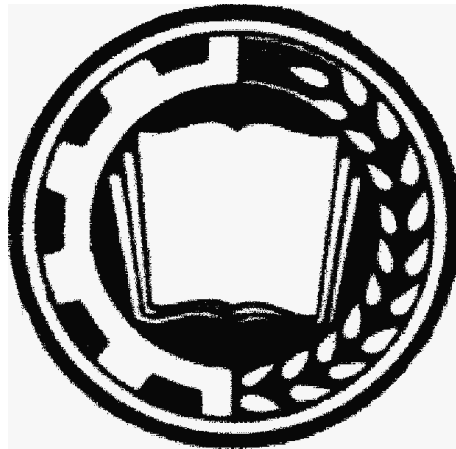


Міністерство аграрної політики України



**П Р А Ц І**  
Таврійського державного  
агротехнологічного університету

**Випуск 10**  
**Том 5**

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2010 р.

УДК 621: 658: 621:0662:636

### **ПЗ.8**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.–  
Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, том 5. – 179 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
протокол № 7 від 02.02.2010 р.

У випуску наукових праць наведено зміст статей за підсумками роботи щорічної науково-технічної конференції співробітників та аспірантів ТДАТУ та інших учбових закладів. В основному представлено результати досліджень у галузі механізації технологічних процесів сільськогосподарського виробництва.

Випуск призначено для науковців, інженерів, аспірантів, магістрів і студентів агротехнічних спеціальностей.

#### **Редакційна колегія праць ТДАТУ:**

Кюрчев В.М.– к.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор);  
Надикто В.Т. – д.т.н., проф. (заступник головного редактора);  
Діордієв В.Т. – к.т.н., проф. (відповідальний секретар); Дідур В.А. –  
д.т.н., проф.; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., проф.; Найдиш  
А.В. - д.т.н., проф.; Овчаров В.В. - д.т.н., проф.; Панченко А.І. - д.т.н.,  
проф.; Рогач Ю.П. - к.т.н., проф.; Скляр О.Г. - к.т.н., доц.; Тарасенко В.В. -  
д.т.н., проф.; Ялпачик Ф.Ю. - к.т.н., доц.; Яковлев В.Ф. – к.т.н., проф.

Відповідальний за випуск - к.т.н., доцент Скляр О.Г.

Виконавець - к.т.н., доцент Скляр Р.В.,

*кафедра механізації тваринництва*

Адреса редакції: ТДАТУ  
просп. Б. Хмельницького, 18  
м. Мелітополь  
Запорізька обл.  
72312 Україна

ISSN №2078-0877

© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2010.

УДК 631.3.004

## РІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗВІДМОВНОСТІ ФЕРМСЬКОГО ОБЛАДНАННЯ

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: +38 (061) 942-05-70

**Анотація** – у статті представлено результати експериментального дослідження показників безвідмовності фермського обладнання в період річної експлуатації.

**Ключові слова** – модель, надійність, роботоздатний стан, фермське обладнання.

*Постановка проблеми.* Агрофірми, які своїми обсягами наближаються до підприємств промислового типу, запроваджують технологічні лінії для приготування і роздавання кормів, видалення гною та інших робіт [1].

Виробнича практика дозволяє стверджувати, що експлуатація технологічних ліній раціонально можлива за умови виконання трудомістких процесів обґрунтованою кількістю обслуговуючого персоналу [2].

*Аналіз останніх досліджень.* Організація безвідмовної експлуатації фермського обладнання досить важлива задача [3], оскільки відмови обладнання під час кормороздавання, приводить до зниження продуктивності і приросту. Досвід свідчить, що затримка при годівлі корів до 15 хв. практично не призводить до помітних втрат продуктивності. Проте уже 20-хвилинна затримка знижує до 2,5 %, перетримка протягом 30 хв супроводжується недобором продукції до 5 %, а при перервах у роботі відповідного обладнання 1,5-2 год втрати продукції становлять 16-22%.

