швидкості обертання висівного диска  $V$ ) можна досягти рівномірного однозернового висіву насіння просапних культур. Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод плану-

вання багатофакторного експерименту.

Метою серії дослідів була реалізація матриці плану  $2^4$  Бокса-Хантера, в результаті чого встановлено вплив факторів розрідження у вакуумній камері ( $\Delta P$ ), швидкості обертання висівного і додаткового диска ( $V$ ), товщини додаткового диска  $\delta$  та радіуса западини додаткового диска  $r$ .

Висівна здатність апарата оцінювалась коефіцієнтом заповнення комірок  $K_3$ , який дорівнює відношенню кількості фактично висіяного насіння за певний проміжок часу до кількості комірок висівного диска, які пройшли точку скидання за той же час.

В той же час, коефіцієнт заповнення комірок може бути рівним 1 при наявності деякої кількості пропусків і такої ж кількості двійників. Для контролю результатів досліджень, проводилась цифрова фото- та відеофіксація процесу висіву.

Результати кодування факторів представлено в табл. 1.

Коефіцієнт заповнення комірок  $K_3$  обрано функцією відгуку.

Результати реалізації матриці планування експерименту наведені в табл. 2.

Для обробки експериментальних даних використовувався пакет STATISTICA 6.4

Таблиця 1

Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				верхні	нульові	нижні	верхні	нульові	нижні
Товщина додаткового диска, мм	$\delta$	$x_1$	0,5	2,5	2,0	1,5	+1	0	-1
Радіус западини додаткового диска, мм	$r$	$x_2$	1	3	2,5	2	+1	0	-1
Швидкість обертання висівного та додаткового диска, м/с	$V$	$x_3$	0,05	0,35	0,3	0,25	+1	0	-1
Розрідження у вакуумній камері, кПа	$P$	$x_4$	0,5	2,5	1,45	0,4	+1	0	-1

Отримано статистичну математичну модель для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска  $K_3$  ( $y=K_3$ ).

Табличне значення критерію Кохрена при  $n=16$  і  $f_u=2$  дорівнює 0,290078. Число 0,7679 більше ніж 0,290078 тому можна зробити висновок, що процес відтворюється. Дисперсія відтворюваності (помилка дослідів) складає 0,000569.

Таблиця 2

Результати реалізації матриці планування експерименту  $2^4$

Номер досліду	Фактори				Критерій
	Товщина додаткового диска $\delta$ , мм	Радіус западин додаткового диска $r$ , мм	Швидкість обертання висівного та додаткового диска, $V$ , м/с	Розрідження у вакуумній камері, $\Delta P$ , кПа	Коефіцієнт заповнення комірок, $K_3$
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$Y$
1	1,5	2	0,24	0,4	0,63
2	2,5	2	0,24	0,4	0,7
3	1,5	3	0,24	0,4	0,56
4	2,5	3	0,24	0,4	0,83
5	1,5	2	0,35	0,4	0,47
6	2,5	2	0,35	0,4	0,16
7	1,5	3	0,35	0,4	0,57
8	2,5	3	0,35	0,4	0,37
9	1,5	2	0,24	2,5	1,25
10	2,5	2	0,24	2,5	1,53
11	1,5	3	0,24	2,5	1,36
12	2,5	3	0,24	2,5	0,88
13	1,5	2	0,35	2,5	1,29
14	2,5	2	0,35	2,5	0,83
15	1,5	3	0,35	2,5	1,15
16	2,5	3	0,35	2,5	0,99

Рівняння регресії має вигляд

$$y = 0,96515 + 1,03470 \cdot x_1 - 0,41637 \cdot x_2 - 3,3671 \cdot x_3 + 0,53869 \cdot x_4 - 0,03750 \cdot x_1 \cdot x_2 - 3,17500 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,07738 \cdot x_1 \cdot x_4 + 2,02500 \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,10595 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,46429 \cdot x_3 \cdot x_4. \quad (1)$$

Побудовані поверхні відгуку (рис. 2) та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска  $K_3$ .

Проаналізувавши отримані поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диску  $K_3$ , визначимо оптимальні значення досліджуваних факторів:

– товщина додаткового диска  $x_1 \rightarrow \delta$ , повинна знаходитись у межах від 1,8 до 2,2 мм;

– радіус западин додаткового диска  $x_2 \rightarrow r$ , повинен бути в межах від 2,2 до 2,4 мм;

– колова швидкість комірок висівного диска  $x_3 \rightarrow V_k$ , повинна знаходитись в діапазоні від 0,26 до 0,34 м/с;

– величина розрідження у вакуумній камері  $x_4 \rightarrow \Delta P$ , бути в межах від 1,8 до 2,4 кПа.



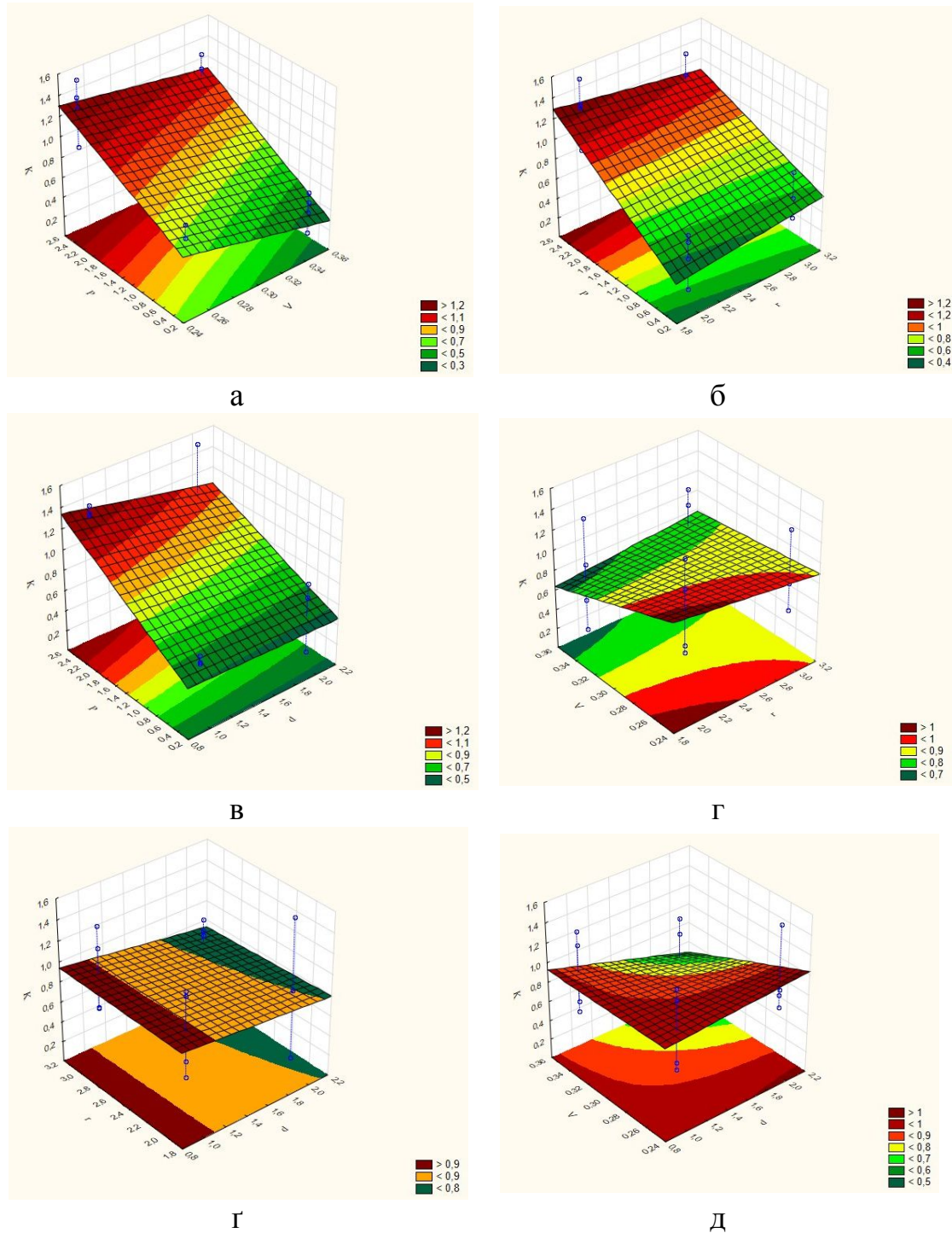


Рис. 2. Поверхні відгуку та лінії рівного виходу для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска: а – залежність  $K_3$  від тиску  $P$  та швидкості  $V$ ; б – залежність  $K_3$  від тиску  $P$  та радіусу  $r$ ; в – залежність  $K_3$  від тиску  $P$  та товщини  $\delta$ ; г – залежність  $K_3$  від швидкості  $V$  та радіусу  $r$ ; Г – залежність  $K_3$  від радіусу  $r$  та товщини  $\delta$ ; Д – залежність  $K_3$  від швидкості  $V$  та товщини  $\delta$ .

Провівши аналіз Парето-карти для коефіцієнта заповнення ко-

мірок висівного диска (рис. 3) можливо зробити висновки, що на якість роботи висівного апарата найбільший вплив має значення величини розрідження у вакуумній камері  $x_4$ , а величини товщини додаткового диска  $x_1$ , колової швидкості комірок  $x_3$  та радіуса западин додаткового диска мають не являються значимими в даному діапазоні.

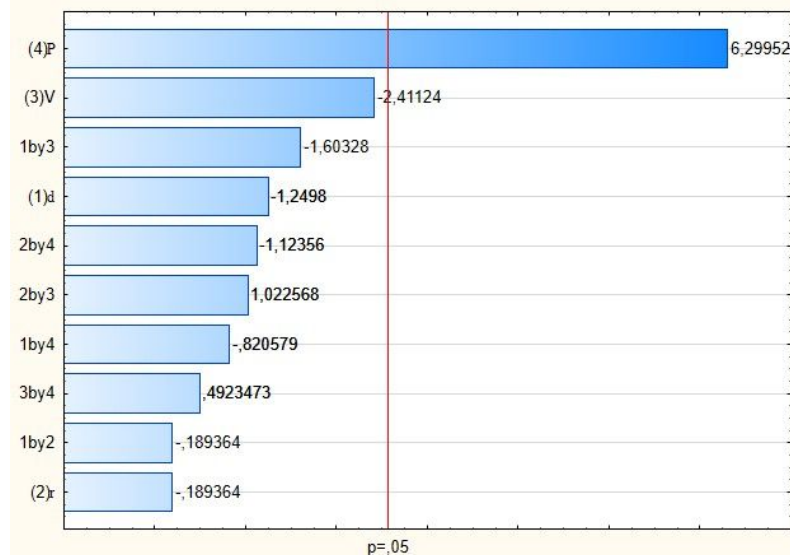


Рис. 3. Стандартизована Парето-карта для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска  $K_3$

*Висновки.* Таким чином, використання додаткового висівного диска надає змогу правильно спрямовувати насінину на стадії її захоплення до центра комірки та усуває можливість захоплення «двійників»; підтримуючи насінину в процесі транспортування до місця скидання.

Але проведені дослідження, не в повній мірі вирішують поставлену задачу, а лише підтверджують гіпотезу про можливість підвищення якості дозування насіння пневмомеханічними висівними апаратами шляхом встановлення додаткового диска. Тому, актуальними залишаються дослідження і розробка таких конструктивних елементів пневмомеханічного висівного апарата, які б значно покращували його продуктивність та суттєво впливали на точність висіву насіння просяних культур.

#### *Література*

1. *Зенин Л. С.* Исследование пневматического высевающего аппарата точного высева: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук. / Л. С. Зенин. – Алма-Ата, 1962. – 36 с.
2. *Чичкин В. П.* Овощные сеялки и комбинированные агрегаты / В. П. Чичкин. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 392 с.
3. *Василенко П.М.* Основы научных исследований. Механизация сельского хозяйства: Учебное пособие для с.-х. вузов. / П.М. Василенко, Л.В. Погорельый. – К.: Вища школа, 1985. – 266 с.

4. Журавлев Б.И. Исследование пневматических высевальных аппаратов для точного посева семян / Б. И. Журавлев // Тракторы и с.-х. машины. – 1961. – №9.

5. Свірень М.О. Научно-технологические основы повышения эффективности работы высевальных аппаратов посевных машин: дис. на здоб. наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / М.О. Свірень. – Кіровоград, 2012.

6. Амосов В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.11 / В. В. Амосов // Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Кіровоград, 2007. – 20 с.

7. Пат. 63895 U Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат [Текст] / С. І. Шмат, М. О. Свірень, В.В. Абрамова, В.М. Лушніков; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201103252; заявл. 21.03.2011; опубл. 25.10.2011. Бюл. № 20.

8. Абрамова В.В. Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата / В. В. Абрамова, О. М. Васильковський, М. М. Шокін // Збірник наукових праць Луцького національного технічного університету: Сільськогосподарські машини, ЛНТУ, Луцьк. – 2013. – Вип. 24. – С. 3-9.

9. Васильковський О.М. Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата для висіву насіння просапних культур / О.М. Васильковський, В.В. Абрамова, К.В. Васильковська, Д. І. Петренко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 27. – Кіровоград, КНТУ, 2014. – С. 161-167.

10. Абрамова В.В. Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата / В. В. Абрамова, О.М. Васильковський, М. М. Шокін // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. Вип. 24. – Луцьк, 2013. – С. 3-9.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ДИСКОМ

В.В. Абрамова

**Анотація** – стаття посвящена проблемі однозернового висіву насіння пропашних культур пневмомеханічними висівальними апаратами. В ході експериментальних досліджень ус-

**тановлено влияние оптимальных параметров работы сеялки и конструктивных параметров дополнительного диска на качественное выполнение технологического процесса.**

## **STUDY OF CONSTRUCTION OF PNEUMOMASSAGE SEEDMETER WITH THE ACCESSORY DISK**

V. Abramova

### *Summary*

**The article is devoted the problem of the onecorn sowing of seed of the cultivated cultures pneumomassage seedmeters. During experimental researches influence of optimum parameters of work of pneumomassage seedmeters and construction parameters of additional disk is set on high-quality implementation of technological process. The use of additional sowing disk gives possibility correctly to send of seed on the stage of its capture to the center of cell and removes possibility of capture of «twins», supporting of seed in the process of transporting to the place of upcast. Researches, conducted in this direction, settle this problem not fully, but only confirm a hypothesis about possibility of upgrading dosage of pneumomassage seedmeter by establishment of additional disk. Actual are research-and-developments structural elements of pneumomassage seedmeter, which considerably improve his productivity and substantially influence on exactness of sowing of seed of the cultivated cultures.**

УДК 631.363.636

**ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ РЕВЕРСИВНОГО ПРИВОДА ДОЗИРУЮЩЕГО ПОРШНЯ ПНЕВМОКОРМОРАЗДАТЧИКА**

Демьяненко В.Я., инженер,

Чаплинский А.П., инженер,

Демьяненко Д.В., аспирант\*

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-05-70, e-mail: office@tsatu.edu.ua

**Аннотация** – в статье рассмотрены особенности конструкции, параметры и режимы работы реверсивного привода дозирующего поршня пневмокормораздатчика с дозированием в трубе.

**Ключевые слова** – пневмокормораздатчик, дозирующий поршень, реверсивный привод, тупиковое пространство, линейная скорость, тяговый орган, выгрузные окна, эксцентриситет, передаточный механизм, барабан привода, завалы корма, стельчатые корма.

**Постановка проблемы.** При работе пневмокормораздатчика [1] с дозированием в трубе, механизм реверсивного привода равномерно перемещает поршень в кормопроводе. Поршень, пройдя очередное окно выдачи корма, входит в межоконное пространство кормопровода, воздействует на очередной рычаг и перекрывает тем самым выдачу корма [2]. В это время в кормопроводе образуется тупик. Корм, ударяясь о стенку поршня, теряет свою скорость и оседает в тупиковом пространстве, образуя завалы.

Поэтому, недостатком такого кормораздатчика может быть нарушение технологического процесса при выдаче корма из-за образования завалов корма в тупиках, образуемых при перемещении поршня между выгрузными окнами с постоянной скоростью, в результате чего возможно забивание кормопровода кормом.

**Анализ последних исследований.** Анализ последних публикаций по данной проблеме показывает, что вопросы движения кормовоздушной смеси в пневмопроводе кормораздатчика с дозированием в трубе еще недостаточно изучены и требуют дальнейшего исследования [3].

---

© Демьяненко В.Я., Чаплинский А.П., Демьяненко Д.В.

\* Научный руководитель – д.т.н. Шацкий В. В.

*Формулирование целей статьи.* Целью данной статьи является дополнительные исследования конструкции, параметров и режимов работы реверсивного привода дозирующего поршня пневмокормораздатчика и разработка такой конструкции привода, которая обеспечивает работу кормораздатчика без возможности образования тупиковых зон и завалов корма в межконном пространстве.

*Основная часть.* Возможность транспортирования кормосмесей пневматическим способом имеет ряд специфических особенностей. Так, раздавать стебельчатые корма при высокой концентрации смеси бывает затруднительно из-за объединения всей массы корма и возможности закупорки пневмопровода.

На кафедре «Техническая механика» ТГАТУ, где на протяжении многих лет занимаются разработкой и исследованием конструкции пневмокормораздатчиков с дозированием в трубе, было предложено привод дозирующего поршня выполнять с равноускоренной линейной скоростью поверхности барабана, сматывающего тяговый орган относительно его оси вращения.

Например, за счет закрепления барабана на валу с эксцентриситетом, длина дуги барабана, прилегающей ближе к оси его закрепления, будет равна по величине длине окна выдачи корма. По этой дуге закреплена цилиндрическая поверхность, равноудаленная от оси вращения, а поперечный (по отношению к оси вращения) периметр барабана равен по длине шагу окон выдачи корма (рис. 1, 2).

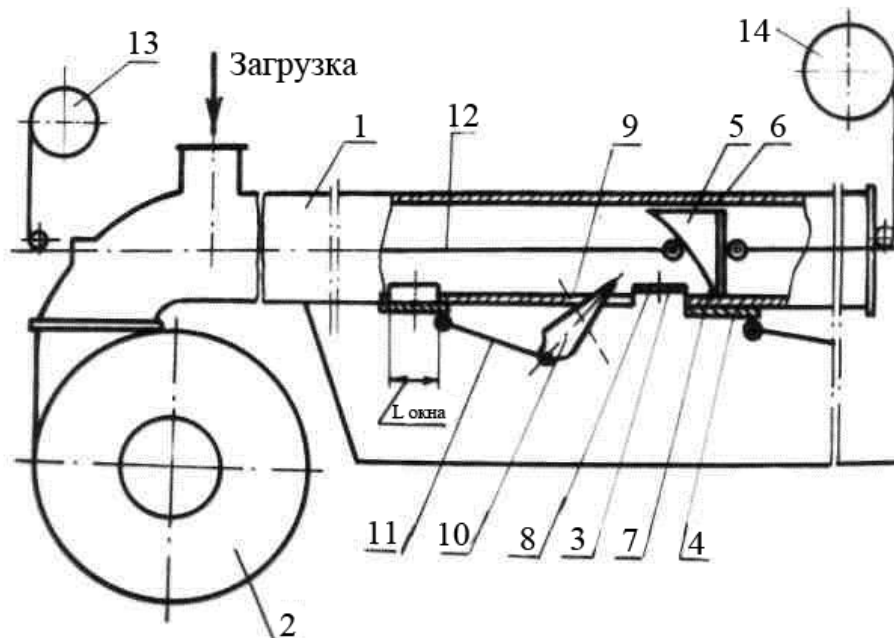


Рис. 1. Видоизмененный кормораздатчик с дозированием в трубе

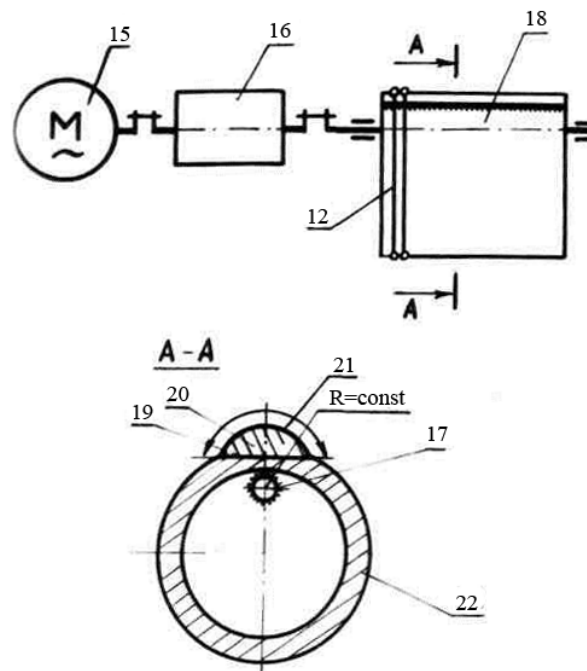


Рис. 2. Устройство реверсивного привода кормораздатчика с дозированием в трубе

Особенности конструкции этого кормораздатчика состоят в следующем.