Відхилення параметрів мікроклімату від норм фізіологічного комфорту в приміщеннях призводить до зниження надоїв молока до 10-20%, зменшення приросту маси до 20-30, збільшення відходу молодняку до 5-40%, зниження яйценосності курей до 30-35 %. В разі порушення установлених норм мікроклімату: зростають витрати кормів; зменшується стійкість тварин до різних захворювань, погіршується якість тваринницької продукції (молоко забруднюється шкідливими газами і пилом, підвищується його кислотність і бактеріальна забрудненість; у курячих яйцях зменшується вміст вітамінів, а вовна у овець підпірає і ламається)[4]. Як свідчить виробнича практика фермське обладнання на

комплексах має низьку безвідмовність, воно трудомістке в усуненні відмов [5].

Запровадження профілактичних заходів технічного обслуговування і ремонту фермського обладнання потребує володіння обґрунтованими даними про показники безвідмовності [6, 7], трудомісткість усунення відмов [8], які притаманні для конкретних умов виробництва [9].

*Формулювання цілей статті.* Розкрити аналітичні положення щодо опису математичної моделі роботоздатного стану технологічних ліній машин агропромислового комплексу.

*Основна частина.* Проведені експериментальні дослідження дозволили віднайти показники безвідмовності фермського обладнання (табл.1).

Таблиця 1– Показники експлуатаційної безвідмовності фермського обладнання

Назва обладнання	Кількість відмов	Наробіток		Трудомісткість усунення відмов	
		За 12 місяців, год	на відмову, год	всіх, люд-год	однієї, люд-год
1. Транспортери кормороздавачі	228	33/94374	413,92	540/2700	11,84
2. Циклони	21	4156,8	7,5	31/155	7,38
3. Бункера живлення	83	12/18816	226,7	139/695	8,37
4. Норії	25	3/6174	246,96	33/165	6,6
5.Мотор-редуктори	28	4/456	198,6	35/175	6,25
6. Обладнання водопосачання	9	2/987	12,32	11/55	6,11
7. Обладнання видалення навозу	8	19/957	11,67	13/65	8,12
8. Позиційні розподільники	18	22/3626	201,5	20/100	5,5
9. Кормопроводи	25	2/4116	164,4	34/170	6,8

Аналізуючи результати дослідження показників експлуатаційної надійності окремих машин технологічних ліній, можемо відзначити, що вони відповідають технічному рівню за трудомісткістю процесів в тваринництві. Так по окремих елементах математичне очікування наробітку на відмову складає від 164 годин (кормопроводи) до 413 годин (транспортери-кормороздавачі).

Досліджуваний комплекс нараховує більше 170 одиниць різного обладнання для кормоприготування і кормороздавання, а також 891 одиниці обладнання водопостачання, опалення, вентилявання і аспірації. Згідно експериментальних досліджень основна частина відмов припадає на

10-12 одиниць найбільш функціонально відповідальних і навантажених машин і обладнання технологічних ліній.

Однак за показниками безвідмовності констатуємо, що за річний термін експлуатації відмічено 620 відмов. На усунення відмов витрачено 5300 люд.-год. Із загальної кількості відмов 562 припадає безпосередньо на технологічне обладнання кормоприготування і кормо роздавання, а на усунення цих відмов було витрачено 5060 люд.-годин. Фактична трудомісткість усунення відмов має варіацію від 5 до 12 люд.-годин. Середня трудомісткість усунення відмов складає 7 люд.-годин.

В зв'язку з циклічністю роботи основного технологічного обладнання обґрунтовано встановити простої з причини технічних відмов досить ускладнено. Простої з причини відмов охарактеризовуємо через математичне сподівання трудомісткості усунення визначеної відмови за окремими машинами.

При досліджуваних умовах виробництва відмови обладнання усуваються закріпленим слюсарем з частковим залученням зварювальника. Таким чином, середня тривалість простою з причини відмови з врахуванням можливостей обслуговуючого персоналу складає 2...4 години. Відмови обладнання кормороздавання і кормоприготування настають в час вранішнього і вечірнього годування. Це дозволяє відмітити, що довільна відмова в момент часу годування призводить до затримки годування на 0,5...0,8 години.

Більшість відмов (228) припадає на відмови транспортерів-кормороздавачів безпосередньо в секціях, де розташовані тварини. В кожній секції розташовується до 50 тварин. Відмова секційного транспортера це обмежена відмова з наслідками даної групи тварин.