Кормораздатчик (рис. 1) состоит из кормопровода 1, соединенного с вентилятором 2 (или с системой пневмотранспорта корма) и имеющего выгрузные окна 3, снабженные заслонками 4. Внутри кормопровода 1 с зазором установлен поршень 5. На поршне 5 закреплены уплотнительное кольцо 6 и пластина 7 с клиновидными выступами. Выгрузные окна 3 имеют направляющие 6 для заслонок 4 и между ними на кормопроводе 1, на равном расстоянии друг от друга образованы отверстия 9, под которыми закреплены рычаги 10, одним концом входящие в отверстия 9, а другим соединенные посредством тяги 11 с заслонками 4.

Резервный привод содержит тяговый орган 12 в виде троса, соединенный с поршнем 5, пропущенный в отверстиях кормопровода и перекинутый через направляющие блоки. Один конец тягового органа закреплен на барабане привода 13, а другой – на барабане привода 14.

Привод 14 содержит электродвигатель 15, соединенный через передаточный механизм 16 с валом 17 барабана 18, который закреплен на валу 17 с эксцентриситетом.

Цилиндрическая поверхность барабана ближе к оси его закрепления горизонтально сфрезерована и на сфрезерованную площадку 19 закреплена другая цилиндрическая поверхность 20, боковая поверхность 21 которой равноудалена от оси крепления барабана 18. Длина

дуги – цилиндрической поверхности 21 равна длине окна выдачи корма –  $L$  окна.

Поперечный (по отношению к оси) периметр барабана равен шагу соседних выгрузных окон 3.

Принцип работы предлагаемого кормораздатчика заключается в следующем.

Поршень 5 устанавливается перед первым выгрузным окном 3.

Включают вентилятор 2 и в кормопровод 1 загружают корм. Корм под действием воздушного потока перемещается по кормопроводу 1. При этом одновременно включают электродвигатель 15 привода 14, в результате чего тяговый орган наматывается на барабан 18 и перемещает поршень 5 по направлению перемещения корма, который последовательно воздействует пластиной 7 на концы рычагов 10, входящие в отверстия 9.

Вследствие этого, рычаги 10 поворачиваются и тянут за собой по направляющим 8 заслонки 4, последовательно перекрывающие выгрузные окна 3 после выдачи через них дозы корма.

Местоположение поршня 5 между выгрузными окнами 3 согласовано с местоположением точки касания тягового органа 12 с поверхностью барабана 18 так, что, когда точка касания находится на поверхности 22 – поршень находится в межоконном пространстве кормопровода 1. Конфигурация барабана 18 обеспечивает повторяемость этих положений. Это также достигается тем, что поперечный (по отношению к оси) периметр барабана равен шагу окон 3.

В результате того, что барабан 18 закреплен на валу 17 с эксцентриситетом, линейные скорости точек его поверхности 22 будут различны, а линейные скорости точек поверхности 21 – постоянны, так как они равноудалены от оси вращения.

Это приведет к тому, что, когда поршень 5 открывает очередное окно 3, скорость поршня 5 будет постоянна и равна скорости дозирования. Как только поршень 5 пройдет очередное окно 3, тяговый орган 12 сматывается на поверхность большего радиуса, движение поршня 5 ускоряется и межоконное пространство кормопровода 1 он преодолевает на большой скорости. Несмотря на то, что окно выдачи в это время уже будет закрыто, в кормопроводе не будет образовываться тупиковых зон, так как скорость поршня в этом случае может даже превышать скорость кормо-воздушного потока.

Затем при подходе к следующему окну раздачи, тяговый орган 12 сматывается на поверхность 21 барабана 18, равноудаленную от оси вращения, в результате чего движение его вновь становится равномерным.

Таким образом, привод поршня имеет равноускоренную линейную скорость. После выдачи корма, поршень 5 приводят в обратное



положение двигателем привода 13. В результате этого поршень 5, путем взаимодействия с рычагами 10, последовательно открывает выгрузные окна 3. Затем процесс выдачи корма повторяется.

*Выводы.* Представленная в данной статье усовершенствованная конструкция пневмокормораздатчика и его реверсивного привода не имеет аналогов и работает в полном автоматическом режиме. Использование такой конструкции пневмокормораздатчика позволяет в значительной мере снизить энергозатраты при его эксплуатации и материалоёмкость при изготовлении.

Оригинальная конструкция реверсивного привода дозирующего поршня имеет равноускоренную линейную скорость поверхности барабана, что позволяет избежать нарушения технологического процесса выдачи корма за счет недопущения образования тупиковых зон и завалов корма.

#### *Литература*

1. Авторское свидетельство. Пневмокормораздатчик / *В.И. Ильяшенко, В.С. Романенко, В.Я. Демьяненко, С.И. Селиванов*, №1750519, СССР МКИ А 01 К500, опубл. 30.07.92. Бюл. №28.

2. *Демьяненко В.Я.* Кинематический анализ рычажной системы пневмокормораздатчика с дозированием у трубе / *В.Я. Демьяненко А.П. Чаплинский* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, т. 2. – С. 65-70.

3. *Ильяшенко В.И.* Пневмокормораздатчик корма для крупного рогатого скота / *В.И. Ильяшенко, В.Я. Демьяненко, О.В. Пенёв*. – Техника в с\х производстве. – Труды ТГАТА. – Вып. 1, т. 2. – Мелитополь, 1998. – С. 8.

4. *Демьяненко В.Я.* Условия транспортирования стебельчатых кормов в пневмопроводе. – *В.Я. Демьяненко* / Труды ТГАТА. – Вып. 1, т. 18. – Мелитополь, 2001. – С. 5.

5. *Ильяшенко В.И.* О вопросах движения частиц корма при соударении с торцевой поверхностью дозирующего поршня в пневмокормораздатчике / *В.И. Ильяшенко, В.Я. Демьяненко, О.В. Пенёв*. – Машиноведение. – Труды ТГАТА. – Вып. 3. – Мелитополь, 1998. – С. 4.

6. *Цурнал И.А.* Механика материалов и конструкций / *И.А. Цурнал*. – К.: Вища освіта, 2005. – 367 с.

## **ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ РЕВЕРСИВНОГО ПРИВОДУ ДОЗУЮЧОГО ПОРШНЯ ПНЕВМОКОРМОРОЗДАВАЧА**

В. Я. Дем'яненко, А. П. Чаплинський, Д. В. Дем'яненко

***Анотація*** – у статті розглянуто особливості конструкції, параметри і режими роботи реверсивного приводу дозуючого поршня пневмокормороздавача з дозуванням в трубі.

## **CONSTRUCTION FEATURES OF DOSING PISTON REVERSE DRIVE OF PNEUNATIC FEED TRANSPORTER**

V. Demjanenko, A. Chaplinskiy, D. Demjanenko

### ***Summary***

**This article describes the design features, parameters and operating modes of the dosing piston reverse drive of pneumatic feed transporter with dosing in the pipe.**

УДК 330.131

## ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ЗБИРАННЯ РИЦИНИ

Головін С.В. – інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

(0619) 42-14-38

**Анотація** – в умовах сучасної економіки особливу важливість набувають питання ресурсозбереження, що пов'язано з високою ресурсоемністю галузей вітчизняної економіки, особливо – сільського господарства, недосконалістю техніки та технологій, значним ступенем залежності від поставок закордонних енергоресурсів. В статті наводиться розрахунок економічної ефективності запровадження нової технології збирання рицини методом обриву коробочок на корені.

**Ключові слова** – технології, рицина, економічна ефективність, витрати, термін окупності.

*Постановка проблеми.* Для розвитку виробництва сільськогосподарської продукції відповідно до заданих темпів необхідно підвищувати питому вагу нових, прогресивних технічних рішень у заходах щодо збільшення виробничих потужностей, зниження витрат та негативного впливу на навколишнє середовище.

*Аналіз публікацій.* У процесі створення нової або вдосконаленої наявної техніки доводиться вирішувати різні завдання, пов'язані із забезпеченням призначення машини, її продуктивністю, застосуванням стандартних вузлів і деталей, вибором матеріалів, технологічністю, поліпшенням умов праці та ін. [1, 3]. У пошуках кращих, найбільш ефективних рішень інженер при створенні нової техніки зустрічається з необхідністю вибору одного з декількох можливих варіантів, що мають різні технічні показники. Розширені технічні параметри нової конструкції (зниження втрат енергії на процес збирання рицини, зниження металоємності конструкції) характеризують її прогресивність, але іноді деякі технічні показники вступають у суперечність один з одним. Так, збільшення надійності і довговічності призводить до вибору високоякісних, але більш дорогих матеріалів і до більш складних технологічних процесів, що підвищує собівартість і трудомісткість обробки.

Визначення економічної ефективності нової техніки має своїм

завданням [4, 5]:

- вибір більш прогресивного варіанта нової техніки;
- визначення економії капітальних вкладень, матеріалів і трудових ресурсів, яка може бути отримана при впровадженні нової техніки;
- розрахунок економічної ефективності нової техніки.

Критерій економічної ефективності нової техніки – зростання продуктивності праці. Він дозволяє порівняти всі різні за значенням технічні та економічні показники нової техніки і визначити ступінь її прогресивності. Нова техніка буде ефективною в тому випадку, якщо сумарні витрати праці при її створенні та експлуатації, орієнтовані на один і той же кінцевий результат, будуть меншими порівняно з існуючими [5].

Економічну ефективність нової техніки необхідно розглядати з урахуванням кількісних і якісних змін у всіх суміжних ланках виробництва, тому ефект від нової техніки слід визначати і для підприємства-виробника, і для підприємства, що її впроваджує, і для споживача виробів, що виготовляються за допомогою цієї техніки. Щоб обґрунтувати економічну ефективність нової машини і визначити, якою мірою вона відповідає вимогам щодо економічності, потрібен економічний аналіз витрат на її створення [5].

Розрахунок витрат необхідно проводити на всіх стадіях проектування, починаючи з розробки технічного завдання до впровадження у виробництво.

*Мета статті.* Проведення економічних розрахунків та обґрунтування доцільності запровадження в умовах сільського господарства нової технології збирання ріцини методом обчисування рослин на корені.

*Основна частина.* Ефективність впровадження ресурсозберігаючих технологій є комплексним віддзеркаленням кінцевих результатів використання всіх ресурсів за певний період часу. Ефективність характеризує підвищення продуктивності праці, якнайповніше використання виробничих потужностей, сировинних і матеріальних ресурсів, досягнення найбільших результатів при якнайменших витратах.

В якості базового варіанту прийнятий спосіб збирання з використанням серійного ріцинозбирального комбайну ККС-6, обладнаного пристосуваннями. Втрати по базовому варіанту складають 5,35% [6].

В пропонуємому варіанті: обчисуючий пристрій агрегується трактором МТЗ-80, причіп для збирання обчесаного вороху.

Основним очікуємым результатом впровадження є зниження втрат насіння в середньому на 1,8%.

Для визначення показників економічної ефективності способу збирання ріцини методом обчисування використовуємо відомі мето-

дики [7-9].

Економію за рахунок зниження втрат розраховуємо за формулою [8]

$$E = C_{\Pi} - C_{\text{Б}} = C_{\Pi} \cdot (K_{\Pi} - K_{\text{Б}}) = C_{\text{Р}} \cdot \Delta K, \quad (1)$$

де  $C_{\Pi}$ ,  $C_{\text{Б}}$  – вартість продукції, яка отримана при використанні проектуємого варіанту збирання з обчислюючим пристроєм і базового варіанту, грн.;

$K_{\Pi}$ ,  $K_{\text{Б}}$  – кількість продукції, отриманої при використанні проектуємого варіанту збирання з обчислюючим пристроєм і базового варіанту, ц;

$C_{\text{Р}}$  – ціна насіння рицини, грн./ц.

Приріст кількості продукції, що отримана при використанні обчислюючого пристрою

$$\Delta K = \frac{Y \cdot S \cdot \Delta \Pi}{100}, \quad (2)$$

де  $Y$  – урожайність коробочок рицини, ц/га;

$S$  – площа поля, га;

$\Delta \Pi$  – зниження втрат, %.

Зниження втрат знайдемо як різницю втрат по базовому варіанту та по варіанту, що проектується

$$\Delta \Pi = \Pi_{\text{Б}} - \Pi_{\Pi}, \quad (3)$$

де  $\Pi_{\Pi}$ ,  $\Pi_{\text{Б}}$  – втрати по проектуємому та базовому варіанту, %.

З урахуванням вищевикладеного формула для розрахунку економічної ефективності за рахунок зниження втрат, прийме вигляд

$$E = \frac{C_{\text{Р}} \cdot Y \cdot S \cdot (\Pi_{\text{Б}} - \Pi_{\Pi})}{100}. \quad (4)$$

Балансова вартість обчислюючого пристрою визначали виходячи з його маси та вартості 1 кг металоконструкцій. Середня ціна 1 кг металоконструкцій зернозбиральної техніки на основі ринкових цін дорівнює 53 грн/кг. Тоді ціна причіпного пристрою з урахуванням його маси (630 кг) складає 33390 грн.

З урахуванням ціни обчислюючого пристрою розраховуємо балансова вартість техніки для базового та проектуємого варіантів (табл. 1).

1. Базовий варіант (рицинозбиральний комбайн + причіп 2ПТС-4-887Б

$$B = 600000 + 39000 = 639000 \text{ грн.}$$

2. Варіант, що проектується (трактор МТЗ-80 + обчислюючий пристрій + причіп 2ПТС-4-887Б)

$$B = 456000 + 33390 + 39000 = 528390 \text{ грн.}$$

Вихідна інформація для оцінки економічної ефективності обчислюючого пристрою представлена в таблицях 1 і 2 (ціни дійсні на 01.06.2013 року).

Таблиця 1

Вихідна інформація для визначення балансової вартості збиральної техніки за базовим варіантом та варіантом, що проектується

Найменування машини	Вартість машини, грн.
Рицинозбиральний комбайн ККС-6	600000
Прицеп 2ПТС4-887Б	39000
Обчісуючий пристрій	33390
Трактор МТЗ-80	456000

Продуктивність агрегату з обчісуючим пристроєм визначається за формулою [10]

$$W = 0.36 \cdot B \cdot V \cdot K_B \cdot K_P \cdot K_{CT}, \quad (5)$$

де  $B$  – ширина захвату обчісуючого агрегату, м;

$V$  – швидкість руху агрегату, м/с;

$K_B$  – коефіцієнт використання ширини захвату обчісуючим пристроєм ( $K_B = 0,95 \dots 0,98$ );

$K_P$  – коефіцієнт, який враховує втрати часу на розвороти ( $K_P = 0,85 \dots 0,90$ );

$K_{CT}$  – коефіцієнт, який враховує втрати часу на зміну візка ( $K_{CT} = 0,9$ ).

Продуктивність проектуємого обчісуючого агрегату

$$W = 0,36 \cdot 0,718 \cdot 0,95 \cdot 0,88 \cdot 0,9 = 0,34 \text{ га/год.}$$

Економічний ефект за рік визначаємо як економію експлуатаційних витрат. Експлуатаційні витрати на одиницю напрацювання визначимо наступним чином [7, 8]

$$И = OT + \Gamma + P_M + A_M, \quad (6)$$

де  $OT$  – витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн.;

$\Gamma$  – витрати на паливно-мастильні матеріали та електроенергію, грн.;

$P_M$  – витрати на технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт, заміну шин, зберігання, грн.;

$A_M$  – витрати на амортизацію, грн.

Визначимо розмір відповідних складових статей експлуатаційних витрат.

Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу визначимо за формулою

$$OT = \frac{3 \cdot Ч}{W}, \quad (7)$$

де  $3$  – годинна тарифна ставка оплати праці зі всіма видами доплат і надбавок, грн./люд.год.;

$Ч$  – кількість механізаторів обслуговуючих агрегат, чол.;

$W$  – продуктивність агрегату, га/год.

Таблиця 2

Вихідна інформація для економічної оцінки використання  
обчислюючого пристрою

Показники	Позначення	Базовий варіант	Варіант, що проектується
1. Площа посівів рицини на насіння, га	Q	50	50
2. Балансова вартість техніки, грн.	Б	639000	528390
3. Термін служби, років	T	9	9
4. Продуктивність, га/год.	W	3	0,34
5. Витрата палива, кг/га	R <sub>уд</sub>	9,6	8,2
6. Ціна за 1 кг диз. палива, грн.	Ц <sub>т</sub>	16,7	16,7
7. Годинна ставка оплати праці з нарахуваннями, грн./чол.год.	З	10,8	10,8
8. Відрахування на амортизацію, %	NA	11,1	11,1
9. Коефіцієнт відрахувань на ТО та поточний ремонт, %	NP	9	9
10. Ціна реалізації насіння рицини, грн./ц	Ц <sub>с</sub>	3500	3500
11. Врожайність насіння рицини, ц/га	у	8	8
12. Втрати при збиранні, %	П	5,35	1,8
13. Облікова річна ставка відсотку по кредитах банку або вкладу до банку, %	NS	14	14

Питомі витрати на оплату праці:  
для базового варіанту

$$OT = \frac{10,8 \cdot 2}{3} = 7,2 \text{ грн/га,}$$

для нового варіанту

$$OT = \frac{10,8 \cdot 1}{0,34} = 31,8 \text{ грн/га.}$$

Витрати на паливно-мастильні матеріали визначаємо за формулою

$$Г = R_{\text{уд}} \cdot Ц_{\text{т}}, \quad (8)$$

де  $R_{\text{уд}}$  – питома витрата палива, кг/га;

$Ц_{\text{т}}$  – ціна 1 кг палива, грн./кг.

Витомі витрати на ПММ для базового варіанту

$$Г = 9,6 \cdot 16,7 = 160,32 \text{ грн./га}$$

Питомі витрати ПММ для нового варіанту

$$Г = 8,2 \cdot 16,7 = 136,94 \text{ грн./га}$$

Витрати на технічне обслуговування та поточний ремонт, визначимо за формулою

$$P_M = \frac{B_M \cdot NP}{100 \cdot Q}, \quad (9)$$

де  $B_M$  – балансова вартість машини, грн.;

$NP$  – нормативний коефіцієнт відрахувань на ТО і поточний ремонт.

Питомі витрати на ТО та поточний ремонт для базового варіанту

$$P_M = \frac{639000 \cdot 9}{100 \cdot 50} = 1150,2 \text{ грн/га,}$$

для нового варіанту

$$P_M = \frac{528390 \cdot 9}{100 \cdot 50} = 951,1 \text{ грн/га,}$$

Витрати на амортизацію машин визначимо за формулою

$$A_M = \frac{B_M \cdot NA}{100 \cdot Q}, \quad (10)$$

де  $NA$  – нормативний коефіцієнт відрахувань на амортизацію.

Визначимо питомі амортизаційні відрахування:

для базового варіанту

$$A_M = \frac{639000 \cdot 11,1}{100 \cdot 50} = 1418,58 \text{ грн/га,}$$

для нового варіанту

$$A_M = \frac{528390 \cdot 11,1}{100 \cdot 50} = 1173,03 \text{ грн/га.}$$

За формулою (6) визначаємо експлуатаційні витрати на одиницю напрацювання:

для базового варіанту

$$I_6 = 7,2 + 160,32 + 1150,2 + 1418,58 = 2736,3 \text{ грн/га,}$$

для нового варіанту

$$I_n = 31,8 + 136,94 + 951,1 + 1173,03 = 2292,87 \text{ грн/га.}$$

Економію експлуатаційних витрат на одиницю напрацювання пропонує мого варіанту збирання ріцини по відношенню до базового визначимо за формулою

$$\Delta I = I_6 - I_n, \quad (11)$$

$$\Delta I = 2736,3 - 2292,87 = 443,43 \text{ грн/га.}$$

Річну економію експлуатаційних витрат визначимо за формулою

$$E_{BP} = \Delta I \cdot Q, \quad (12)$$

$$E_{BP} = 443,43 \cdot 50 = 22171,5 \text{ грн.}$$

Економічний ефект за рахунок зниження втрат розраховуємо з виразу (4)

$$E = \frac{3500 \cdot 8 \cdot 50 \cdot (5,35 - 1,8)}{100} = 49700 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект з урахуванням зниження втрат складе

$$E_p = E_{BP} + E, \quad (13)$$

$$E_p = 22171,5 + 49700 = 71871,5 \text{ грн.}$$

Економічний ефект за термін служби обчислюючого пристрою ро-



зраховуємо за формулою [7, 8]

$$E_T = E_P \cdot \frac{(1+NS)^T - 1}{NS}, \quad (14)$$

де NS – коефіцієнт, який відбиває облікову річну ставку відсотка по кредитах банку або вкладу в банк (NS = 0,14);

T – термін служби обчислюючого пристрою, років.