Трудомісткість усунення відмов транспортерів-кормороздавачів за річний термін їх експлуатації складає 2700 люд.-год., а однієї відмови в середньому 12 люд.-годин. З врахуванням заходів з усунення відмов і їх оперативності відмова транспортера-кормороздавача призводить до затримки годування 560 тварин на 1,1...1,4 години. Як резерв на комплексі застосовується мобільний кормороздавач.

Відмови розглянули в динаміці. Відмічено, що всі відмови технологічного обладнання відбуваються тільки під час роботи в період з 8 години до 18 години. За рік експлуатації це склало 2400 годин робочого часу, під час якого відбувалися відмови технологічного обладнання. Таким чином, на комплексі відмови проявляються в середньому з інтервалом 3,5...4,2 години з тривалістю в середньому 0,75...1,4 години.

Заключення про задовільність безвідмовності обладнання придатні в тому випадку, якщо розглядати функціонування цих машин диференційно, поза технологічних ліній. Для комплексних технологічних ліній відмова однієї з машин спричиняє відмову технологічного процесу в цілому. Ці показники безвідмовності проявляються багаточисельними простоями

технологічних ліній.

Порівнюючи динаміку відмов обладнання в роках, можемо відмітити, що обладнання старіє і збільшується загальна кількість відмов. Так в попередньо досліджуваному році за транспортерами-кормороздавачами відмічено 17 відмов з трудомісткістю усунення 245 люд.-год, то в поточно досліджуваному році вже 22 відмови з трудомісткістю їх усунення 270 люд.-годин. Середньомісячна кількість відмов за всім комплексом в попередньому році – 59 з трудомісткістю їх усунення 550 люд.-годин, а в поточному вже 62 відмови з трудомісткістю усунення 530 люд.-годин. Таким чином, на комплексі щоденно відбувається в середньому 2 відмови машин і обладнання для приготування і роздавання кормів з рівномірним розподіленням по осі час і з тривалістю усунення 0,8...1,2 години.

В підтвердження отриманих результатів розраховано нормативні показники безвідмовності обладнання для приготування і роздавання кормів. (табл.2).

Таблиця 2 – Нормативні показники експлуатаційної безвідмовності фермського обладнання

Назва обладнання	Кількість механізмів, $N_i$	$\lambda$ , год <sup>-1</sup>	$\lambda_c = N_i \cdot \lambda$	$\lambda_c \cdot t_{\text{ср}}$	$D_s$
1. Транспортери кормороздавачі	33	0,0023	0,075	0,60	0,5488
2. Циклони	4	0,032	0,128	1,024	0,3535
3. Бункера живлення	12	0,0044	0,058	0,464	0,5016
4. Норії	3	0,03	0,09	0,72	0,4878
5. Позиційне розподільники	22	0,0049	0,1078	0,8624	0,0935
6. Кормопроводи	2	0,006	0,012	0,072	0,9085

З отриманих даних (табл.2) можемо відмітити, що ймовірність безвідмовної роботи обладнання кормоприготування і роздавання на протязі зміни складає 0,004.

*Висновок.* При запроваджених профілактичних заходах і умовах виробничого циклу машини і обладнання тваринницького комплексу експлуатуються із задовільною безвідмовністю.

*Перспектива подальших досліджень* лежить в площині оцінки показників довговічності і комплексних показників надійності фермського обладнання.

Література

1. *Нигора В.М.* Методика визначення надійності функціонування технологічних машин / В.М. Нигора, В.О. Овчарук // Наукові праці Національного університету харчових технологій. – 2007. – №20. – С. 48–51.

2. *Шахов А.В.* Проектно-орієнтоване управління функціонуванням ремонтоздатних технічних систем / А.В. Шахов, В.І.Чимшир – Одеса: Фенікс, 2007. – 180 с.
3. Методические указания по определению потерь от простоев машин по техническим причинам / *Х.Г. Барам, Н.Н. Потанков, Е.П. Бардина.* – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 70 с.
4. *Глазун В.В.* Сучасні тенденції удосконалення економічних механізмів функціонування аграрного технічного сервісу/ В.В. Глазун , Л.М. Гураль // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – Вип.54. – С. 156–160.
5. *Польшаков В.І.* Економіка, організація та управління технічним обслуговуванням і ремонтом машин / В.І. Польшаков, Є.Ю. Сахно. – К.: ЦНЛ, 2004. – 328 с.
6. *Агеєва І.В.* Розвиток системи інженерно-технічного обслуговування/ І.В. Агеєва // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – Вип.54. – С. 160–168.
7. *Клименко Н.П.* Оптимизация сроков проведения плановых технических обслуживаний сельскохозяйственной техники в эксплуатации/ Н.П. Клименко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2007. – Вип.67. – Т.1. – С. 224–228.
8. *Мовчан В.Ф.* Теоретические основы предупреждения отказов машин/ В.Ф. Мовчан, В.М. Митин, Д.А. Катюха // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2008. – Вип.8. – Т.6.
9. *Нуждін Є.М.* Ефективність технічного бслуговування доїльного устаткування/ Є.М. Нуждін, Г.П. Гнатюк // Продуктивність агропромислового комплексу. – К.: НДІ „Укראгропромпродуктивність”, 2006. – Вип. 5. – С. 112–116.