Визначаємо економічний ефект за термін служби обчислюючого пристрою

$$E_T = 71871,5 \cdot \frac{(1+0,14)^9 - 1}{0,14} = 1156078 \text{ грн.}$$

Результати розрахунку економічної ефективності обчислюючого пристрою зводимо в таблицю 3.

Таблиця 3

Результати розрахунку економічної ефективності обчислюючого пристрою

Показники	Базовий варіант	Новий варіант
1. Продуктивність, га/год	3	0,34
2. Експлуатаційні витрати на одиницю напрацювання, грн./га	2736,3	2292,87
в тому числі: оплата праці за нарахуваннями	7,2	31,8
паливно-мастильні матеріали	160,32	136,94
ТО і поточний ремонт	1150,2	951,1
амортизаційні відрахування	1418,58	1173,03
3. Економія експлуатаційних витрат на одиницю напрацювання, грн./га		443,43
4. Економічний ефекти за рік, грн..		71871,5
5. Економічний ефект за термін служби, грн.		1156078
6. Термін окупності капітальних вкладень, років		0,46

Як показав розрахунок економічної ефективності, застосування обчислюючого пристрою для збирання рицини на корені є доцільним. Річний економічний ефект від його впровадження складає 71871,5 грн., розмір економічного ефекту, який можна накопити за 9 років складає 1156078 грн.

*Висновки.* Таким чином, ресурсозбереження – багатоаспектна проблема. Її вирішення означає збільшення продукції при незмінному чи меншому використанні матеріальних ресурсів, зменшенні її собівартості, зростанні прибутку, більш повному використанні виробничих потужностей та збільшенні продуктивності праці, зменшенні капітальних вкладів, покращенні екологічних умов. Ефективність ресурсозберігаючих технологій знаходить конкретний кількісний вираз у взаємозв'язаній системі показників, що характеризують ефективність ви-

користання основних елементів виробничого процесу.

*Література*

1. *Германова О.Е.* Производительность: экономическое содержание и проблемы измерения / *О.Е.Германова.* – М.: Наука, 1996. – 188 с.
2. *Економіка підприємства / За ред. С.Ф. Покропивного.* – К.: Хвиля, 1995. – Т.1 – 400 с.; Т. 2 – 20 с.
3. *Петрович Й.М., Будицева І.О.* та ін. Економіка виробничого підприємства: Навч. посіб. / За ред. *Й.М. Петровича.* – Л.: Оскарп, 1996. – 325 с.
4. *Економічний аналіз / За ред. Ф.Ф. Бутинця.* – Житомир: Рута, 2007. – 706 с.
5. *Львов В.С.* Эффективное управление техническим развитием / *В.С. Львов.* – М.: Экономика, 1990. – 255 с.
6. *Попов Н.А.* Изыскание путей снижения потерь семян при уборке люцерны: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Воронеж, 2003. – 139 с.
7. *Горланов С.А.* Методические указания по экономическому обоснованию дипломных проектов студентов агроинженерных факультетов / *С.А. Горланов, Н.Т. Назаренко, В.Е. Злобин.* – Воронеж: ВГАУ, 2000. – 37 с.
8. ГОСТ 23728-88 – ГОСТ 23730-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 25 с.
9. *Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники.* Ч.П. Нормативно-справочный материал. – М., 1988. – 251 с.
10. *Леженкин А.Н.* Моделирование полевой уборки зерновой части урожая машиной для фермерских и крестьянских хозяйств / *А.Н. Леженкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства.* – 2005. – №5. – С. 15-18.

## **ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ УБОРКИ КЛЕЩЕВИНЫ**

С. В. Головин

*Аннотация* – в условиях современной экономики особенную важность приобретают вопросы сохранения ресурсов, что связано с высокой ресурсоемкостью отраслей экономики, особенно – сельского хозяйства, несовершенством техники и технологии, зависимостью от поставок импортных энергоресурсов. В статье приво-

**дится расчет экономической эффективности внедрения новой технологии уборки клещевины методом обрыва коробочек на корню.**

**ASSESSMENT OF ECONOMIC EFFICIENCY  
OF INTRODUCTION OF NEW TECHNOLOGY  
OF HARVESTING CASTOR BEANS**

S. Golovin

*Summary*

**In today's economy special importance in conservation of resources, due to the high resource intensity of economic sectors, especially agriculture, by the imperfection of engineering and technology, dependence on imported energy resources. In the article the calculation of economic efficiency of introduction of new technologies of harvesting castor beans by the method of the cliff boxes on the vine.**

УДК 631.362.32/34

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ УГЛА НАКЛОНА СЕПАРИРУЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ОЧЕСАННОГО ВОРОХА ЗЕРНОВЫХ

Рубцов Н. А., к.т.н.

*Мелитопольский государственный педагогический университет  
им. Б. Хмельницкого*

тел. (098) 31-66-501

Леженкин И. А., инженер

*Таврический государственный агротехнологический университет*

тел. (097) 407-87-35, e-mail: lan2810@mail.ru

**Аннотация** – в статье рассматривается на основании положений математического анализа обоснование угла наклона к горизонту сепарирующего рабочего органа для выделения крупных соломистых примесей из очесанного вороха зерновых культур.

**Ключевые слова** – очесанный ворох, сепарирующий рабочий орган, колебания, угол наклона, математический анализ, движение, соломина.

*Постановка проблемы.* Как известно, уборка зерновых может осуществляться методом скашивания растений либо методом их очесывания на корню. В настоящее время метод скашивания растений в валки с последующим подбором и домолотом или прямого комбайнирования является доминирующим. Однако несмотря на это факт очесывание растений на корню имеет ряд преимуществ, перед традиционной уборкой. Особенно стационарный вариант, который заключается в очесывании растений на корню уборочной машиной и последующей доработкой очесанного вороха на стационаре. Начальной операцией доработки очесанного вороха является его сепарация [1]. В этой связи возникает проблема разработки и обоснования параметров сепарирующего рабочего органа.

*Анализ публикаций.* Аблогин Н. Н. предложил и обосновал устройство для сепарации очесанного вороха риса [2]. Однако очесанный ворох риса по своему фракционному составу существенным образом отличается от очесанного вороха зерновых колосовых культур. Согласно исследований [2] очесанный ворох риса содержит 80...90% свободного зерна, в то же время, исходя из результатов исследований

[3-6], в очесанном ворохе зерновых культур в среднем содержится 53,77% свободного зерна, соломы и крупных примесей 33,2%, половы 8,86% и оборванных колосков 4,13%. Поэтому рабочий орган предложенный для сепарации очесанного вороха риса не совсем целесообразно использовать для очистки очесанного вороха зерновых. Наиболее приемлемым для условий сепарации очесанного вороха зерновых культур является очиститель очесанного вороха [7]. Однако его конструктивные параметры и режимы работы не обоснованы.

*Формулировка целей статьи.* Теоретически обосновать угол наклона к горизонту сепарирующего рабочего органа.

*Основная часть.* Анализ уравнений движения соломины по наклонной колеблющейся поверхности дает возможность обосновать угол наклона решета к горизонту.

Критерием позволяющим сделать выбор рационального значения угла наклона является полное перемещение соломины за один оборот эксцентрикового вала. За один оборот эксцентрикового вала соломина вначале перемещается вниз, а затем перемещается вверх. В процессе обоснования угла наклона сепарирующего рабочего органа рассмотрим движение соломины вниз и ее движение вверх. Результирующее перемещение за один оборот эксцентрикового вала равно разнице перемещения соломины вниз и ее перемещение вверх. Максимум полного перемещения будет при условии наибольшего перемещения соломины при ее движении вниз и наименьшего перемещения при ее движении вверх. Для обоснования угла наклона решета к горизонту определим наибольшее значение перемещения при движении соломины вниз, используя методы математического анализа [8, 9], а затем определим наименьшее перемещение соломины при ее движении вверх, используя те же методы.

Рассмотрим вначале движение соломины вниз.

Это движение описывается уравнением

$$\rho_{\text{вн}} = -r \cos(\alpha + \beta) \cdot \cos(\omega t) + \frac{gt^2}{2} \sin \alpha - gf \frac{t^2}{2} \cos \alpha - fr \sin(\alpha + \beta) \cdot \cos(\omega t) + r \cos(\alpha + \beta) + fr \sin(\alpha + \beta). \quad (1)$$

где  $\alpha$  – угол наклона решета;

$\beta$  – угол направления колебаний;

$\omega$  – частота колебаний;

$f$  – динамический коэффициент трения;

$r$  – амплитуда колебаний.

Учитывая тот факт, что мы рассматриваем перемещение соломины при условии поворота эксцентрикового вала на угол равный  $\pi$  радиан, в этом случае уравнение несколько упростится и примет вид

$$\rho_{\text{вн}} = 2r[\cos(\alpha + \beta) + f \cdot \sin(\alpha + \beta)] + \frac{gt^2}{2} (\sin \alpha - f \cos \alpha). \quad (2)$$

Если в уравнение (1) подставить формулы сложения углов [10]

$$\begin{aligned} \sin(\alpha + \beta) &= \sin \alpha \cdot \cos \beta + \cos \alpha \cdot \sin \beta \\ \cos(\alpha + \beta) &= \cos \alpha \cdot \cos \beta - \sin \alpha \cdot \sin \beta, \end{aligned} \quad (3)$$

то выражение (2) можно записать в виде

$$\begin{aligned} \rho_{\text{BH}} &= 2rcos\alpha \cdot \cos\beta - 2rsin\alpha \cdot \sin\beta + 2rfsin\alpha \cdot \cos\beta + \\ &+ 2rfcos\alpha \cdot \sin\beta + \frac{gt^2}{2}sin\alpha - \frac{gt^2}{2}f\cos\alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

Продифференцируем выражение (4) по углу  $\alpha$ , учитывая, что параметры  $r$ ,  $\beta$  и  $t$ , которые входят в уравнение (4) являются постоянными

$$\begin{aligned} \frac{d\rho_{\text{BH}}}{d\alpha} &= -2rcos\beta \cdot sin\alpha - 2rsin\beta \cdot cos\alpha + 2rfcos\beta \cdot cos\alpha - \\ &- 2rfsin\beta \cdot sin\alpha + \frac{gt^2}{2}cos\alpha + \frac{gt^2}{2}fsin\alpha. \end{aligned} \quad (5)$$

Продифференцируем выражение (5) по углу  $\alpha$ , т. е. найдем  $\frac{d^2\rho_{\text{BH}}}{d\alpha^2}$

$$\begin{aligned} \frac{d^2\rho_{\text{BH}}}{d\alpha^2} &= -2rcos\beta \cdot cos\alpha + 2rsin\beta \cdot sin\alpha - 2rfcos\beta \cdot sin\alpha - 2rsin\beta \cdot cos\alpha - \\ &- \frac{gt^2}{2}sin\alpha + \frac{gt^2}{2}f\cos\alpha = -\left(2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f\right)cos\alpha + \\ &+ \left(2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}sin\alpha\right) = \\ &= -cos\alpha \left[ \left(2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f\right) - \left(2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}\right) \cdot tg\alpha \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Приравняем к нулю выражение (5), т.е.  $\frac{d\rho}{d\alpha} = 0$

$$\begin{aligned} -\left(2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f\right)sin\alpha - \left(2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}\right) \times \\ \times cos\alpha = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Преобразуем уравнение (7) следующим образом. Перенесем слагаемое  $\left(2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}\right) \cdot cos\alpha$  в правую часть

$$\begin{aligned} -\left(2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}\right)sin\alpha = \left(2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}\right) \times \\ \times cos\alpha = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Разделим левую и правую часть выражения (8) на  $\left(2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f\right) \cdot cos\alpha$ .

В результате получим

$$tg \alpha = -\frac{2rsin\beta - 2rfcos\beta - \frac{gt^2}{2}}{2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f}$$

ИЛИ

$$tg \alpha = \frac{2rfcos\beta - 2rsin\beta + \frac{gt^2}{2}}{2rcos\beta + 2rfsin\beta - \frac{gt^2}{2}f}. \quad (9)$$

Подставим выражение (9) в уравнение (6)

$$\frac{d^2 \rho_{\text{ВН}}}{dt^2} = -\cos\alpha \left[ \left( 2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f \right) + \frac{\left( 2r\sin\beta - 2rf\cos\beta - \frac{gt^2}{2} \right)^2}{2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f} \right]. \quad (10)$$

Как известно из курса математического анализа [9] наибольшее значение функции будет в том случае, если вторая производная отрицательная, т. е.  $\frac{d^2 \rho}{d\alpha^2} < 0$ . Проанализируем выражение (10), учитывая, при этом, что  $0 < \alpha < \frac{\pi}{2}$ ,  $0 < \beta < \frac{\pi}{2}$ ,  $t > 0$ . После подстановки значений  $r$ ,  $\beta$  и  $t$  (причем берем численные значения для  $t$  равным  $t_1 = 0,0697$  с,  $t_2 = 0,0628$  с и  $t_3 = 0,0571$  с, что соответствует частоте вращения эксцентрикового вала  $\omega_1 = 45$  с<sup>-1</sup>,  $\omega_2 = 50$  с<sup>-1</sup> и  $\omega_3 = 55$  с<sup>-1</sup> во второй сомножитель выражения (10), получаем, что он положительный для всех трех частот выражения эксцентрикового вала, т. е.

$$\left[ \left( 2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f \right) + \frac{\left( 2r\sin\beta - 2rf\cos\beta - \frac{gt^2}{2} \right)^2}{2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f} \right] > 0.$$

Учитывая, что первый сомножитель выражения (10) отрицательный, то в целом выражение (10) меньше нуля т. е.

$$-\cos\alpha \left[ \left( 2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f \right) + \frac{\left( 2r\sin\beta - 2rf\cos\beta - \frac{gt^2}{2} \right)^2}{2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f} \right] < 0.$$

Следовательно, мы имеем наибольшее значение угла  $\alpha$ , которое определяется из зависимости

$$\alpha_{\text{наиб}} = \arctg \frac{2rf - 2r\sin\beta + \frac{gt^2}{2}}{2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f}. \quad (11)$$

После подстановки в выражение (11) значений  $r$ ,  $f$ ,  $\beta$  и  $t$  получаем, что  $\alpha_{\text{наиб}} = 0,1221$  рад.

Геометрической интерпретацией результатов полученных аналитически является график зависимости перемещения соломины за один оборот эксцентрикового вала от угла наклона рабочего органа (рис. 1).

Для облегчения построения упростим выражение (2) и получим

$$\rho_{\text{ВН}} = D\cos\alpha + E\sin\alpha, \quad (12)$$

где

$$D = \left( 2r\cos\beta + 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2} f \right), \quad (13)$$

$$E = \left( 2rf\cos\beta - 2r\sin\beta + \frac{gt^2}{2} \right). \quad (14)$$

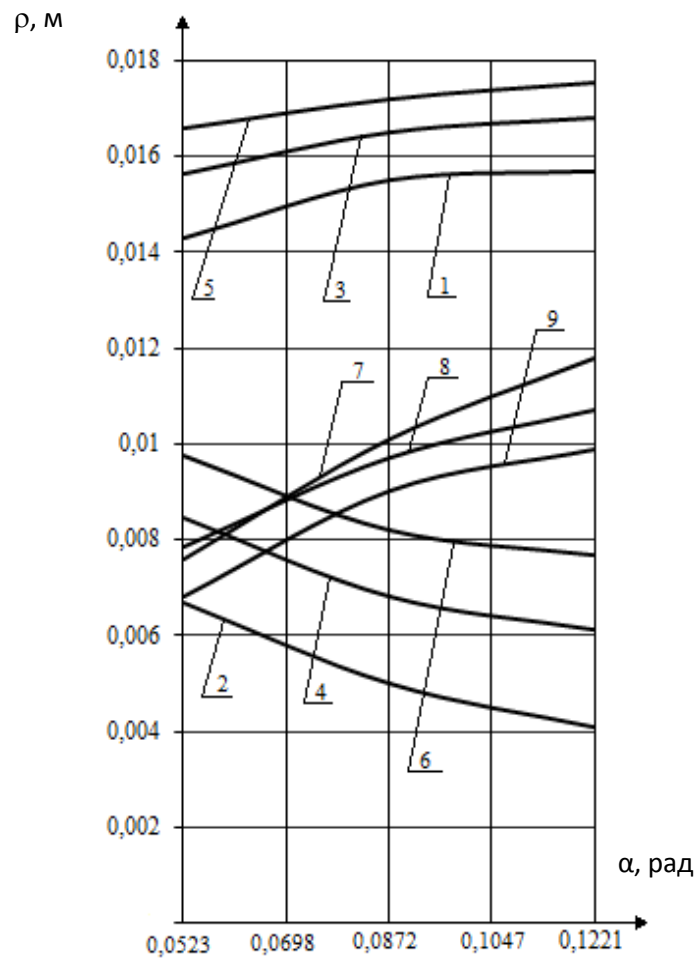


Рис. 1. Зависимости перемещения соломины за один оборот эксцентрикового вала при разных частотах его вращения, от угла наклона рабочего органа 1, 2 и 7 – графики зависимостей  $\rho_{вн} = f(\alpha)$ ,  $\rho_{вв} = f(\alpha)$  и  $\rho = f(\alpha)$ , при  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$  3, 4 и 8 – графики зависимостей  $\rho_{вн} = f(\alpha)$ ,  $\rho_{вв} = f(\alpha)$  и  $\rho = f(\alpha)$ , при  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  5, 6 и 9 – графики зависимостей  $\rho_{вн} = f(\alpha)$ ,  $\rho_{вв} = f(\alpha)$  и  $\rho = f(\alpha)$ , при  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$

Движение соломины вниз показано кривыми 1, 3 и 5, каждая из кривых отражает движение соломины вниз при различных частотах, так кривая 1 описывает движение соломины вниз, при частоте вращения эксцентрикового вала равной  $45 \text{ с}^{-1}$ , кривая 3 при частоте  $50 \text{ с}^{-1}$ , и соответственно кривая 5 при частоте  $55 \text{ с}^{-1}$ . Как видно из графика эти кривые монотонно возрастающие от своего наименьшего значения значение перемещения соломины наблюдается при угле наклона сепарирующего рабочего органа равному  $0,0523$  рад и их значение возрастает до значения  $0,1221$  рад. Т. е. мы видим совпадение расчетного значения наибольшего угла наклона рабочего органа и значения полу-



ченного графическим путем, т. е. путем построения графика зависимости  $\rho_{\text{ВН}} = f(\alpha)$ , при этом наибольшее значение перемещения наблюдается при частоте вращения эксцентрикового вала  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$   $\rho_{\text{ВН}} = 0,01776$  м. С уменьшением частоты вращения эксцентрикового вала наблюдается уменьшение перемещения соломины при ее движении вниз. Так при частоте вращения  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  перемещение соломины составляет  $\rho_{\text{ВН}} = 0,01705$  м и наконец при  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$   $\rho_{\text{ВН}} = 0,0161$  м.

Рассмотрим теперь движение соломины вверх. Это движение описывается уравнением

$$\rho_{\text{ВВ}} = 2rcos\alpha \cdot cos\beta - 2rsin\alpha \cdot sin\beta - 2rfsin\alpha \cdot cos\beta - 2rfcos\alpha \cdot sin\beta - \frac{gt^2}{2} sin\alpha - \frac{gt^2}{2} fcos\alpha. \quad (15)$$

Для исследования движения соломины вверх используем аналогичную методику. Возьмем первую производную от выражения (15) по углу наклона рабочего органа, т. е.  $\frac{d\rho_{\text{ВВ}}}{d\alpha}$

$$\frac{d\rho_{\text{ВВ}}}{d\alpha} = -2rcos\beta \cdot sin\alpha - 2rsin\beta \cdot cosa - 2rfcos\beta \cdot cosa + 2rfsin\beta \cdot sin\alpha - \frac{gt^2}{2} cosa + \frac{gt^2}{2} fsin\alpha. \quad (16)$$

Приравняем полученное выражение нулю, т. е.  $\frac{d\rho}{d\alpha} = 0$

$$\left(-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f\right) sin\alpha - \left(2rsin\beta + 2rfcos\beta + \frac{gt^2}{2}\right) cosa = 0. \quad (17)$$

Выполняя преобразования уравнения (17) аналогичные проведенным ранее находим  $tga$

$$tg \alpha = \frac{2rsin\beta + 2rfcos\beta + \frac{gt^2}{2}}{-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f}. \quad (18)$$

Находим вторую производную функции  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$ , т. е.  $\frac{d^2\rho_{\text{ВВ}}}{d\alpha^2}$

$$\begin{aligned} \frac{d^2\rho_{\text{ВВ}}}{d\alpha^2} &= -2rcos\beta \cdot cosa + 2rsin\beta \cdot sin\alpha + 2rfcos\beta \cdot sin\alpha + \\ &+ 2rsin\beta \cdot cosa + \frac{gt^2}{2} sin\alpha + \frac{gt^2}{2} f \cdot cosa = \\ &= \left(-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f\right) cosa + \left(2rsin\beta + 2rfcos\beta + \frac{gt^2}{2}\right) sin\alpha = \\ &= cosa \left[ \left(-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f\right) + \left(2rsin\beta + 2rfcos\beta + \frac{gt^2}{2}\right) \cdot tga \right]. \end{aligned} \quad (19)$$

В уравнение (19) подставим значение  $tga$  т. е. выражение (18)

$$\frac{d^2\rho_{\text{ВВ}}}{d\alpha^2} = cosa \left[ \left(-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f\right) + \frac{\left(2rsin\beta + 2rfcos\beta + \frac{gt^2}{2}\right)^2}{-2rcos\beta + 2rfsin\beta + \frac{gt^2}{2} f} \right]. \quad (20)$$

В зависимости от знака выражения (20) функция  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  будет иметь наибольшее или наименьшее значение. Если  $\frac{d^2\rho}{d\alpha^2} < 0$ , то функция  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  имеет наибольшее значение, а если  $\frac{d^2\rho}{d\alpha^2} > 0$ , то эта функция будет иметь наименьшее значение. Как мы видим выражение (20) представляет собой произведение первый множитель равен  $\cos\alpha$  будет положительным, т. к.  $0 < \alpha < \frac{\pi}{2}$ , а второй множитель необходимо определить, для чего подставим значение  $\beta$ ,  $r$  и  $t$  (для всех трех частот вращения эксцентрикового вала). В результате получается, что

$$\left[ \left( -2r\cos\beta + 2rf\sin\beta + \frac{gt^2}{2}f \right) \cos\alpha + \frac{\left( 2r\sin\beta + 2rf\cos\beta + \frac{gt^2}{2} \right)^2}{-2r\cos\beta + 2rf\sin\beta + \frac{gt^2}{2}f} \right] > 0. \quad (21)$$

Угол  $\alpha$  соответствующий наименьшему значению функции  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  найдем из соотношения

$$\alpha = \arctg \frac{2r\sin\beta + 2rf\cos\beta + \frac{gt^2}{2}}{-2r\cos\beta + 2rf\sin\beta + \frac{gt^2}{2}f}. \quad (22)$$

С целью графической интерпретации полученных результатов построим графики зависимости  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  для всех исследуемых частот вращения эксцентрикового вала ( $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$ ) (рис. 1).

Для упрощения графика  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  введем обозначения

$$\begin{aligned} L &= 2r\cos\beta - 2rf\sin\beta - \frac{gt^2}{2}f, \\ N &= 2r\sin\beta + 2rf\cos\beta - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned} \quad (23)$$

Если ввести эти обозначения, то выражение

$$\begin{aligned} \rho_{\text{ВВ}} &= 2r\cos\alpha \cdot \cos\beta - 2r\sin\alpha \cdot \sin\beta - 2rf\sin\alpha \cdot \cos\beta - \\ &\quad - 2rf\cos\alpha \cdot \sin\beta - \frac{gt^2}{2}\sin\alpha - \frac{gt^2}{2}f\cos\alpha, \end{aligned}$$

существенно упроститься и примет вид

$$\rho_{\text{ВВ}} = \cos\alpha \cdot L - N \cdot \sin\alpha. \quad (24)$$

Используя выражения (23) и (24) построены графики зависимости  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  рис. 1 (кривые 2, 4, 6), при  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$ .

Приведенные на рис. 1 графики показывают, что наибольшее значение функции  $\rho_{\text{ВВ}}$  наблюдается при угле наклона сепарирующего рабочего органа  $0,0523 \text{ рад}$ , в этом случае  $\rho_{\text{ВВ}} = 0,0067 \text{ м}$ , при частоте вращения эксцентрикового вала  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$  (кривая 2), при увеличении частоты вращения эксцентрикового вала до  $50 \text{ с}^{-1}$  (кривая 4) наибольшее значение перемещения соломины равно соответственно

$\rho_{\text{ВВ}} = 0,00845$  м и эта же тенденция наблюдается при частоте вращения эксцентрикового вала равной  $55 \text{ с}^{-1}$  в этом случае перемещение соломины равно  $\rho_{\text{ВВ}} = 0,00975$  м (кривая 6). С увеличением угла наклона рабочего органа уменьшается перемещение соломины, и при угле наклона равным  $0,1221$  рад она достигает наименьшего значения на всех исследуемых частотах вращения эксцентрикового вала.

Идентичный результат получен расчетным путем по формуле (22). Таким образом, угол наклона сепарирующего рабочего органа  $\alpha = 0,1221$  рад, является условием наибольшего значения функции  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  и одновременно наименьшего значения функции  $\rho_{\text{ВВ}} = f(\alpha)$  и это дает возможность максимальному полному перемещению соломины за один оборот эксцентрикового вала, при прочих равных условиях, т. е. при одинаковых значениях угла направления колебаний и амплитуды колебаний  $r$ .

Рассмотрим полное перемещение соломины за один оборот эксцентрикового вала. Оно определяется из формулы

$$\rho = \rho_{\text{ВН}} - \rho_{\text{ВВ}}.$$

Если подставить в эту формулу значение  $\rho_{\text{ВН}}$  и  $\rho_{\text{ВВ}}$ , то получим

$$\begin{aligned} \rho = & 2rc\cos\alpha \cdot \cos\beta - 2rs\sin\alpha \cdot \sin\beta + 2rfs\sin\alpha \cdot \cos\beta + 2rfc\cos\alpha \cdot \sin\beta + \\ & + \frac{gt^2}{2} \sin\alpha - \frac{gt^2}{2} f\cos\alpha - 2rc\cos\alpha \cdot \cos\beta + 2rs\sin\alpha \cdot \sin\beta + 2rfs\sin\alpha \cdot \cos\beta + \\ & + 2rfc\cos\alpha \cdot \sin\beta + \frac{gt^2}{2} \sin\alpha + \frac{gt^2}{2} f\cos\alpha = 4rfs\sin\alpha \cdot \cos\beta + \\ & + 4rfc\cos\alpha \cdot \sin\beta + gt^2 \sin\alpha. \end{aligned}$$

Таким образом, полное перемещение соломины за один оборот эксцентрикового вала определяется формулой

$$\rho = 4rfs\sin\alpha \cdot \cos\beta + 4rfc\cos\alpha \cdot \sin\beta + gt^2 \sin\alpha. \quad (25)$$

Используя методику, приведенную в [8], проанализируем функцию (25). Для этого вначале возьмем первую производную от полного перемещения соломины  $\rho$  по углу наклона сепарирующего рабочего органа  $\alpha$ , т. е.  $\frac{d\rho}{d\alpha}$

$$\frac{d\rho}{d\alpha} = 4rfc\cos(\alpha + \beta) + gt^2 \cos\alpha. \quad (26)$$

Приравняем выражение (26) к нулю, т. е.  $\frac{d\rho}{d\alpha} = 0$

$$4rfc\cos(\alpha + \beta) + gt^2 \cos\alpha = 0. \quad (27)$$

Используя формулы сложения углов [10] запишем выражение (26) в виде

$$4rfc\cos\alpha \cdot \cos\beta - 4rfs\sin\beta \cdot \sin\alpha + gt^2 \cos\alpha = 0. \quad (28)$$

Учитывая, что  $\cos\alpha \neq 0$  разделим левую и правую части уравнения (28) на  $\cos\alpha$ , в результате получим

$$4rfc\cos\beta - 4rfs\sin\beta \cdot tg\alpha + gt^2 = 0, \quad (29)$$

$$-4rfs\sin\beta \cdot tg\alpha = -4rfc\cos\beta - gt^2. \quad (30)$$

Умножим левую и правую части выражения (30) на -1

$$4rfsin\beta \cdot tg\alpha = 4rfcos\beta + gt^2. \quad (31)$$

Из формулы (31) находим  $tg\alpha$

$$tg\alpha = \frac{4rfcos\beta + gt^2}{4rfsin\beta}. \quad (32)$$

Исходя из выражения (32) определяем формулу для расчета угла  $\alpha$

$$\alpha = arctg \frac{4rfcos\beta + gt^2}{4rfsin\beta}. \quad (33)$$

Покажем, что при этом значении угла  $\alpha$  функция будет иметь наибольшее значение

$$\begin{aligned} \frac{d^2\rho}{d\alpha^2} &= -4rfsin(\alpha + \beta) - gt^2cosa = -(4rfsina \cdot cos\beta + 4rfcosa \cdot sin\beta + \\ &+ gt^2cosa) = -cosa(4rfcos\beta \cdot tg\alpha + 4rfsin\beta + gt^2) = \\ &= -cosa \left( 4rcos\beta \cdot \frac{4rfcos\beta + gt^2}{4rfsin\beta} + 4rfsin\beta + gt^2 \right). \end{aligned} \quad (34)$$

При  $\alpha \in [0; 90^\circ]$ ,  $\beta \in [0; 90^\circ]$ ,  $0 < f < 1$ ,  $t > 0$   $\frac{d^2\rho}{d\alpha^2} < 0$ .

Используя функцию (25) построим графики полного перемещения соломины за один оборот эксцентрикового вала при разных частотах его вращения (рис. 1). Кривая 7 показывает изменение полного перемещения соломины при частоте вращения эксцентрикового вала  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$ , на кривой 8 приведен график полного перемещения соломины при  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  и наконец кривая 9 характеризует изменение перемещения соломины от угла  $\alpha$  при  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$ . Как видно из рис. 1 кривые 7, 8, 9, возрастают с увеличением угла наклона рабочего сепарирующего органа. Так при  $\alpha = 0,0523 \text{ рад}$   $\rho = 0,0076 \text{ м}$  при  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$  с увеличением угла наклона до  $0,1221 \text{ рад}$  полное перемещение соломины достигает  $0,0118 \text{ м}$ , аналогичный характер протекания графиков (кривые 8 и 9) наблюдается и на других частотах вращения эксцентрикового вала. При частоте вращения эксцентрикового вала  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  наименьшее значение перемещения наблюдается при  $\alpha = 0,0523 \text{ рад}$  и с увеличением угла  $\alpha$  оно растет до  $0,0107 \text{ м}$ , такая же картина наблюдается и при  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$  перемещение соломины растет с увеличением  $\alpha$  от  $\rho = 0,00682 \text{ м}$  до  $0,00987$ .

#### Выводы

1. Для всех трех частот вращения эксцентрикового вала ( $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$ ,  $\omega_2 = 50 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$ ) наибольшее полное перемещение соломины наблюдается при одном и том же угле наклона решета  $\alpha = 0,1221 \text{ рад}$ .

2. При увеличении частоты вращения эксцентрикового вала наибольшее значение перемещения соломины уменьшается, от  $\rho = 0,0118 \text{ м}$  при  $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$  до  $\rho = 0,00987 \text{ м}$  при  $\omega_3 = 55 \text{ с}^{-1}$ .

3. С учетом вышеизложенного рекомендуется принять угол на-

клона решета  $\alpha = 0,1221$  рад.

*Литература*

1. *Леженкін І. О.* Доробка обчисаного вороху зернових на фураж / *І. О. Леженкін* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України; УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16(30) кн. 1; Сільськогосподарська техніка – XXI: конструювання, випробування, прогнозування. – С. 437-441.
2. *Аблогин Н. Н.* Обоснование технологической схемы и параметров устройства для сепарации очесанного вороха риса: дис... канд. техн. наук / *Н. Н. Аблогин*. – Мелітополь, 1997. – 215 с.
3. *Леженкин И. А.* Анализ содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т. 5 – С. 149-154.
4. *Леженкин И. А.* Математическая модель содержания соломы в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 3. – С. 57-62.
5. *Леженкин И. А.* Статистическая модель содержания половы в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Харків, 2013. – Вип. 132. Технічні системи і технології тваринництва. – С. 355-360.
6. *Леженкин И. А.* Статистический анализ содержания свободного зерна в очесанном ворохе озимой пшеницы / *И. А. Леженкин* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 2 – С. 183-189.
7. Патент кор. мод. 20841. Україна. МПК В 07 В 1/22 (2006.01) Очисник обчисаного вороху / *І. О. Леженкін*. – UA 93 931 U; под. 14.04.2014; надр. 27.10.2014, Бюл. №20.
8. *Никольский С. М.* Курс математического анализа. Т. 1 / *С. М. Никольский*. – М.: Наука, 1975. – 679 с.
9. *Кудрявцев Л. Д.* Математический анализ. Т. 1 / *Л. Д. Кудрявцев*. – М.: Высшая школа, 1980. – 788 с.
10. Пособие по математике для поступающих в вузы: Учеб. пособие / *А. Д. Кутасов, Т. С. Пигалкина, В. И. Чехлов, Т. Х. Яковлева*. Под ред. Г. Н. Яковлевой. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука, 1988. – 720 с.

**ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КУТА НАХИЛУ  
СЕПАРУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ДЛЯ ОБРОБКИ  
ОБЧІСАНОГО ВОРОХУ ЗЕРНОВИХ**

М. О. Рубцов, І. О. Леженкін

*Анотація* – у статті розглядається на підставі положень математичного аналізу обґрунтування куту нахилу до горизонту сепаруючого робочого органу для відокремлення крупних соломистих домішок з обчисаного вороху зернових.

**THEORETICAL JUSTIFICATION ANGLE SEPARATING  
THE WORKING BODY FOR PROCESSING OCHESANNOGO  
PILE OF GRAIN**

M. Rubcov, I. Lezhenkin

*Summary*

The article can be seen on the basis of the provisions of the mathematical analysis study angle to the horizontal separation of the working body to highlight the major solomistyh ochesannogo impurities from the heap of grain crops.

УДК 681.3

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СИСТЕМ ОБРОБКИ ҐРУНТУ

Піскарьов О. М., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

Тел. (057) 712-35-37

**Анотація** – робота присвячена практичній реалізації дослідження параметрів робочих органів систем обробки ґрунту, що дозволяє вдосконалювати конструкцію робочого органу.

**Ключові слова** – мікропроцесорна система, тензометричні вимірювання, термокомпенсація, математична обробка даних.

*Постановка проблеми.* Культивуація залишається в Україні, так само як і в Європі в цілому, переважним етапом підготовки ґрунту. Але вона є самою енергоємною операцією в рослинництві, на її здійснення приходиться близько 40% енерговитрат. У зв'язку з цим об'єктивною необхідністю є принципове вдосконалення технології підготовки ґрунту та створення високоефективних технічних засобів її здійснення. Основними шляхами досягнення цих цілей є розробка методик вимірювання параметрів робочих органів систем обробки ґрунту з застосуванням сучасної вимірювальної та обчислювальної техніки.

*Аналіз останніх досліджень.* До недавнього часу контроль параметрів робочих органів систем обробки ґрунту здійснювалося за застарілими методиками. Наприклад, вимірювання зусилля на лапі плуга здійснювалося візуально за допомогою динамометру, або за допомогою відеофіксації. Це не давало змоги розглянути амплітудно-частотні характеристики системи «плуг-ґрунт» та здійснювати оптимізацію параметрів робочих органів.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Розробка та практична реалізація контролю параметрів робочих органів систем обробки ґрунту з використанням сучасної елементної бази та програмного забезпечення.

*Основні матеріали дослідження.* Одним з важливих параметрів робочого органу плуга є деформація та, як слідство, величина тиску або зусиль. При цьому дослідження потрібно проводити у реальному масштабі часу з подальшою математичною обробкою для отримання

амплітудних та частотних залежностей, а також проведення спектрального аналізу отриманих даних.

Після аналізу можливих методів вимірювання було прийнято рішення використовувати у якості датчиків деформації – тензодатчики, які розташовуються на поверхні робочого органу. Загальна структурна схема вимірювальної системи складається з датчиків, які з'єднано у мостову схему, промислового підсилювача сигналів тензодатчиків, блоку автономного живлення, аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та персонального комп'ютера. Робота системи починається з подачі живлення до датчиків та підсилювача, далі завантажуються програмне забезпечення, яке керує роботою АЦП та виконує інші керуючі операції з обробки та запису сигналу від датчиків. Особливістю системи є промисловий підсилювач сигналів тензодатчиків, виконаний у захищеному корпусі, а також адаптований під низькочастотний спектр сигналів АЦП.

Для проведення експериментальних лабораторних досліджень вимірювальна культиваторна лапа була навантажена через вимірювальний прилад. У процесі досліджень задавалися зусилля на лапі та вимірювалась вихідна напруга для отримання відповідності між напругою на виході вимірювального каналу та зусиллям, що прикладається до неї. Лабораторні дослідження показали, що розроблена система працездатна та готова до польових випробувань, а отримана тарувальна функція дозволяє конвертувати значення результатів польових випробувань у необхідну величину.

Виробничі (польові) випробування проводилися у навчальному господарстві ХНТУСГ (Харківська обл.). Для проведення випробувань вимірювальна лапа була встановлена на культиватор, а сама вимірювальна система була розміщена в кабіні трактора (рис. 1).



Рис. 1. Проведення польових досліджень

У ході проведення експериментів було проведено 26 вимірів при різних параметрах, таких як глибина оранки, швидкість руху, тип ґрунту та ін. У результаті отримані файли даних залежності вихідної напруги на АЦП від зусилля на робочому органі плуга. Подальша мате-



матична обробка результатів досліджень дозволила отримати данні щодо амплітудного характеру зусилля.

*Висновки.* Таким чином на основі запропонованого методу контролю параметрів робочого органу плугу можна отримати повну інформацію для амплітудно-частотного та спектрального аналізу. Ці данні дозволяють визначити оптимальні параметри застосування плугу: швидкість руху, товщина ріжучого інструменту та ін.

#### *Література*

1. Піскар'ов О. М. Моделі, методи та засоби діагностики технологічних процесів обробки ґрунту / І. О. Фурман, О. М. Піскар'ов // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. – Харків: ХНТУСГ, 2012. – Вип. 130. – С. 45-46.

2. Піскар'ов О. М. Особливості створення мікроконтролерної системи визначення параметрів робочих органів сільськогосподарських машин / І. О. Фурман, О. М. Піскар'ов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 14, т. 2. – С. 74-77.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

А.Н. Пискарев

***Аннотация*** – работа посвящена практической реализации исследования параметров рабочих органов систем обработки почвы, которая позволяет усовершенствовать конструкцию рабочего органа.

## **DETERMINATION OF THE PARAMETERS THE WORKING TILLAGE SYSTEMS**

A. Piskarev

### ***Summary***

**The paper is devoted to the practical implementation of the study parameters of working organs of tillage systems, which allows you to improve the design of the working organ.**

УДК 681.3

## АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ТА ДІАГНОСТИКИ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ ҐРУНТУ

Піскарьов О. М., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

Тел. (057) 712-35-37

**Анотація** – робота присвячена питанням автоматизації процесу діагностування параметрів систем обробки ґрунту з метою підвищення якості контролю та діагностування.

**Ключові слова** – автоматизація, програмно-апаратний модуль, термокомпенсація, математична обробка даних.

*Постановка проблеми.* На даний час автоматизація процесу контролю параметрів знаходиться у початковому стані, при цьому даний рівень не дозволяє досягнути необхідної якості контролю та діагностування. У зв'язку з цим об'єктивною необхідністю є принципове вдосконалення технології контролю параметрів обробки ґрунту з застосуванням сучасних програмно-апаратних засобів.