## **ГОДОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ ФЕРМСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Болтянская Н.И.

### *Аннотация*

**В статье представлено результаты экспериментального исследования показателей безотказности фермского оборудования в период годичной эксплуатации.**

## **ANNUAL PARAMETERS OF OPERATIONAL NON-FAILURE OPERATION OF THE EQUIPMENT OF FARMS**

N. Boltyanska

*Summary*

**In paper results of experimental researches of parameters of non-failure operation of the equipment of farms in their annual maintenance are presented.**

УДК 631.158:658.382

**ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БЕЗПЕЧНОСТІ НЕБЕЗПЕЧНОЇ  
ЗОНИ ПРИ ПОВОРОТІ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ**

Бутко Д.А., к.т.н.

Циб В.Г., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-06-65

**Анотація** – роботу присвячено визначенню небезпечної зони та безпечної відстані при повороті транспортного агрегату.

**Ключові слова** – небезпечна зона, тваринництво, транспортний агрегат, радіус повороту.

*Постановка проблеми.* При виробництві продукції тваринництва виникає необхідність в застосуванні транспортних агрегатів (трактор-прицеп, трактор-кормороздавач, трактор-косарка і т. ін.).

*Формулювання цілей статті.* Такі тракторні агрегати при русі створюють попереду себе кільцеву небезпечну зону АДQC (рис.1). [1]

Розглянемо травматичну ситуацію, що виникає при переході людиною кільцевої небезпечної зони і умови її переходу. [2]

Агрегат рухається на повороті з радіусом  $R$  і швидкістю  $V_e$ . Людина переходить небезпечну зону із швидкістю  $V$  до центра із точки Д і від центра повороту із точки Р. Найбільш небезпечною ситуацією слід вважати таку, коли перехід здійснюється під деякими кутами  $\alpha$  і  $\beta$  до прямих ліній, що проходять через центр повороту  $O$ , тобто на випадок самого довгого шляху.

*Основна частина.*

Рівняння руху людини в полярних координатах відносно агрегату у внутрішню сторону буде мати наступний вигляд

$$q = R - V \cdot t \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$



$$\varphi_T = \frac{V_e}{R} \cdot t - \frac{V \cdot t}{q} \cdot \sin \alpha. \quad (2)$$

Виключимо із (1) і (2) параметр  $t$ , одержимо

$$\varphi_T = \frac{V_e(R_1 - q)}{R_1 \cdot V \cdot \cos \alpha} - \frac{R \cdot q}{q} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (3)$$

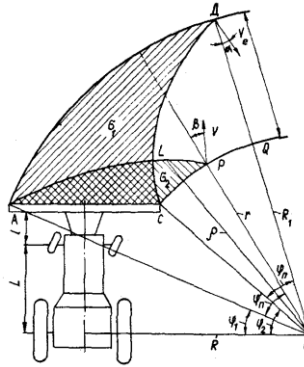


Рис.1. Створення зон травматичної ситуації при русі машинно-тракторного агрегату на повороті.

При переході небезпечної зони у зовнішню сторону повороту рівняння руху людини відносно агрегату буде мати такий вигляд

$$\varphi_T' = \frac{V_e(q - r)}{R \cdot V \cdot \cos \beta} - \frac{q - r}{q} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4)$$

де  $R_1$  і  $r$  – зовнішній і внутрішній радіуси небезпечної зони.