*Аналіз останніх досліджень.* Діагностування параметрів робочих органів обробки ґрунту здійснювалося методиками, які мають низький рівень автоматизації. Це не дає змогу здійснювати математичну обробку даних програмними комплексами оптимізацію параметрів робочих органів.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Розробка автоматизованої системи контролю та діагностики параметрів робочих органів систем обробки ґрунту.

*Основні матеріали дослідження.* Аналіз можливих методів вимірювання параметрів показав, що найбільш доцільно використовувати у якості датчиків деформації – тензодатчики, які розміщені безпосередньо на поверхні робочого органу. Загальна структурна схема автоматизованої системи (рис. 1) складається з датчиків (Д), які з'єднано у мостову схему, промислового підсилювача сигналів тензодатчиків (П), блоку автономного живлення (БЖ), аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та персонального комп'ютера (ПК).

Одним з елементів комп'ютеризованої системи контролю та діагностування є спеціалізований програмно-апаратний модуль (ПAM) загальний вид якого наведено на рис. 2.

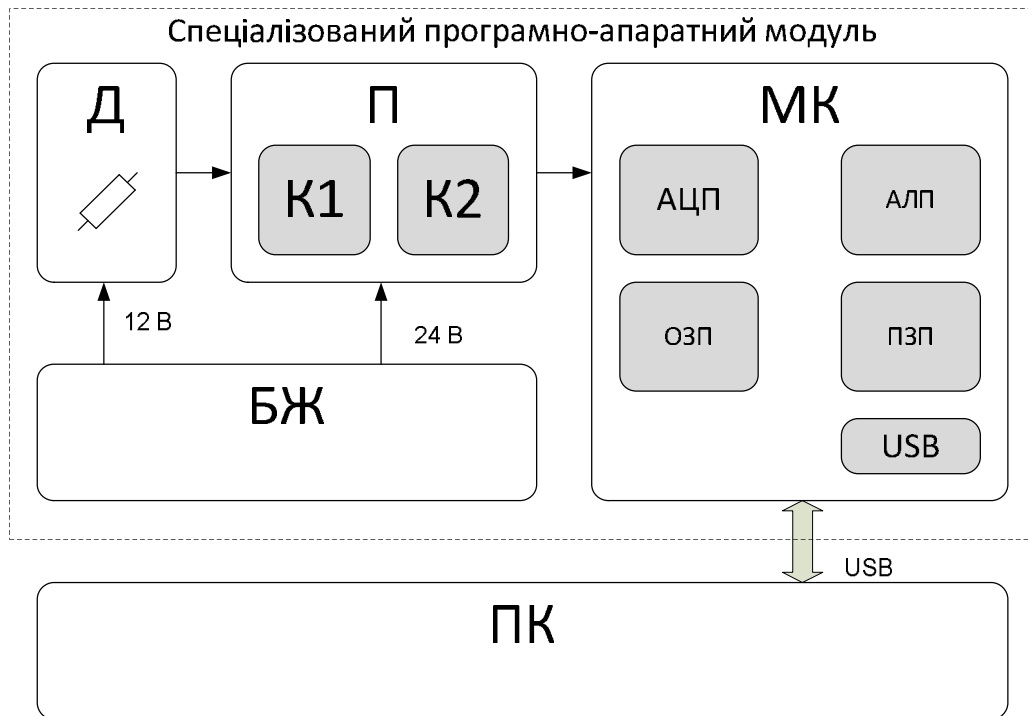


Рис. 1. Архітектура автоматизованої системи контролю та діагностики

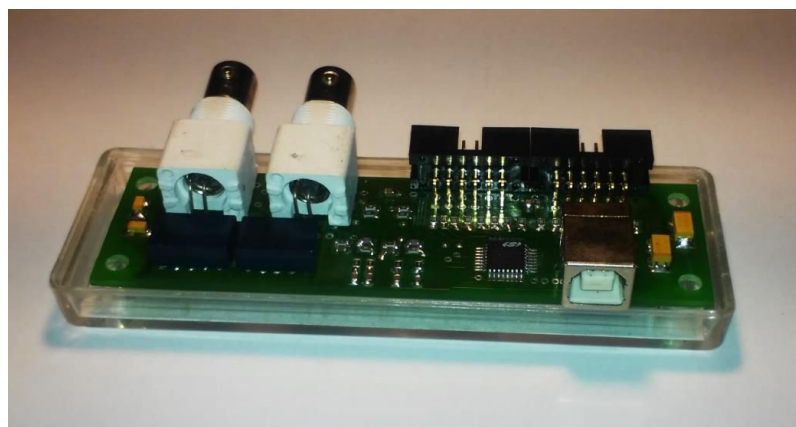


Рис. 2. Спеціалізований програмно-апаратний модуль

Робота ПАМ здійснюється за допомогою оригінального проблемно-орієнтованого програмного забезпечення, створеного на базі спеціалізованого програмного забезпечення фірми Silicon Labs, яке надає комплексну підтримку розробок інструментальними засобами для реалізації кінцевого додатка як на нижньому, так і на верхньому рівнях.

Дані, отримані за допомогою цієї системи дозволяють визначити кореляційну функцію та коефіцієнти  $a$  та  $b$  з використанням спеціалізованого алгоритму який реалізується в програмі Matlab, та передбачає імпорт даних отриманих від ПАМ, створення допоміжних маси-

вів, реалізацію статистичного аналізу за допомогою вбудованих функцій, проведення апроксимації отриманої функції.

*Висновки.* Таким чином, запропонована автоматизована система контролю та діагностування параметрів робочих органів обробки ґрунту дозволить отримати повну інформацію для математичної обробки даних – амплітудно-частотного та спектрального аналізу. Що дозволяють визначити найкращі параметри роботи систем обробки ґрунту.

#### *Література*

1. Піскар'юв О. М. Особливості математичного моделювання технологічного процесу обробки ґрунту / О. М. Піскар'юв // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 101. – С. 106-108.

2. Піскар'юв О. М. Методологія ефективного комп'ютерного моделювання технологічних процесів сільськогосподарського призначення / І. О. Фурман, О. М. Піскар'юв // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 89. – С. 90-92.

## **АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ПАРАМЕТРОВ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

А. Н. Пискарев

***Аннотация*** – работа посвящена вопросам автоматизации процесса диагностики параметров систем обработки почвы с целью повышения качества контроля и диагностики.

## **AUTOMATED CONTROL AND DIAGNOSTICS OF THE PARAMETERS OF SOIL CULTIVATION**

A. Piskarev

#### ***Summary***

**Work is dedicated to the automation of process diagnostics parameters tillage systems in order to improve quality control and diagnostics.**

**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ**

УДК 621.313.333

**ПРИСТРІЙ КОМБІНОВАНОГО ЗАХИСТУ  
АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА  
ВІД АВАРІЙНИХ РЕЖИМІВ**

Попова І.О., к.т.н.,

Нестерчук Д.М., к.т.н.,

Стьопін Ю.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-32-63

**Анотація** – робота присвячена розробці пристрою комбінованого захисту асинхронного електродвигуна від аварійних режимів роботи, який дозволить підвищити його експлуатаційну надійність.

**Ключові слова** – діагностування, сила струму, температура обмотки, аварійний режим.

Ефективність роботи робочих машин сільськогосподарського виробництва значною мірою залежить від надійності електроприводів – асинхронних електродвигунів.

Найбільш вразливою частиною асинхронного двигуна є обмотка статора. До найбільш поширених причин виходу з ладу обмотки статора асинхронного двигуна (до 50 %) відноситься її струмове перевантаження збоку робочої машини, також заклинення ротору і руйнація підшипникового вузла, а внаслідок обриву фази і виникнення неприпустимої асиметрії напруг фаз мережі виходить з ладу до 45% статорних обмоток асинхронних електродвигунів [1].

*Аналіз останніх досліджень.* Існуючі пристрої діагностування режимів роботи асинхронних двигунів здійснюють контроль фазного струму, несиметрії напруг мережі, відхилення напруги на затискачах і температури обмотки або сталі статора і корпусу і відключають двигуни під час виконання технологічного процесу при досягненні граничного значення контрольованого параметру. Перевагу слід віддати пристроям діагностування, які контролюють не один, а декілька параметрів, що дозволяє захистити асинхронний двигун від більшої кількості аварійних режимів [2].

Розробка комбінованого пристрою дозволить не тільки постійно

контролювати і діагностувати фазні струми асинхронних двигунів, температуру їх обмоток, але здійснювати своєчасне відключення їх від електромережі, що попередить вихід двигунів з ладу в результаті аномального режиму. Тому розробка пристрою діагностування та захисту асинхронних електродвигунів в процесі їх експлуатації є доцільним питанням, яке спрямоване на підвищення їх експлуатаційної надійності та ресурсозбереження.

*Формулювання цілей статті.* Розробка комбінованого пристрою захисту асинхронних електродвигунів в процесі їх експлуатації для підвищення їх експлуатаційної надійності та ресурсозбереження.

*Основна частина.* Пристрій призначений для контролю і діагностування експлуатаційних режимів роботи асинхронного двигуна від перевантаження за струмом і температурою. Він повинен забезпечувати виконання наступних умов:

– контроль фазних струмів в обмотках асинхронного електродвигуна;

– контроль температури обмоток асинхронного електродвигуна;

– світлова сигналізація при перевищенні фазних струмів і температури обмоток асинхронного двигуна більш допустимого значення;

– відключення асинхронного електродвигуна при перевищенні фазних струмів і температури обмоток асинхронного двигуна більш допустимого значення;

– звукова сигналізація при перевищенні фазних струмів і температури обмоток асинхронного двигуна більш допустимого значення.

Пристрій має наступні блоки: первинні вимірювальні перетворювачі фазних струмів у напругу ( $\sim/-$ ), згладжуючі фільтри, операційні підсилювачі на основі компаратора, логічний елемент «ИЛИ-НЕ», блок світлової сигналізації при перевищенні фазного струму допустимого значення і температури обмотки, підсилюючий пристрій, блок звукової сигналізації при перевищенні фазного струму і температури обмотки допустимого значення, пристрій контролю часу включення діагностуючого пристрою, гальванічна розв'язка електричних кіл, виконавчий блок, стабілізоване джерело напруги.

В якості первинного вимірювального перетворювача фазного струму у напругу використані датчики Холла ( $\sim/-$ ) – це мікросхеми, кожна з яких вимірює змінний синусоїдний фазний струм і перетворює сигнал на виході мікросхеми у постійну напругу, пропорційну фазному струму. В якості первинних перетворювачів температури застосовані три послідовно з'єднані терморезистори, які розміщені в лобових частинах обмоток статора двигуна [3].

Згладжуючими фільтрами є конденсатори С3, С4, С5 і С6. Для обмеження величини сигналу (напруги), яка подається на компарато-

ри, використані потенціометри R3, R4, R5.

Оптрон U1 виконує гальванічну розв'язку між колами з великими струмами – виконавчого органу і колами з малими струмами – мікросхемами.

Блок світлової сигналізації виконаний на світлодіоді VD9.

Компаратори DA1, DA2, DA3 використані в якості підсилювачів.

Стабілізоване джерело постійної напруги для живлення операційних підсилювачів DA1, DA2, DA3 і створення опорної напруги на них виконано на двох біполярних транзисторах VT1, VT2 і випрямляючих діодних мостах VD1-VD4 і VD5-VD8, на виході яких напруга +15 В і –15 В.

Транзистори VT3- VT5 виконують функцію ключа для подачі сигналу на входи логічного елемента DD1 «ИЛИ-НЕ».

Якщо присутній сигнал хоча б на одному ввіді логічного елемента, наприклад, при несиметрії напруги і нерівномірному збільшенні струмів у обмотках асинхронного електродвигуна, з'являється сигнал на виході логічного елемента DD1.

Для надання звукового сигналу щодо аварійного відключення асинхронного двигуна призначений блок звукової сигналізації HD.

Схема працює наступним чином. Фазні струми проходить через затискачі Ip+ і Ip– мікросхем DA4- DA6 датчиків Холла. З вихідних затискачів OUT мікросхем DA4- DA6 сигнал напруги, пропорційний фазному струму асинхронного двигуна подається на потенціометри R3, R4, R5, де сигнал обмежується і поступає на інвертовані вводи компараторів DA1, DA2, DA3. На інший ввід компараторів подається опорна напруга від стабілізованого джерела живлення +15 В, –15 В, яка задається за допомогою потенціометрів R7, R10 і R13. Величина опорної напруги на компараторах DA1, DA2, DA3 пропорційна граничному значенню фазного струму, при якому настає відключення асинхронного електродвигуна. Якщо напруга на інвертованому ввіді дорівнює опорній напрузі, то на виході компаратора з'являється сигнал, якщо ні, то сигнал на виході відсутній.

Якщо фазні струми не перевищують номінальних значень для асинхронного електродвигуна, то на інвертованому ввіді компараторів сигнал відсутній, і на виході компаратора він теж відсутній, асинхронний двигун працює, тому не включаються ані світлова сигналізація перевищення фазного струму, ані звуковий сигнал аварійного відключення асинхронного електродвигуна.

При збільшенні фазних струмів більш допустимого значення асинхронного двигуна і при досягненні на інвертованому ввіді компараторів або DA1, DA2, DA3 напруги рівній опорній напрузі, що задається стабілізованим джерелом живлення, на виході будь якого

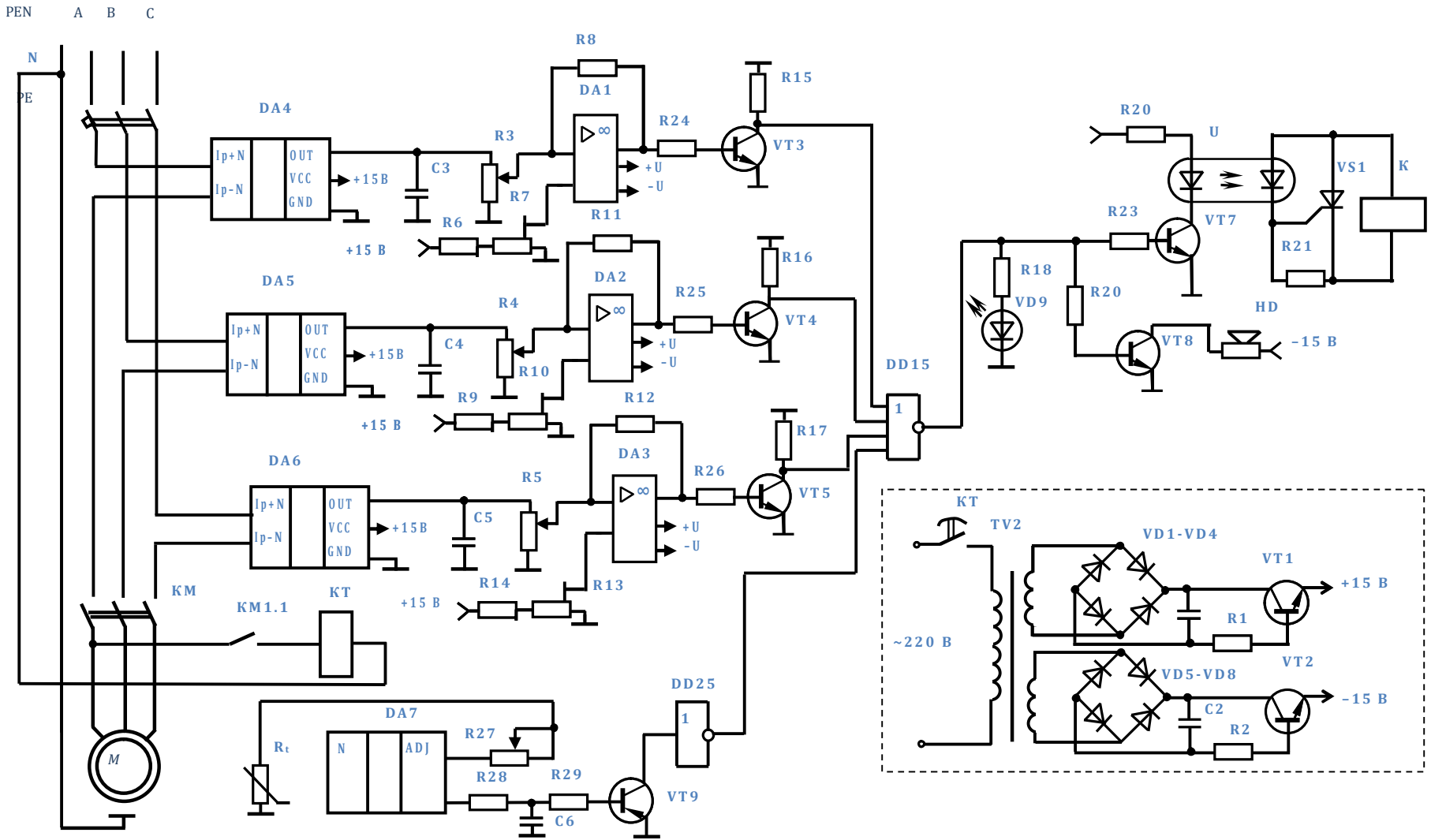


Рис. 1. Принципова схема пристрою комбінованого захисту асинхронного двигуна



компаратора DA1, DA2, DA3 з'являється сигнал. Відкривається один з біполярних транзисторів VT3-VT5, через який напруга подається на логічний елемент DD1, на виході логічного елементу DD1 з'являється сигнал, спрацьовує світлова індикація VD9 про перевантаження за фазним струмом.

На виході логічного елементу з'являється сигнал відгуку, через оптрон U, який є гальванічною розв'язкою слабо струмових кіл мікросхем і сильно струмових кіл тиристора VS1 і реле напруги KV1, на керований електрод тиристора VS1 подається напруга, він відкривається і подається напруга на котушку KV1 реле напруги KV1, розмикаючий контакт якого KV1, розмикається в колі котушки магнітного пускача KM1, силові контакти якого розмикаються і знімають напругу з асинхронного електродвигуна M1.

Граничне значення температури обмотки для класу ізоляції обмоточного проводу асинхронного двигуна задається регульованим резистором R27. При перевищенні температури обмотки асинхронного двигуна гранично заданого значення для класу ізоляції, з'являється сигнал на вході логічного елементу «ИЛИ-НЕ» DD1, на виході логічного елементу DD1 з'являється сигнал, спрацьовує світлова індикація VD9 про перевищення граничного значення температури. На виході логічного елементу з'являється сигнал відгуку, через оптрон U на керований електрод тиристора VS1 подається напруга, він відкривається і подається напруга на котушку KV1 реле напруги KV1, контакт KV1 якого розмикається в колі котушки магнітного пускача KM1 знімається напруга з асинхронного електродвигуна M. Для захисту від хибних спрацювань пристрою під час запуску асинхронного двигуна, передбачена затримка в часі включення стабілізованого джерела живлення за допомогою реле часу КТ. Затримка в часі може регулюватися в залежності від умов запуску асинхронного електродвигуна.

*Висновки.* Пристрій комбінованого захисту асинхронних електродвигунів дозволяє підвищити їх експлуатаційну надійність і збільшити термін їх служби у агропромисловому виробництві.

#### *Література*

1. Некрасов А.И. Система технического сервиса электрооборудования в АПК. / А.И. Некрасов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. – №5. – С. 23-25.

2. Пустахайлов С.К. Информационные методы мониторинга электрических машин / С.К. Пустахайлов, В.Ф. Минаков // Теория, методы и средства измерений, контроля и диагностики: Материалы VI Международной научно-практической конференции. – Новочеркасск: Юр. ГТУ, 2005. – С. 6-8.

3. Закладний О.М. Захист як складник системи функціонального

діагностування асинхронних електродвигунів / *О.М. Закладний, В.В. Прокопенко, О.О. Закладний* // Промелектро. – 2010. – №4. – С. 36-40.

## **УСТРОЙСТВО КОМБИНИРОВАННОЙ ЗАЩИТЫ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ОТ АВАРИЙНЫХ РЕЖИМОВ**

И. А. Попова, Д. Н. Нестерчук, Ю. А. Степин

*Аннотация* – работа посвящена разработке комбинированного устройства защиты асинхронного двигателя от аварийных режимов работы, который позволит повысить его эксплуатационную надежность.

## **DEVICE COMBINATION GUARD ASYNCHRONOUS MOTORS AGAINST EMERGENCY OPERATION**

I. Popova, D. Nesterchuk, Y. Styopin

### *Summary*

Work is devoted to the development of a combined induction motor protection device from emergency operation, which will improve its operational reliability.

УДК 621.34: 62

## СИНТЕЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Лобода О. І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-57-97, e-mail: aleks\_loboda@mail.ru

**Анотація** – розглянуто тенденції в області аналізу якості роботи систем автоматичного керування (САК) і налаштування регуляторів різної структури. Показано можливості налаштування і аналізу САК методами імітаційного моделювання з використанням сучасних алгоритмів оптимізації.

**Ключові слова** – нечітка логіка, нейронна мережа, оптимізація, регулювання, пропорційно – інтегральний регулятор, якість роботи.

*Постановка проблеми.* Можливості сучасної обчислювальної техніки істотно розширюють спектр методів оптимізації та імітаційного моделювання як лінійних, так і нелінійних динамічних систем. Традиційні ПП – і ППД-алгоритми регулювання доповнилися нейроконтроллерами і регуляторами з нечіткою логікою. В цих умовах досить надійне рішення поставленої задачі практично можливо тільки чисельними методами покрокової оптимізації цільової функції, яка залежить від параметрів налаштування.

*Аналіз останніх досліджень.* Розрахунок параметрів регуляторів систем автоматики, що налаштовуються і забезпечують оптимальне значення критерію якості становить основний зміст задачі їх синтезу. Складність такої задачі в першу чергу залежить від алгоритмів функціонування регуляторів і від структури системи [1]. Відомі методи оптимального синтезу САК як правило добре формалізовані і доступні для практичного використання. Однак збільшення числа параметрів, що оптимізуються по мірі ускладнення алгоритму функціонування регулятора і структури САК в значній мірі ускладнює поставлену задачу.

*Формулювання цілей статті.* Проведення обґрунтування використання запропонованого алгоритму та аналіз одноконтурної САК з ПП – і ППД-регуляторами і двоконтурної САК з ПП – регулятором і ди-

ференціатором, а також САК з нейрорегуляторами різної структури.

*Основна частина.* Імітаційне моделювання дозволяє аналізувати якість роботи САК не тільки при впливі одного детермінованого або випадкового збурення, але і при комплексному впливі на всі можливі входи і допускає одночасну і послідовну оцінку якості роботи і настройку на заздалегідь сплановані збурення.

При навчанні нейронних мереж використовують поняття тренувальні шаблони. Найпростішим визначенням тренувального шаблону є опис бажаного значення вектору виходу нейронної мережі для заданого значення вектору її входу. До характеристики шаблону на практиці вноситься опис виду обурення, точку його застосування в САК, вид критерію якості і спосіб його обчислення. Важливим елементом налаштування систем методом імітаційного моделювання є процедура обчислення критерію якості та показника запасу стійкості. Критерій повинен залежати від шуканих налаштованих параметрів регулятора і вибиратися з урахуванням внесеного обурення в конкретному шаблоні. Таким чином, вимоги оптимальності для всіх прогнозованих збурень, завдання оптимізації САК полягає в пошуку таких параметрів регулятора, щоб вони в середньозваженому значенні були оптимальні для всіх шаблонів.

В аналітичних методах при детермінованих збуреннях, як правило, використовують лінійні та квадратичні інтегральні критерії, які порівняно легко обчислюються аналітично по частотним характеристикам системи. Однак, в широкому діапазоні налаштованих параметрів регулятора найбільш представницьким для детермінованих ступінчастих збурень є інтеграл по модулю функції відхилення регульованої величини від заданого значення  $y(P, X, t)$ , де, наприклад, для ПІ-регулятора,  $P\{k_p, k_i = k_p/T_i\}$  – вектор параметрів;  $X\{\lambda, u\}$  – вектор збурень по каналу регулювання  $\lambda(t)$  і по каналу завдання  $u(t)$ . Для детермінованих ступінчастих збурень, внесених окремо по каналу регулюючого органу  $\lambda(t)$  або по каналу завдання  $u(t)$ , а також для одночасно внесених по цих каналах збурень, інтеграл по модулю визначається з виразу

$$I_M(P, X, t) = \int_0^{t_p} |u(t) - y(P, X, t)| dt, \quad (1)$$

де  $t_p$  – час регулювання системи, на якому оцінюється якість роботи.

При розрахунках систем регулювання доводиться вимагати, щоб система була не тільки оптимальною з точки зору показників якості, але і володіла певним запасом стійкості. До числа найбільш відомих показників запасу стійкості відносяться ступінь коливальності  $m$  і показник коливальності  $M$ , що визначає максимальне значення модуля КЧХ замкненої системи відносно керуючого впливу. Показник  $m$  покладений в основу аналітичних методів розрахунку параметрів

регуляторів з розширеним КЧХ [2], а показник  $M$  широко використовується в графоаналітичних методах, в основі яких лежать КЧХ розімкнених систем [1]. При імітаційному моделюванні в задачах пошуку та оптимізації налаштованих параметрів доцільно використовувати непрямі показники запасу стійкості  $m$  і  $M$ , а прямі, які визначаються безпосередньо з перехідній характеристиці. До таких, для затухаючих коливальних перехідних процесів слід віднести ступінь загасання  $\sigma$ , що визначається першою ( $A_1$ ) і третьою ( $A_3$ ) амплітудами коливальних

$$\sigma = 1 - \frac{A_3}{A_1}, \quad (2)$$

а також, ступінь перерегулювання  $\delta$

$$\delta = \frac{A_2}{A_1}. \quad (3)$$

Інтегральний показник якості роботи системи і обмеження на запас стійкості (у разі необхідності) є складовими частинами функціоналу, що оптимізується для тренувального шаблону. Показник запасу стійкості вводиться функціонал у вигляді функції «штрафу»

$$f(P, X, t) = I_M(P, X, t) + \alpha \cdot |\sigma_i - \sigma|, \quad (4)$$

де  $\alpha$  – масштабний коефіцієнт, що враховує «вагу» штрафної функції.

Результати імітаційного моделювання та оптимізації різних систем регулювання показали, що глобальні екстремуми рекомендованої цільової функції (4) (без урахування обмеження на запас стійкості) дають перехідні процеси зі ступенем загасання до 0,9. Для багатомірних САК до складу функціоналу (4) для конкретного тренувального шаблону слід включати показники за всіма регульованими параметрами з урахуванням усіх збуруючих і керуючих впливів. Таким чином вектор налаштованих параметрів регулятора  $P$  буде оптимальним, якщо буде мінімальною сума функціоналів (4) для всіх тренувальних шаблонів

$$F(P) = \sum_{n=1}^N b_n \cdot f_n(P, X_n, t_n) \rightarrow \min, \quad (5)$$

де  $N$  – кількість тренувальних шаблонів;

$b_n$  – коефіцієнт, що нормує вагу  $n$ -го тренувального шаблону (підбирається при налагодженні програми розрахунку).

Процедура пошуку оптимальних налаштованих параметрів в багатоконтурних і багатомірних САК і особливо з нейрорегуляторами вимагає вирішення складних багатопараметричних задач оптимізації. У ряді випадків такі завдання можуть виявитися багатоекстремальними, для вирішення яких в даний час використовуються різні модифікації алгоритмів [3].

Суть алгоритму оптимізації полягає в наступному. При поясненні наведена термінологія, прийнята в роботах по нейромережам.

1. У просторі пошуку випадковим чином задається популяція можливих рішень (особин). Обчислюються значення вектору функції

мети для всіх особин.

2. З популяції відбираються і знищуються, наприклад, 10 % найгірших значень функції мети особин. Відсоток відбору може бути іншим. Залишилися особини складають батьківської групи.

3. З батьківської групи випадковим чином вибираються пари особин в кількості 10% від загального числа. Відібрані пари використовуються для генерації нового покоління рішень. Нове покоління особин генерується в результаті взаємодії кросоверів, а також випадкових змін.

4. Отримане нове покоління особин додається в популяцію замість видалених п. 2 особин. В результаті формується 100 % особин нового покоління.

5. Процедура повертається до п. п. 2, 3 і 4. Оновлення поколінь триває до тих пір, поки у всіх координатних точках значення оптимізованої функції не будуть відрізнятися один від одного менше, ніж задане мале число.

Від покоління до покоління досліджуваний підпростір буде звужуватися. Таким чином, генетичний алгоритм в досліджуваному підпросторі буде випадковим чином переглядати точки, вишукуючи серед них оптимальні в сенсі цільових функцій. У процесі перегляду запам'ятовуються координати «добрих» точок і відкидаються координати «поганих».

Ймовірність попадання в координатну точку глобального екстремуму залежить від числа випадково заданих точок (розміру популяції). Зазвичай для завдань налаштування нейрорегуляторів розмір популяції задається не менше 1000. За такої розмірності час вирішення завдання може обчислюватися годинами.

Якщо ввести передумову про те, що оптимізуєма функція мети має безліч екстремальних точок, одна з яких є глобальним екстремумом, то для вирішення задачі може бути застосований відомий алгоритм деформованого багатогранника [4].

Алгоритм деформованого багатогранника замість процедур генетичного оновлення поколінь (мутації, селективного та інверсії) цілеспрямовано, з кожної випадково обраної точки, буде знаходити один з найближчих локальних екстремумів. Координати знайдених локальних екстремумів у даному поколінні замінюють відкинуті в п. 2 10% «поганих» координат і від покоління до покоління всі координатні точки поточної популяції будуть перебувати у локальних екстремумах. Потім при зміні поколінь погані локальні екстремуми будуть замінюватися на «добрі» і процес буде продовжуватися до тих пір, поки в черговому поколінні всі координати не будуть координатами глобального екстремуму.

Використання алгоритму деформованого багатограннику замість процедур генетичного оновлення дозволяє зменшити число невеликих кроків, що помітно призводить до зниження числа звернень до функції мети в генетичному алгоритмі з деформованим многогранником.

За запропонованою методикою зроблені розрахунки одноконтурної САК з ПІ – і ПІД-регуляторами (рис. 1, а), двоконтурної АСР з контролем додаткової змінної стану (САК з ПІ-регулятором і диференціатором) (рис. 1, б), а також САК з нейрорегулятором за одноконтурною схемою (рис. 1, в) і в схемі з додатковою змінною (рис. 1, г).

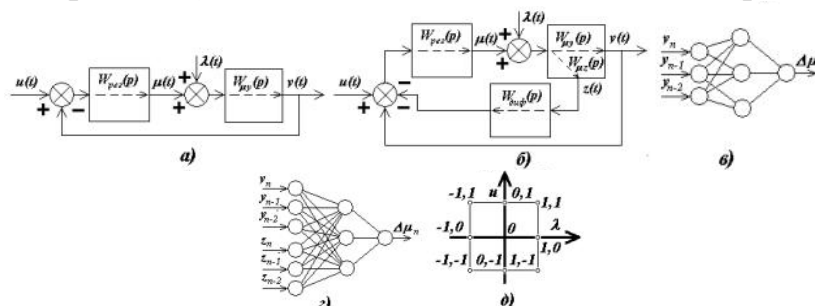


Рис. 1. Схеми систем автоматичного керування, що досліджувалися: а – одноконтурна САК; б – САК з ПІ-регулятором і диференціатором; в, г – нейрорегулятор, відповідно, з трьома і шістьма входами; д – повна репліка комбінацій збурень  $\lambda(t)$  і  $u(t)$

Всі схеми налаштовані на ступінчасті обурення: по каналу регулювання  $\lambda(t)$  і по каналу завдання  $u(t)$ . Повна репліка всіх можливих комбінацій одиничних збурень показана на рис. 1, д. Вибраний для прикладу об'єкт керування є лінійним, тому всі аналізовані САК налаштовувалися по чотирьох комбінацій збурень (1, 0; 1, 1; 0, 1; -1, 1).

На рис. 2, а показані перехідні процеси в одноконтурній САК з параметрами ПІ-регулятора, знайденими традиційним аналітичним методом та методом імітаційного моделювання з допомогою модифікованого генетичного алгоритму оптимізації. Видно, що компромісне налаштування чисельним методом (крива 4) перевершує за якістю аналітичну налаштування, орієнтовану на одне обурення  $\lambda(t) = 1$  (крива 1) і займає проміжне положення між оптимальними налаштуваннями, знайденими чисельним методом при збуреннях  $\lambda(t) = 1, u(t) = 0$  (крива 2) і  $\lambda(t) = 0, u(t) = 1$  (крива 3).

На рис. 2, б показані перехідні процеси регулювання в досліджених системах керування. Параметри регуляторів і вагові коефіцієнти синапсів нейрорегуляторів були знайдені з використанням модифікованого генетичного алгоритму оптимізації.

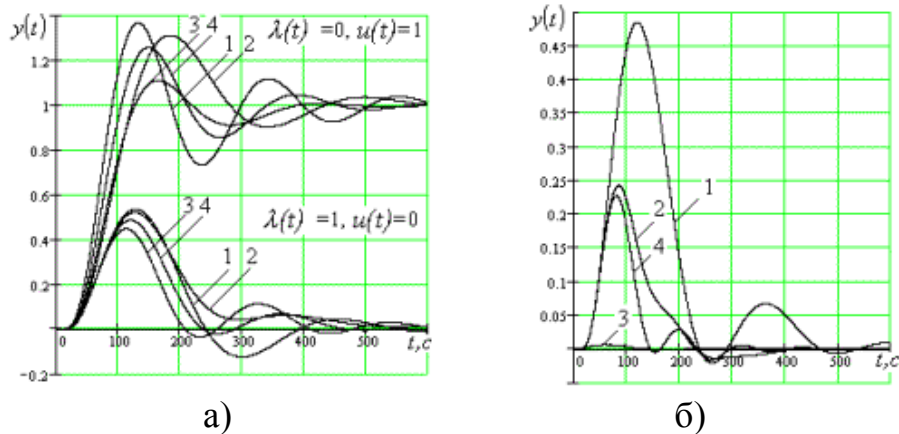


Рис. 2. Перехідні процеси розраховані в програмі Matchad: а – перехідні процеси в САК з ПІ-регулятором; б – перехідні процеси в САК при компромісних налаштуваннях (крива 1 – ПІ-регулятор; крива 2 – ПД-регулятор; крива 3 – ПІ регулятор і диференціатор; крива 4 – нейрорегулятор з трьома входами)

*Висновки.* Складено алгоритм оптимізації систем автоматичного керування з використанням нечітких регуляторів з урахуванням можливостей нейромереж.

Використання властивостей нечіткої логіки і нейромереж в системах автоматичного керування дозволяє зменшити втручання оператора в процес керування і дозволяє розробити нові методики керування більше адаптовані до складного середовища.

Побудова моделей полягає у використанні бібліотеки стандартних модулів системи Matcad.

#### Література

1. Лазарева Т. Я. Линейные системы автоматического регулирования / Т. Я. Лазарева, Ю. Ф. Мартемьянов – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2001. – 264 с.

2. Ротач В. Я. Теория автоматического управления / В. Я. Ротач. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 396 с.

3. Заде Л. А. Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенных решений / Л. А. Заде. – М.: Мир, 1976. – 165 с.

4. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы: пер. с польск. И.Д. Рудинского / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 452 с.

5. Фриск В. В. Основы теории цепей. Расчеты и моделирование с помощью пакета компьютерной математики Matcad / В. В. Фриск. –



М.: СОЛОН-Пресс, 2006. – 88 с.

6. Леоненков А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. / А. В. Леоненков. – СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 736 с.

7. Дьяконов В. П. Simulink 5/6/7: Самоучитель. / В. П. Дьяконов. – ДМК – Пресс, 2008. – 784 с.

## **СИНТЕЗ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

А. И. Лобода

*Аннотация* – рассмотрены тенденции в области анализа качества работы систем автоматического управления (САУ) и настройки регуляторов различной структуры. Показаны возможности настройки и анализа САУ методами имитационного моделирования с использованием современных алгоритмов оптимизации.

## **SYNTHESIS OF AUTOMATIC CONTROL METHOD SIMULATION**

A. Loboda

### *Summary*

The article considers the trends in the field of analysis of quality of work of the automated control systems (SAU) and knob different patterns. The possibilities of customization and analysis of the SAU simulation methods using modern optimization algorithms.

УДК 338.242

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СКВОЗНЫХ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ

Назаренко И. П., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-11-52

***Аннотация*** – приведена методика моделирования сквозных алгоритмов управления технологическими процессами как дискретных динамических объектов автоматизации.

***Ключевые слова*** – сквозной алгоритм управления, анализ и синтез, технологический комплекс, математическая модель, устойчивость, вектор ограничений, начальные условия.

*Постановка проблемы.* Информация, полученная в системах проектирования, подготовки производства и планирования позволяет организовать непосредственное управление производственной системой. Однако, как правило, на первом этапе использования этих данных имеются разрозненные наборы алгоритмов управления отдельными комплексами (подсистемами). Технология процессов с.-х производства представляется в форме дискрет во времени, где решается задача управления установившимися состояниями многомерного дискретного управления с использованием модели объекта. Поэтому, эффективным средством построения сквозного алгоритмического обеспечения является системное моделирование, позволяющее решать задачу в поливариантной постановке с учетом вариативных возможностей и внешних (возмущающих) условий на функционирование производственной системы.

*Анализ последних исследований.* Для адаптации параметров модели сквозных алгоритмов управления определяющих установившиеся значения ее выхода, используются преимущественно рекуррентные алгоритмы эллипсоидальных оценок. В данной области выполнен целый ряд исследований [1, 2], однако во главу угла здесь ставились лишь общие показатели автоматизации без учета параметров энерго- и ресурсосбережения и оптимизации функционирования электротехнического комплекса в целом.

*Целью исследований* является разработка методики моделирования сквозных алгоритмов управления автоматизированными техно-

логіческими процесами.

*Основная часть.* На основе рекомендаций [2] такая модель должна включать в себя: библиотеку алгоритмов управления, модель вариации внешних условий, аналитические или имитационные модели для формирования пространства оценочных функций, а также модели оценки вариантов управления.

Структура такой модели анализа и синтеза подсистемы сквозных алгоритмов управления показана на рис. 1. Функциональная структура имеет иерархическую организацию и реализуется на основе декомпозиции сквозного управления на уровни: индивидуального управления, группового управления, управления заданиями (табл. 1). Индивидуальное управление рассматривается на локальном уровне, где в библиотеке имеются алгоритмы управления движением машинами, агрегатами и комплексами и временными последовательностями их работы.



Рис. 1. Функциональная структура анализа и синтеза моделей сквозных алгоритмов управления

Таблица 1

## Иерархическая структура организации системной модели управления производством

Иерархические уровни управления	Состав модели и структура производства		
	Библиотека алгоритмов группового управления	Генераторы вариантов управления	Уровни структуры производства
Управление заданиями	Библиотека алгоритмов управления заданиями	Планы, маршруты, технологические процессы	Технологический комплекс, цех, производство
Групповое управление	Библиотека алгоритмов группового управления	Стратегии управления, переключения программ, координация	Линии подготовки, загрузки, технологические линии
Индивидуальное управление	Библиотека алгоритмов индивидуального управления	Траектории движения материальных и энергетических потоков, временные последовательности технологических операций выполнения меню продукции	

Групповое управление обеспечивает связное функционирование локальных подсистем, при этом библиотеки алгоритмов соответствуют наборам стратегий координации работы однородной или разнородной техники в составе производственных комплексов.

Системы поддержки решений определяются как человеко-машинные системы. Проблема принятия решений в формальном виде характеризуется наличием множества альтернативных решений и множества критериев, по которым оператор оценивает варианты решения. Задача принятия решения заключается в выборе подмножества наилучших в некотором смысле решений либо в упорядочении вариантов решений. Такие системы различаются видами используемой модели принятия решений, а также составом сервисного математического обеспечения (рис. 2), которое содержит: блоки управления моделью, управления данными и управления диалогом с оператором.

Данные в системе поддержки решений хранятся в форме исходной информации об альтернативных способах решения прикладных задач, таблиц «критерии – альтернативы», таблиц «методы решения – прикладные задачи» и составляют основу реляционной базы данных.