Крива СД, що виражена рівнянням (3) разом із зовнішньою стороною небезпечної зони АД і лінією небезпечності АС обмежує зону можливої травматичної ситуації  $\sigma_1$  при переході людиною небезпечної зони до центра повороту.

Крива АР, що представлена рівнянням (4), внутрішня сторона небезпечної зони СР і лінія небезпечності АС утворюють зону травматичної ситуації  $\sigma_2$ , що виникає при переході людиною небезпечної зони від центра повороту.

Підставивши замість  $q$  в формулу (3) величину  $r$ , а в формулу (4) величину  $R_1$ , одержимо значення кінцевих кутів повороту агрегату на випадок можливого виходу людини із небезпечної зони

$$\varphi_{II} = \frac{V_e \cdot B_1}{R \cdot V \cdot \cos \alpha} - \frac{B_1}{r} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

$$\varphi_{II}' = \frac{V_e \cdot B_1}{R \cdot V \cdot \cos \beta} - \frac{B_1}{R_1} \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

де  $B_1 = R_1 - r$  - ширина небезпечної зони.

Знаючи значення цих кутів, можна прорахувати безпечну відстань від місця знаходження людини до лінії небезпечності АС.

Величини цих кутів, а отже, і безпечна відстань залежать від ширини небезпечної зони  $B_l$ , швидкості руху агрегату  $V_e$ , швидкості переходу людиною небезпечної зони  $V$ , радіуса повороту агрегату  $R$ , а також від напрямку руху людини в небезпечній зоні, що визначається кутами  $\alpha$  і  $\beta$ .

Розрахунки показують, що існує оптимальний напрямок переходу людиною небезпечної зони.

Так, для агрегату з параметрами  $R = 9$  м,  $L=3$  м,  $l=2$  м,  $V_e=2$  м/с,  $V=1$  м/с загальний вид рівняння величин оптимальних кутів напрямку виходу визначається по формулам

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{V}{V_e} \cdot \frac{R}{r}, \quad (7)$$

$$\beta_0 = \arcsin \frac{V}{V_e} \cdot \frac{R}{R_l}, \quad (8)$$

одержаним після дослідження рівнянь (5) і (6) на мінімум.

З формул (7) і (8) видно, що оптимальні кути переходу небезпечної зони залежать від швидкості переходу людиною небезпечної зони, швидкості руху агрегату від радіусу повороту агрегату і радіусів, обмежуючих небезпечну зону.

Але в реальних умовах важко визначити точний оптимальний напрям руху людини (кути  $\alpha_0$  і  $\beta_0$ ). В даному випадку для розрахунків рекомендується використовувати сектора переходу небезпечної зони, для яких  $\alpha = 0 \dots 57^\circ$ ,  $\beta = 0 \dots 35^\circ$  (рис.2).

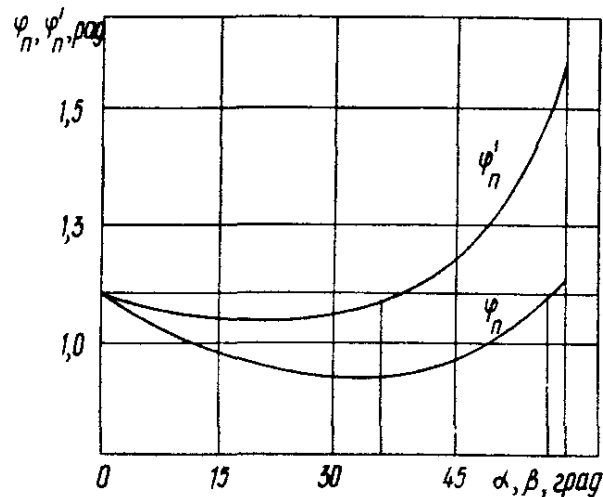


Рис.2. Визначення секторів переходу небезпечної зони.

Визначимо мінімальні безпечні відстані до лінії небезпечної зони при переході людиною від центра повороту  $CP = l_e$  і при русі людини до центра повороту  $AD = l_n$ , які відповідно будуть дорівнювати

$$l_e = \varphi_e \cdot r,$$

$$l_n = \varphi_n \cdot r.$$

Відносно до виразів (5) і (6), а також рис.1,

$$\varphi_в = \varphi'_п - \Delta\varphi, \varphi_н = \varphi_н - \Delta\varphi,$$

де  $\Delta\varphi = \varphi_2 \cdot \varphi_1$ .

*Висновки.* Використовуючи одержані залежності можна визначити безпечні відстані при любых параметрах машинно-тракторного агрегату. Наприклад, при ширині агрегату 6 м, швидкості руху агрегату 2 м/с і радіусу повороту 9 м безпечна відстань при переході небезпечної зони від центра повороту агрегату складає 6,75 м, а при переході до центра повороту – 18,75 м.

Одержана методика розрахунків може бути застосована при складанні правил і інструкцій стандартів при охороні праці для проведення інструктажів, а також для більш об'єктивної оцінки причин нещасних випадків.

Література

1. Охрана труда в агропромышленном комплексе. Сборник научных трудов Литовской СХА. - Вильнюс, 1986. – Вып. 1.
2. *Бутко Д.А.* Організація охорони праці в сільському господарстві /Д.А. Бутко, В.Л. Луценков, М.Т. Воїнов, С.Д. Мазілін – Сімферополь: Бізнес - Інформ, 1998.–368с.

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕЗОПАСНОСТИ ОПАСНОЙ ЗОНЫ ПРИ ПОВОРОТЕ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА**

Бутко Д.А., Циб В.Г.

### *Аннотация*

**Работа посвящена определению опасной зоны и безопасного расстояния при повороте транспортного агрегата.**

## **DEFINITION OF PARAMETERS OF SAFETY OF THE DANGEROUS ZONE AT TURN OF THE TRANSPORT UNIT**

D.Butko, V.Tsib

### *Summary*

**Work is devoted to definition of a dangerous zone and safe distance at turn of the transport unit.**

УДК 630.171.075.3

## ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ ЕМО ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Роговський Л.Л. к.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел.: +38 (044) 527-88-95

**Анотація** – виконано аналіз причин спрацювання нерухомих спряжень типу вал-підшипник кочення, величини і характеру їх спрацювання визначені основні вимоги до способів їх відновлення. Обґрунтований напрямок відновлення деталей нерухомих спряжень електромеханічною обробкою.

**Ключові слова** – відновлення деталей, електромеханічна обробка, знос, спрацювання, спряження.

*Постановка проблеми.* В процесі експлуатації більшість деталей сільськогосподарських машин (85-90 %) виходить з ладу із-за спрацювання їх робочих поверхонь [1]. Крім того із загальної кількості спрацьованих деталей сільськогосподарських машин 70-80 % мають величину спрацювання менше 0,3 мм, а у двигунів частка таких деталей перевищує 90 %. За масою така величина спрацювання не перевищує 1-2 % від загальної маси деталі [2].

Важливе місце серед відновлюємих деталей займає група нерухомих спряжень типу вал-підшипник.

*Аналіз останніх досліджень.* Аналізуючи умови роботи підшипників кочення сільськогосподарської техніки, необхідно відмітити, що умови їх проти відносно не напружені. Так, кутові швидкості у більшості підшипників складають 1,0...3,0 м/с, температура у підшипникових вузлах не перевищує 80°C, питомі навантаження складають 20...100 Н/мм<sup>2</sup>, що не перевищує 70 % динамічної вантажопід'ємності підшипників [3].

Однією із причин зменшення довговічності нерухомих спряжень типу вал-підшипник є порушення нерухомості з'єднання внутрішнього кільця підшипника і шийки вала, яке відбувається в основному, за рахунок спрацювання поверхонь шийок валів [4]. Наприклад, після наробітку 3500...4000 годин близько 60 % посадочних шийок валів трансмісій тракторів мають спрацювання [5]. При цьому близько 25 % внутрішніх кілець підшипників тракторів класу 14 кП та 63 % - класу 30 кН повертається на валу [6]. Спрацювання посадочних місць під підшипника

валів коробок передач зернозбиральних комбайнів відбувається через 500...600 годин роботи [5].

Середня величина спрацювання посадочних поверхонь під підшипники складає 0,017-0,060 мм [2]. Кількість посадочних поверхонь валів, які потребують відновлення, зростає при кожному наступному капітальному ремонті. Якщо при першому капітальному ремонті бурякозбиральних комбайнів відновлення потребує 8 % посадочних поверхонь, то при другому – 43 %, а при наступних – більше 60 % [1].