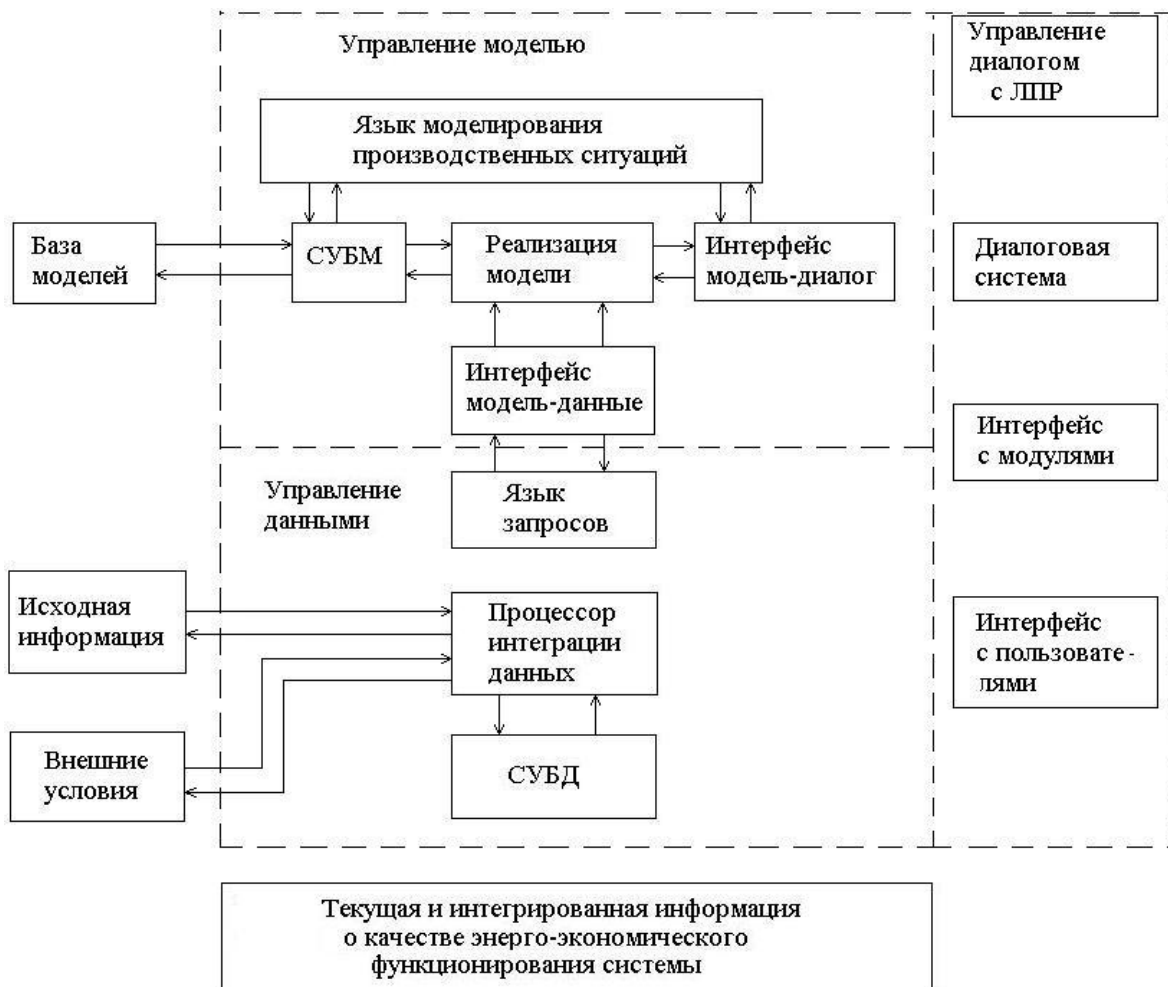


Рис. 2. Функциональная структура системы поддержки принятия решений.

Последовательность этапов при обращении пользователя к системе реализуются по следующей схеме: 1) выбор прикладной задачи решений; 2) выбор метода принятия решений; 3) выбор подмножества рассматриваемых альтернатив; 4) выбор подмножества критериев; 5) запрос данных; 6) запуск алгоритма принятия решений в соответствии с назначенным методом.

Этапы 1,3,4 осуществляются ЛПР, этап 2 осуществляется ЛПР или системой управления базой моделей (прикладная задача может решаться одним или несколькими методами). Этап 5 реализуется в блоке управления данными с использованием языка запросов, процессора общей картины и системой управления базой данных. Этап 6 осуществляется в блоке управления моделью модулем «Реализация модели». Архитектуру системы дополняют локальные базы данных по промежуточным и конечным текущим данным (альтернативы критерии), а также база моделей.

Линеаризованный технологический комплекс кормоприготовле-

ния, как дискретный динамический объект управления (ОУ), характеризуется в дискретные моменты времени  $k=0, 1, 2 \dots$  векторами входов (управлений) по каналам  $\vec{u}[k] = (u_1[k], \dots, u_n[k])^T$  и выходов  $\vec{x}[k] = (x_1[k], \dots, x_n[k])^T$ . В качестве компоненты  $x_i[k]$  принимается соответствующий энергетический поток. С каждой компонентой  $x_i[k]$  вектора  $X[x]$  связаны системы уравнений

$$W_i[k+1] = A_i W_i[k] - (I - A_i) E^{-q_i} u[k] \quad x_i[k+1] = m_i^0 W_i[k] \quad (1)$$

определяющие динамические и статические свойства объекта по отношению к данному выходу. В уравнении (1)  $\vec{W}_i[k] = (w_{i1}[k], \dots, w_{in}[k])^T$  – вектор фазовых координат;  $A_i = \text{diag}\{a_{i1}, \dots, a_{in}\}$  – диагональная матрица параметров динамики;  $I - (n \times n)$  – единичная матрица;  $m_i^0 = \begin{pmatrix} 0 & & 0 \\ m_{i1} & & \\ & \dots & \\ & & m_{in} \end{pmatrix}^T$  – вектор коэффициентов усиления;  $E^{-q_i} = \text{diag}\{\xi^{-q_{i1}}, \dots, \xi^{-q_{in}}\}$  – матрица операторов сдвига  $\xi^{-q_{ij}} u_j[k] = u_j[k - q_{ij}]$ ;  $q_{ij} \geq 0$  – число тактов, на которое запаздывает  $j$  – й входной сигнал;  $T$  – оператор транспонирования матрицы.

На основании исследования динамики таких контуров [2], рассматриваемый ОУ является устойчивым, если  $|a_{ij}| < 1, i = \overline{1, n}; j = \overline{1, n}$ . Матрица  $M^0 = \begin{Bmatrix} 0 & \\ & m_{ij} \\ & & 1 \end{Bmatrix}^n$  – не вырожденная, т.е.

$$\det M^0 \neq 0. \quad (2)$$

Начальные условия  $W_i(0)$  в (1) и параметры объекта  $a_{ij}, q_{ij}, m_{ij}^0$  имеют вероятностный характер в заданном диапазоне

$$w_{ij}^- \leq w_{ij}[0] \leq w_{ij}^+; a_{ij}^- \leq a_{ij} \leq a_{ij}^+; q_{ij}^- \leq q_{ij} \leq q_{ij}^+; m_{ij}^- \leq m_{ij} \leq m_{ij}^+,$$

где параметры  $w_{ij}^- \leq w_{ij}^+; m_{ij}^- \leq m_{ij}^+; a_{ij}^- \leq a_{ij}^+; q_{ij}^- \leq q_{ij}^+; i, j = \overline{1, n}$  задаются на основе директивных документов.

В соответствии с (2) условия качественного динамического функционирования (устойчивости объекта и времени запаздывания) необходимо выполнение условия

$$a^* = \max_{i,j} \left\{ |a_{ij}^-|, |a_{ij}^+| \right\} < 1; q_{ij}^- \geq 0; \forall i, j, \quad (3)$$

где в этом случае уравнение контроля (измерения) параметров будет иметь вид

$$\vec{Y}[k] = \vec{X}[k] + \vec{\xi}[k], \quad (4)$$

где  $\vec{Y}[k] = (y_1[k], \dots, y_n[k])^T$  – вектор измеренных значений компонент

$x_i[k], i = \overline{1, n}$ , вектора виходов  $\bar{X}[k]$ ;  $\bar{\xi}[k] = (\xi_1[k], \dots, \xi_n[k])^T$  – вектор помех в каналах измерения, которые ограничены по величине

$$|\xi_i[k]| \leq c_i \forall k. \quad (5)$$

Константы заданы, в том смысле, что для любой последовательности  $\{\xi_i[k]\}$  выполняются условия

$$\lim_{k \rightarrow -\infty} \xi_i[k] = -\lim_{k \rightarrow \infty} \xi_i[k] = c_i. \quad (6)$$

Общеизвестно, что параметры подобных систем представляются в виде рядов Фурье, откуда становится возможным провести оценку динамической точности системы в режиме реального времени.

*Вывод.* Изложенная методика моделирование сквозных алгоритмов управления позволяет эффективно определить структуру управляющего средства, закон регулирования, определить качество динамического функционирования системы.

#### *Литература*

1. Зотов М.Г. Многокритериальное конструирование систем автоматического управления / М.Г. Зотов. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. – 375 с.

2. Афанасьева О.В. Теория и практика моделирования сложных систем: учеб. пособ. / О.В. Афанасьева, Е.С. Голик, Д.А. Первухин. – СПб: СЗТУ, 2005. – 132 с.

## МОДЕЛЮВАННЯ НАСКРІЗНИХ АЛГОРИТМІВ УПРАВЛІННЯ

І. П. Назаренко

**Анотація** – наведено методику моделювання наскрізних алгоритмів керування технологічними процесами як дискретних динамічних об'єктів автоматизації.

## THROUGH MODELING CONTROL ALGORITHM

I. Nazarenko

### *Summary*

**The technique of through modeling algorithms as process control automation discrete dynamic objects.**

УДК 621.311

## ANALYSIS OF IMPACT OF WIND TURBINE ON ELECTRICAL GRID NETWORK

Lysenko O.V., c.t.s.,

Nazarenko I.P., d.t.s.

*Tavria State Agrotechnological University*

Phone (0619) 42-11-74, e-mail: nazarenko-64@mail.ru

***Abstract*** – the analyze of the impact of wind turbine on weak electrical grid network and a number of proposal for wind turbine project development was shown.

***Key words*** – wind turbine, electrical grid, wind power penetration, weak grid conditions.

*Problem formulation.* The relationship of transmission system operator with all users of the transmission system (generators, customers, etc.) is set out in grid codes. The objectives of the grid codes are to secure efficiency and reliability of power generation and transmission, to regulate the rights and responsibilities of the entities acting in the electricity sector.

In the past there were usually no wind power connected to power system or the percentage of wind power penetration was extremely small compared to total power production. Therefore connection requirements for the wind farms were originally not included in the grid codes [1].

Most wind turbines are connected to the electric power grid. Wind turbines are not only a new kind of power plant that transform wind energy into electricity, they also have other traits that power companies, utilities and grid operators are not used to. Wind speed is constantly changing, in a way that is hard to predict, and so the power production will vary. Wind turbines are comparatively small and are usually connected to the distribution grid, while large conventional power plants are connected to the transmission grid, with much higher voltage levels [2].

*Recent research analysis.* As the wind speed is often fluctuating, small imbalances are likely to degrade the power quality especially in weak grids where WPPs are connected. But large imbalances due to faults, loss of generation, etc. can threaten the stability of the grid. Even during the normal operation of the WPPs the quality of the power produced is continuously varying due to the effects of wind turbulence, wind shear, tower shadow and the operation of control systems (transformer tap-



changing, capacitor switching, etc). These effects lead to periodic power pulsations in the power output [3].

Power quality also relates to different characteristics of the electric power system to which the WPPs are connected:

Technical performance: It includes voltage quality, frequency stability, absence of harmonics, transient stability and other parameters.

Power system reliability: It requires high availability with zero or least interruption [3].

Wind turbines are quite small power plants that should be sited where winds are strong. Therefore they are often located at the periphery of the grid, where the grid is weak. One or a few turbines can always be connected directly to the distribution grid.

The grid operator can handle the variations of power produced by wind turbines in the same way as variations in load (power consumption). When the wind speed decreases the power from other power plants, for example hydropower, will be increased. As long as the share of wind power is below 10 per cent of the total power production this is no problem [2].

Wind power is intermittent by hourly, daily, monthly and annual variations, resulting in fluctuating power being supplied to the grid and hence leading to operational problems. This situation is more acute especially if the grids are weak and the portions of such fluctuating sources are more than certain limits (generally 25%) [3].

When wind power penetration (wind turbines' share of power production) first reaches a level of 10 per cent, the grid and power system may need to be adapted.

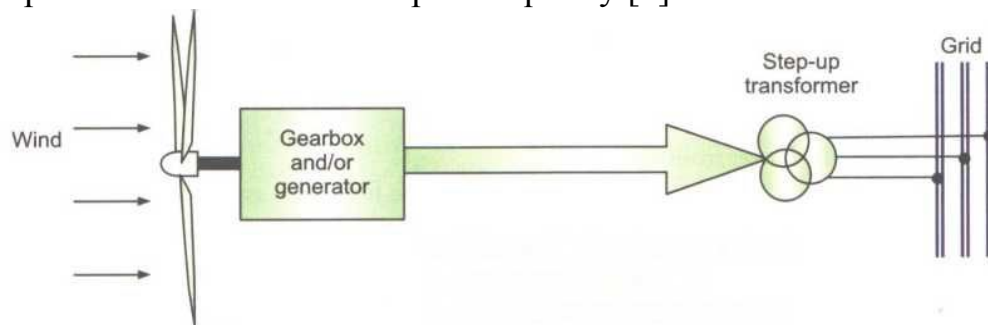
But it is no problem to use a much larger share of wind power in the power system than for the local minimum load. Power systems have good power regulation capacities to keep supply and demand in balance; this is done every minute of the year, with or without wind power, and there are always power plants with reserve capacity in the system [2].

*Article purpose formulation.* To analyze the impact of wind turbine on electrical grid network, especially if the grids are weak and the portions of such fluctuating sources are more than certain limits.

*Hard core.* One of the ways to tide over this problem is to connect a large number of WPPs at the point of interconnection (POI) or point of common coupling (PCC). Due to the spread in the operating point and averaging effect, the variations in power supply at the POI will be lower than those with a single WPP. Another alternative is to configure the WPPs as an integrated energy system for operation in conjunction with other renewable energy sources, traditional energy sources and/or storage elements (like the wind-diesel, wind-SPV- diesel and wind-pumped hydro

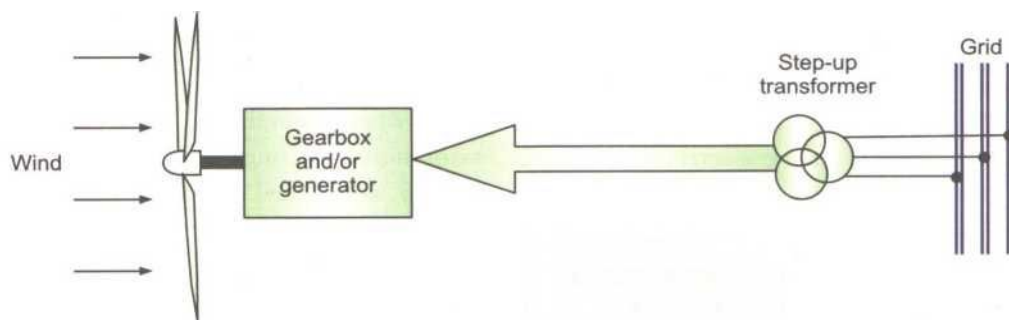
systems). By proper sizing of the various elements and selection of control logic, a near constant output power can be achieved. Another strategy could be to operate this integrated energy system either in a grid-connected mode or in a stand-alone mode [3].

Generally, connecting loads to an electric grid will reduce the voltage, while connecting power producing units, like WPPs will increase the voltage level. In both the cases, there shall be two kinds of impacts on the network. Figure 1 and Figure 2 provide an overall picture of some of the major parameters that affect the power quality [3].



- Node voltages and voltage control
- Fault current contribution
- Active power and reactive power
- Flicker
- Unbalance currents
- Harmonics

Fig. 1. Impact of connecting WPPs to the grid



- Short-circuit faults
- Transient interruptions
- Voltage sags or swells
- Unbalanced voltages
- Frequency variations

Fig. 2. Impact of grid disturbances on the WPPs

Fig. 3 provides an overview of how the WPPs connected to the

electrical grid affect the electrical power quality within the ambit of both these types of impacts.

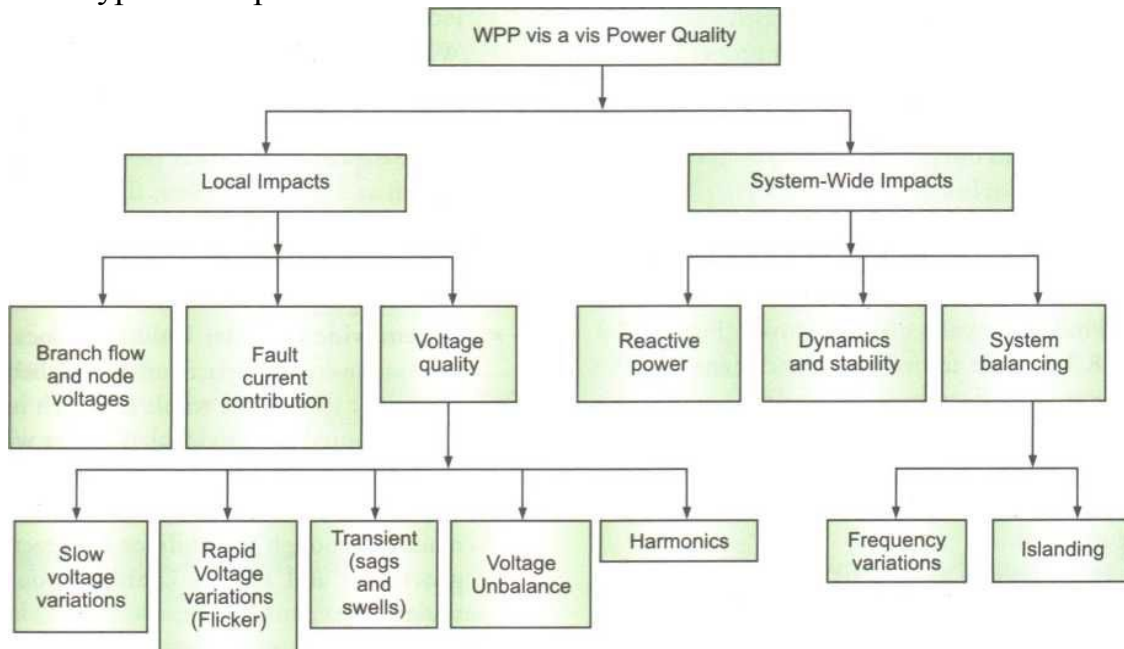


Fig. 3. Major Parameters of WPPs Affecting Grid Power Quality

In areas where weak grid conditions prevail with growing wind energy penetration, power quality will become one of the main factors for installation of WPPs. Unlike conventional generating plants, the power from the WPPs is highly fluctuating (due to changing wind speeds), hence its impact on the grid will also be different. Since WPPs are located in rural areas, the power fed by them into the electric distribution network could lead to some local impacts which need to be addressed [3].

Depending on the capacity of the WPP and wind farms, the wind power penetration has not only affects the local impacts, but also the system-wide impacts. The causes of system-wide impacts cannot be localised, but they are a consequence of wind power that cannot be directly related to individual WPPs or wind farms. Nevertheless, they are strongly related to the WPP penetration level in the grid as a whole. The systems-wide impacts affect:

Reactive power

Dynamics and stability

System balancing: frequency control and dispatch of power from the remaining conventional units [3].

*Conclusions.* The higher the wind power penetration, the larger the impact of wind power quality at the local level and system wide level. Thus, the requirements on the ramping capabilities of the WPPs must be in order to match the remaining demand curve and to keep the fluctuations of the system's frequency, caused by unbalances between generation and load,

within acceptable limits. Therefore, proper planning and estimation should be done, particularly in weak grids and wherever the wind power penetration level is quite high, or expected to be high in the future, because of the differences in, for example, conventional generation portfolio, wind regime, demand curve and network topology between the various power systems [3].

Grid integration of wind turbines should take into account the grid properties at the point of installation, topology of the machines to be installed, reactive power compensation schemes to be employed and a basic understanding of the local impacts of the turbines at the point of connection. System wide impacts become significant at higher penetrations of wind turbines into the grid.

#### *Bibliography*

1. Wind power integration in power systems with transmission bottlenecks – Yulija Matevosyan, Doctoral thesis in electrical system, Stockholm, Sweden 2006.

2. *Wizelius Tore*. Developing wind power projects: theory and practice / *Tore Wizelius*. – Earthscan, 2007.

3. Wind power plants and project development, Joshua Earnest, Tore Wizelius. – PHI Learning Private Limited, New Delhi, 2011.

### **АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВІТРОВИХ ТУРБІН НА ЕЛЕКТРИЧНУ МЕРЕЖУ**

О. В. Лисенко, І. П. Назаренко

**Анотація** – представлений аналіз впливу вітрових турбін на електричні мережі з малою пропускнуою здатністю та запропоновано рекомендації щодо їх використання при розробці нових проектів.

### **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ВЕТРОВЫХ ТУРБИН НА ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ СЕТЬ**

О. В. Лисенко, И. П. Назаренко

**Аннотация** – представлен анализ влияния ветровых турбин на электрические сети с малой пропускной способностью и предложены рекомендации по их использованию при разработке новых проектов.

УДК 519.6

**МОДУЛЬНОЕ УМНОЖЕНИЕ ЧИСЕЛ  
В НЕПОЗИЦИОННОЙ СИСТЕМЕ СЧИСЛЕНИЯ  
КЛАССА ВЫЧЕТОВ В ОТРИЦАТЕЛЬНОМ ЧИСЛОВОМ  
ДИАПАЗОНЕ**

Загуменная Е. В., к.т.н.

*Харьковский Национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Тел. (057) 712-35-37

***Аннотация*** – в данной статье рассмотрена операция модульного умножения в отрицательном числовом диапазоне на основе класса вычетов.

***Ключевые слова*** – числовой диапазон, модульное умножение, информационное сжатие данных.

*Постановка проблемы.* Результаты исследований в области создания вычислительных средств обработки информации показали, что использование непозиционной системы счисления класса вычетов (КВ) в качестве системы счисления компьютерных вычислительных средств, предназначенных для реализации в положительном числовом диапазоне целочисленных арифметических операций сложения, вычитания и умножения, может существенно повысить производительность решения задач определенного класса. Однако необходимо отметить, что существует многочисленный класс алгоритмов и задач (задачи маршрутизации, задачи оптимизации и пр.), где кроме выполнения целочисленных арифметических операций сложения, вычитания и умножения в положительном числовом диапазоне существуют необходимость реализации перечисленных выше арифметических операций в отрицательном числовом диапазоне.

*Анализ последних исследований и публикаций.* В литературе уже были описаны табличные методы и алгоритмы модульного умножения чисел в непозиционной системе счисления класса вычетов [1-3]. Поиск путей упрощения структуры табличного вычислительного средства обусловил необходимость совершенствования методов и алгоритмов реализации модульных операций, позволяющих повысить эффективность применения табличного метода в КВ. Так [3] представлен метод табличной реализации операции модульного умножения.

Особенностью реализации данного метода является возможность уменьшения количества оборудования за счет сокращения на (50-70)% логических элементов «И» в узлах таблицы ПЗУ, непосредственно реализующих операцию модульного умножения по произвольному  $m_i$  модулю КВ. Это возможно за счет использования свойств симметрии таблицы реализации  $a_i b_i \pmod{m_i}$  модульной операции умножения. Недостаток рассмотренного метода состоит в том, что его использование не дает возможности создать табличный метод реализации операции умножения в КВ в отрицательном числовом диапазоне.

*Цель статьи.* Создание универсальных вычислительных средств обработки информации при решении задач маршрутизации и оптимизации.

*Основная часть.* Для построения метода табличной реализации умножения в КВ как для положительного, так и для отрицательного числовых диапазонов представим входные числа  $A$  и  $B$  в следующем виде (искусственная форма представления чисел в КВ [4])

$$A' = A + \frac{m}{2} \quad \text{и} \quad B' = B + \frac{m}{2},$$

для  $m$  – четных чисел;

$$A' = A + \frac{(m-1)}{2} \quad \text{и} \quad B' = B + \frac{(m-1)}{2},$$

для  $m$  – нечетных чисел.

Если, например,  $m$  – четное число, тогда выполняются следующие соотношения

$$\begin{cases} -\frac{m}{2} \leq A(B) < \frac{m}{2}, 0 \leq A'(B') < m-1, \\ -\frac{m}{2} \leq A \cdot B < \frac{m}{2}, 0 \leq (A \cdot B)' < m-1. \end{cases}$$

Очевидно, что

$$(A \cdot B)' = A \cdot B + \frac{m}{2}. \quad (1)$$

Тогда имеем

$$(A' \cdot B') \pmod{m} = \left[ \left( A + \frac{m}{2} \right) \left( B + \frac{m}{2} \right) \right] \pmod{m} = \left[ AB \pmod{\frac{m}{2}} + \frac{m}{2} \cdot \left( A + B + \frac{m}{2} \right) \right] \pmod{m}. \quad (2)$$

Из выражения (1) очевидно, что

$$A \cdot B = A' \cdot B' - \frac{m}{2} \cdot \left( A + B + \frac{m}{2} \right). \quad (3)$$

Подставим выражение (3) в формулу (1). Получим, что

$$(A \cdot B)' = A' \cdot B' - \frac{m}{2} \cdot \left( A + B + \frac{m}{2} \right) + \frac{m}{2}. \quad (4)$$

В выражении (4) есть член, который имеет численное значение  $m/2$ . Он и обуславливает ошибку в вычислении значения  $A' \cdot B' \pmod{m}$ . Таким образом формулы для вычисления  $A \cdot B \pmod{m}$  имеют следующий вид для  $m$  – четных чисел

$$\left[ (A \cdot B) \pmod{m/2} \right]' = (A' \cdot B') \pmod{m + m/2}, \quad (5)$$

или

$$\left[ (A \cdot B) \pmod{m/2} \right]' = (A' \cdot B') \pmod{m}. \quad (6)$$

Для  $m$  нечетного имеем

$$\left[ (A \cdot B) \pmod{(m-1)/2} \right]' = (A' \cdot B') \pmod{m + (m-1)/2}, \quad (7)$$

или

$$\left[ (A \cdot B) \pmod{(m-1)/2} \right]' = (A' \cdot B') \pmod{m}. \quad (8)$$

Учитывая выражения (1-8), выводим соотношение для реализации модульного умножения для положительного и отрицательного числовых диапазонов

$$\begin{aligned} a'_i &= a_i + m_i / 2, & a'_i &= a'_i + (m_i - 1) / 2; & a'_i &= [\gamma'_{a_i}, (a'_i)^*]; \\ b'_i &= b_i + m_i / 2, & b'_i &= b'_i + (m_i - 1) / 2; & b'_i &= [\gamma'_{b_i}, (b'_i)^*]. \end{aligned} \quad (9)$$

Для  $m_i$  – четного

$$\gamma'_{a_i}(\gamma'_{b_i}) = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq a'_i(b'_i) \leq m_i / 2, \\ 1, & \text{если } m_i / 2 < a'_i(b'_i) \leq m_i - 1. \end{cases} \quad (10)$$

Для  $m_i$  – нечетного

$$\gamma'_{a_i}(\gamma'_{b_i}) = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq a'_i(b'_i) \leq (m_i - 1) / 2, \\ 1, & \text{если } (m_i - 1) / 2 < a'_i(b'_i) \leq m_i - 1. \end{cases} \quad (11)$$

Числовая часть  $(a'_i)^* [(b'_i)^*]$  кода информационного сжатия данных определяется следующим образом. Для  $m_i$  – четного

$$(a'_i)^* [(b'_i)^*] = \begin{cases} a'_i(b'_i), & \text{если } 0 \leq a'_i(b'_i) \leq m_i / 2; \\ \overline{a'_i(b'_i)} = m_i - a'_i(b'_i), & \\ \text{если } m_i / 2 < a'_i(b'_i) \leq m_i - 1. \end{cases} \quad (12)$$

при этом  $0 \leq (a'_i)^* [(b'_i)^*] \leq m_i / 2$ .

Для  $m_i$  – нечетного числа

$$(a'_i)^* [(b'_i)^*] = \begin{cases} a'_i(b'_i), & \text{если } 0 \leq a'_i(b'_i) \leq (m_i - 1) / 2; \\ \overline{a'_i(b'_i)} = m_i - a'_i(b'_i), & \\ \text{если } (m_i - 1) / 2 < a'_i(b'_i) \leq m_i - 1. \end{cases} \quad (13)$$

при этом  $0 \leq (a'_i)^* [(b'_i)^*] \leq (m_i - 1) / 2$ .

Результат  $(a'_i \cdot b'_i) \pmod{m_i}$  операции представляется в коде информационного сжатия данных, т.е. в виде  $\{\gamma'_{a_i}, [(a'_i)^* (b'_i)^*] \pmod{m_i}\}$ , тогда

$$(a'_i \cdot b'_i) \bmod m_i = \begin{cases} [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i, \\ \text{если } (\gamma'_{a_i} + \gamma'_{b_i}) = 0 \pmod{2}; \\ m_i - [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i, \\ \text{если } (\gamma'_{a_i} + \gamma'_{b_i}) = 1 \pmod{2}. \end{cases} \quad (14)$$

при этом  $0 \leq [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i \leq m_i - 1$ .

Формула для определения произведения двух чисел в КВ имеет следующий вид

$$(A \cdot B) \bmod M = (A' \cdot B') \bmod M = [(a'_1, a'_2, \dots, a'_i, \dots, a'_n) \cdot (b'_1, b'_2, \dots, b'_i, \dots, b'_n)] \bmod M \\ (a'_2 \cdot b'_2) \bmod m_2, \dots, (a'_i \cdot b'_i) \bmod m_i, \dots, (a'_n \cdot b'_n) \bmod m_n]. \quad (15)$$

Так, как все модули  $\{m_i\}$ ,  $i = \overline{1, n}$  КВ, (за исключением возможно только одного основания), нечетные

Так, как все модули  $\{m_i\}$ ,  $i = \overline{1, n}$  КВ, (за исключением возможно только одного основания), нечетные числа, то в дальнейшем, без потери общности рассуждений, будем считать, что основание КВ нечетные числа. Формула (15) с учетом кода информационного сжатия данных имеет следующий вид

$$(A' \cdot B') \bmod M = (\{[\gamma'_{a_1}, (a'_1)^*] \cdot [\gamma'_{b_1}, (b'_1)^*]\} \bmod m_1, \\ \{[\gamma'_{a_2}, (a'_2)^*] \cdot [\gamma'_{b_2}, (b'_2)^*]\} \bmod m_2, \dots, \{[\gamma'_{a_i}, (a'_i)^*] \cdot [\gamma'_{b_i}, (b'_i)^*]\} \bmod m_i, \dots, [\gamma'_{a_n}, (a'_n)^*] \cdot \\ \cdot [\gamma'_{b_n}, (b'_n)^*]\} \bmod m_n) = (\{\gamma'_1, [(a'_1)^* \cdot (b'_1)^*] \bmod m_1\}, \\ \{\gamma'_2, [(a'_2)^* \cdot (b'_2)^*] \bmod m_2\}, \dots, \{\gamma'_i, [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i\}, \dots, \{\gamma'_n, [(a'_n)^* \cdot (b'_n)^*] \bmod m_n\}), \quad (16)$$

где

$$(a \cdot b') \bmod m_i = \{[\gamma'_{a_i}, (a'_i)^*] \cdot [\gamma'_{b_i}, (b'_i)^*]\} \bmod m_i = \{\gamma'_i, [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*]\} \bmod m_i. \quad (17)$$

Исходя из (16) ÷ (17) где, а также учитывая, что (9) ÷ (15), для  $m$ -нечетного получим следующие соотношения для реализации модульной операции алгебраического умножения в КВ

$$\begin{cases} \{(a_i \cdot b_i) \bmod [(m_i - 1)/2]\}' = \\ = \{[(\gamma_{a_i}, a_i) \cdot (\gamma_{b_i}, b_i)] \bmod [(m_i - 1)/2]\}' = (a'_i \cdot b'_i) \bmod m_i + (m_i - 1)/2 = \\ = \{[\gamma'_{a_i}, (a'_i)^*] \cdot [\gamma'_{b_i}, (b'_i)^*]\} \bmod m_i + (m_i - 1)/2 = \{\gamma'_i, [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i + (m_i - 1)/2\}; \\ \{(a_i \cdot b_i) \bmod [(m_i - 1)/2]\}' = \\ = \{[(\gamma_{a_i}, a_i) \cdot (\gamma_{b_i}, b_i)] \bmod [(m_i - 1)/2]\}' = (a'_i \cdot b'_i) \bmod m_i = \{[\gamma'_{a_i}, (a'_i)^*] \cdot [\gamma'_{b_i}, (b'_i)^*]\} \bmod m_i = \\ = \{\gamma'_i, [(a'_i)^* \cdot (b'_i)^*] \bmod m_i\}. \end{cases} \quad (18)$$

для  $m_i$ -четного числа получим



$$\left\{ \begin{array}{l} (a_i \cdot b_i) \bmod [m_i / 2] = \{ [\gamma_{a_i}, a_i] \cdot \\ \cdot [\gamma_{b_i}, b_i] \} \bmod [m_i / 2] = (a_i' \cdot b_i') \bmod m_i + m_i / 2 = \{ [\gamma_{a_i}, (a_i')^*] \cdot [\gamma_{b_i}, (b_i')^*] \} \bmod m_i \cdot \\ m_i / 2 = \{ \gamma_{a_i}, (a_i')^* \cdot (b_i')^* \} \bmod m_i + m_i / 2; \\ \{ (a_i \cdot b_i) \bmod [m_i / 2] \} = \{ [\gamma_{a_i}, a_i] \cdot [\gamma_{b_i}, b_i] \} \bmod [m_i / 2] = (a_i' \cdot b_i') \bmod m_i = \\ = \{ [\gamma_{a_i}, (a_i')^*] \cdot [\gamma_{b_i}, (b_i')^*] \} \bmod m_i = \{ \gamma_{a_i}, [(a_i')^* \cdot (b_i')^*] \} \bmod m_i. \end{array} \right. \quad (19)$$

**Выводы.** Соотношение (18)÷(19) применяется для модульной реализации операций умножения в КВ, как в положительных, так и в отрицательных числовых диапазонах обработки информации. Полученные соотношения рекомендованы к практическому применению.

#### *Литература*

1. Акушский И. Я. Машинная арифметика в остаточных классах / И. Я. Акушский, Д. И. Юдицкий. – М.: Советское радио, 1968. – 440 с.
2. Жихарев В. Я. Методы и средства обработки информации в непозиционной системе счисления в остаточных классах / В. Я. Жихарев, Я. В. Илюшко, Л. Г. Кравец, В. А. Краснобаев. – Ж.: Волянь, 2005. – 219 с.
3. Koshman S. A. Method of bit-by-bit tabular realization of arithmetic operations in the system of residual classes / S.A. Koshman, V.I. Barsov, V.A. Krasnobayev, K.V. Yaskova, N.S. Derenko. – Радіоелектронні і комп'ютерні системи, 2009. – № 5 (39). 44-48 с.
4. Загуменная К. В. Математическая модель процесса табличной реализации операций алгебраического умножения в классе вычетов / С. О Мороз, В. О. Жадан, В. А. Краснобаев В. А. – Радіоелектронні і комп'ютерні системи, 2012. – № 1(53). – С. 68-74.

## **МОДУЛЬНЕ МНОЖЕННЯ ЧИСЕЛ В НЕПОЗІЦІЙНІЙ СИСТЕМІ ЧИСЛЕННЯ КЛАСА ЛИШКІВ У ВІД'ЄМНОМУ ЧИСЛОВОМУ ДІАПОЗОНІ**

К. В. Загуменна

**Анотація** – у даній статті розглянута операція модульного множення у від'ємному числовому діапазоні на основі класу лишків.

## **MODULAR MULTIPLICATION OF NUMBERS IN NONPOSITIONAL RADIX RESIDUE CLASS IN A NEGATIVE NUMERICAL RANGE**

K. Zagymennaya

### **Summary**

**In this article the modular multiplication operation in the negative number range based on the residue class.**

## ЗМІСТ

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

<i>Дідур В.А., Мушкевич О.І.</i> Технологія фрикційного латунювання переривчастої поверхні золотника гідророзподільника. ....	3
<i>Леженкін О. М.</i> Методика визначення допустимих значень конструктивних параметрів причіпної збиральної машини. ....	11
<i>Михайлов Е.В.</i> Моделирование процессов функционирования технических средств послеуборочной обработки зерна.....	21
<i>Михайлов Є.В., Задосна Н.О.</i> Аеродинамічні властивості складових олійної сировини соняшнику.....	28
<i>Сало В.М., Леценко С.М.</i> Формалізація процесу глибокого рихлення ґрунту комбінованим чизельним знаряддям.....	39
<i>Шацький В.В., Дем'яненко Д.В., Чаплинський А.П.</i> Зміни фізико-механічних властивостей зернових матеріалів в процесі теплової обробки .....	47
<i>Ломейко О.П., Єфіменко Л.В.</i> Теоретичне дослідження використання технології вакуумного охолодження при зберіганні продукції рослинництва .....	56
<i>Дереза О.О., Дереза С.В.</i> Вплив матеріалів вантажозахватних органів вантажопідійомних машин на їх динамічні характеристики .....	66
<i>Рубцов Н. А., Леженкин И. А.</i> Исследование на наибольшее и наименьшее значение функций отклика качественных показателей работы экспериментальных решет при очистке очесанного вороха зерновых.....	71
<i>Сорокіна С.В., Акмен В.О., Летута Т.М., Стрикова Н.О.</i> Дослідження впливу різних чинників на збереження декоративності зрізаних троянд .....	86
<i>Мілько Д.О.</i> Методика експериментальних досліджень барабанного дозатору із комірковою поверхнею.....	96

<i>Чебанов А.Б.</i> Обґрунтування технологічних режимів пневмосепаратора рушанки рицини з пиловловлюючим пристроєм.....	104
<i>Дьоміна Н. А., Морозов М. В.</i> Відбиваючі дифракційні ґратки з гармонічним рельєфом .....	111
<i>Васильковська К.В.</i> Аналіз посівних властивостей насіння цукрових буряків після висіву пневмомеханічним висівним апаратом .....	115
<i>Коломієць С.М.</i> Конструкційні пластмаси для зубчастих коліс .....	123
<i>Богатирьов Д.В.</i> Аналітичне визначення енергоємності процесу роботи котка-подрібнювача рослинних решток.....	129
<i>Антипов Є.О.</i> Обґрунтування нової конструкції акумулятора теплоти фазового переходу.....	137
<i>Троханяк В.І., Горобець В.Г.</i> Математичне моделювання теплообмінного апарата з шаховим та компактним розташуванням труб в трубному пучку.....	142
<i>Масалабов В.М.</i> Експлуатаційно-технологічна оцінка роботи двомашинного агрегату .....	150
<i>Кістечок О.Д.</i> Аналіз шляхів зменшення енергетичних витрат на оранці.....	157
<i>Задосна Н.О.</i> Передумови визначення параметрів і режимів роботи машини попередньої очистки зерна .....	167
<i>Абрамова В.В.</i> Дослідження пневмомеханічного висівного апарата з додатковим диском .....	173
<i>Демьяненко В.Я., Чаплинский А.П., Демьяненко Д.В.</i> Особенности конструкции реверсивного привода дозирующего поршня пневмокормораздатчика .....	181
<i>Головін С.В.</i> Оцінка економічної ефективності впровадження нової технології збирання рицини.....	187
<i>Рубцов Н. А., Леженкин И. А.</i> Теоретическое обоснование угла наклона сепарирующего рабочего органа для обработки очесанного вороха ерновых.....	196

*Піскар'юв О. М.* Визначення параметрів робочих органів систем обробки ґрунту..... 207

*Піскар'юв О. М.* Автоматизована система контролю та діагностики параметрів обробки ґрунту..... 210

### **ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ**

*Попова І.О., Нестерчук Д.М., Ст'юпін Ю.О.* Пристрій комбінованого захисту асинхронного електродвигуна від аварійних режимів ..... 213

*Лобода О. І.* Синтез систем автоматичного керування з використанням методу імітаційного моделювання.....219

*Назаренко І. П.* Моделирование сквозных алгоритмов управления.....226

*Lysenko O.V., Nazarenko I.P.* Analysis of impact of wind turbine on electrical grid network..... 232

*Загуменная Е. В.* Модульное умножение чисел в непозиционной системе счисления класса вычетов в отрицательном числовом диапазоне.....237

Наукове фахове видання

Праці

Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 15. Том. 4

Свідоцтво про державну реєстрацію

Міністерство юстиції

13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Леженкін О. М.

---

Підписано до друку 20.10.2015 р. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.  
10,2 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.

Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10

тел. (06192) 6-88-38