Спрацювання посадочних поверхонь під підшипниками має значний вплив на техніко-економічні показники вузлів та агрегатів сільськогосподарської техніки.

Порушення посадки підшипників на валах коробок передач порушуються нормальні умови роботи як самого підшипника, так і зубчатих коліс та передаточних валів.

*Формулювання цілей статті.* Виконати оцінку технологічності електромеханічної обробки як технології відновлення спрацьованих деталей сільськогосподарської техніки.

*Основна частина.* Дослідженнями встановлено, що збільшення зазору в посадці вал-підшипник приводить до зміни майже всіх параметрів, які характеризують роботу зубців шестерень. Встановлено, що при спрацюванні посадочного місця на 0,05 мм навантаження на зуб збільшується на 25 %, в результаті чого довговічність з витривалості зуба зменшується в декілька разів. Якщо в результаті спрацювання посадочних місць відбувається перекид в зачепленні зубців на 0,01 радіан, то довговічність зачеплення зменшується в 2 рази.

Спрацювання нерухомих спряжень “вал-підшипник кочення” має значний вплив на коефіцієнт корисної дії вузлів, агрегатів та сільськогосподарської машини в цілому. Так, втрата потужності в планетарному механізмі тракторів складають близько 10 % при збільшенні радіального зазору в підшипниках до 0,1 мм.

Як показали дослідження втрати потужності тракторів класу 3 в задньому мосту, які виникають в наслідок спрацювання посадочних місць, складають до 10 кВт. Взагалі, порушення співвісності, розкоординація зачеплень, внаслідок спрацювання посадочних поверхонь розповсюджується на всі агрегати, втрата потужності в яких можуть досягати 28 %. Крім того, додаткова потужність, яка витрачається на компенсацію сил тертя, перетворюється в тепло, що призводить до збільшення температури підшипникових вузлів до 200°C, а це в свою чергу зменшується довговічність підшипників кочення в 5-7 разів.

Тому підвищення довговічності підшипникових вузлів сільськогосподарської техніки за рахунок якісного відновлення спрацьованих деталей є досить актуальною задачею.

При відновленні та зміцненні деталей сільськогосподарської техніки найбільш широко застосовують способи дугового наплавлення, частка яких в загальному обсязі ремонтних робіт складає близько 70 %. Частка контактного наварювання металевго шару складає близько 7 %, газотермічного напилення – близько 6 % та гальванічного нанесення – близько 3 %. Інші способи відновлення та зміцнення стосовно деталей нерухомих спряжень сільськогосподарської техніки не знайшли широкого застосування в ремонтному виробництві АПК, і якщо використовуються, то на окремих підприємствах для обмеженої номенклатури деталей.

Незважаючи на те, що наплавлення дозволяє одержувати на відновлюваних поверхнях деталей стійкі проти спрацювання шари, багатьох випадках це не забезпечує підвищення ресурсу деталей в цілому. Це відбувається тому, що висока погонна енергія процесу наплавлення призводить до деформації деталі, накопиченню залишкових напружень, виникненню тріщин. Все це забезпечує зменшення стійкості проти втомленості відновлених деталей на 10 –70%. Також при малих величинах спрацювань наплавлення забезпечує великі припуски на механічну обробку, що призводить до значних втрат металу та значно ускладнює технологічний процес відновлення (особливо при обробці шарів високої твердості). Основними недоліками, які стримують відновлення валів газотермічними способами являються:

- недостатня міцність зчеплення, в результаті чого покриття можуть відділитися від основи;
- висока пористість (5-25 %), значні залишкові напруги;
- нестабільність властивостей на різних ділянках покриття, що призводить до утворення дефектів.

Для відновлення поверхонь останнім часом досить широко почали застосовувати електроконтактне наварювання металевго шару (стрічки, дроту, порошків). Однак хоча при електроконтактному наварюванні і відсутній значний термічний вплив на деталь, але місця, які зазнали впливу потужних імпульсів струму (до 20кА), є концентраторами напружень, що забезпечують зменшення стійкості проти втомленості. Через великий питомий тиск, який чинить інструмент на деталь при електроконтактному наварюванні існують обмеження за розмірами деталей.

Таким чином аналіз показує необхідність розробки перспективних технологій та обладнання для відновлення нерухомих спряжень, при цьому необхідно прагнути до максимального зниження затрат виробництва, тобто, зниження собівартості відновлення деталей.

В цьому плані основні резерви зниження собівартості відновлення деталей такі:

- зменшення трудомісткості процесів за рахунок підвищення рівня механізації та автоматизації виробництва;

- зменшення питомої енергомісткості процесів, що виражається у витраті електроенергії, газу, пору і т.д.

- застосування прогресивних процесів, що базуються на способах пластичної деформації, нарощуванні з мінімальним припуском на наступну обробку (зменшення витрат на матеріали).

Одним із таких способів є електромеханічна обробка, яка заснована на висаджуванні металу під дією тиску інструмента та струму, що дозволяє збільшити розміри спрацьованої деталі, та наступним їй згладжуванням до номінального розміру. Принципові відмінності електромеханічного способу відновлення деталей від багатьох інших способів заключається в тому, що в процесі відновлення досягається значне підвищення фізико-механічних властивостей активного поверхневого шару деталі без додаткових операцій і термічної обробки. При цьому сам процес відновлення базується на перерозподілі матеріалу відновлюваної деталі, що забезпечує значне збільшення використання матеріалу. Слід зазначити, що електромеханічне згладжування може в багатьох випадках замінити шліфування. Оброблена електромеханічним способом поверхня деталі набуває більш високу стійкість і проти абразивного спрацьовання, і проти фретингу, і проти втомленості [9].

В порівнянні із способами нанесення покритій ЕМО має такі переваги: підвищується продуктивність, зменшуються витрати електроенергії, відпадає потреба в матеріалах (електродах, дротах, порошках тощо), виключається деформація деталей, відповідає потреба в додатковій механічній обробці. Все це дозволить зменшити собівартість відновлення, яка не перевищить 40 % від ціни нової деталі. Значною перевагою ЕМО є, також, її екологічна чистота.

Конструкція обладнання для ЕМО досить проста, можна застосовувати серійне, або переобладнано із серійного обладнання – токарні верстати, зварювальні трансформатори.

Відомо декілька різновидів способу ЕМО, які запатентовано в колишньому СРСР, Росії, Німеччині, Японії та Франції. Відмінність між ними полягає, в основному, у використанні інструменту різного профілю, у величині струму та напруги, які підводяться до зони контакту, у величині та напрямку прикладання зусиль при згладжуванні.

Для впровадження ЕМО в ремонтне виробництво аграрного комплексу необхідне проведення ряду досліджень. Це обґрунтування доцільної номенклатури деталей для відновлення та зміцнення. Наступне – це проведення теоретичних досліджень щодо встановлення основних закономірностей процесу обробки стосовно деталей сільськогосподарських машин, а також – експериментальне обґрунтування технологічних режимів, конструктивних параметрів обладнання та проведення досліджень щодо впливу ЕМО на надійність відновлення деталей та спряжень.

Обґрунтування проекту номенклатури. Із всієї номенклатури відновлюваних деталей до групи “гладенькі вали та осі” відноситься значна частина деталей, і в більшості випадків саме вони лімітують ресурс вузлів та агрегатів сільськогосподарських машин. Крім того, найбільшу повторюваність дефектів у цих деталей мають спрацювання посадочних місць під підшипники, поверхонь під втулки.

Довжина відновлюваних валів складає від 100 до 4000 мм, однак більше 90 % мають довжину, яка не перевищує 1000 мм. Діаметри валів дорівнюють 12 – 210 мм, але у 98 % валів діаметр не перевищує 60 мм, маса валів складає 0,5 – 50 кг (середнє значення близько 3 кг). При визначенні номенклатури відновлюваних деталей перш за все необхідно врахувати коефіцієнт повторюваності дефектів. До номенклатури доцільно включити деталі, у яких найбільший коефіцієнт повторюваності дефекту мають поверхні, які можна відновлювати даним способом і при цьому його значення перевищує значення загального коефіцієнту повторюваності інших дефектів. Загальний коефіцієнт повторюваності дефектів ( $K_{ПДЗ}$ ) визначається за відомою формулою

$$K_{ПДЗ} = 1 \cdot \left(1 - K_{ПД}^{\max}\right) \prod_{i=2}^n \left(1 - K_{ПДi}\right)^{1/n}, \quad (1)$$

де  $K_{ПД}^{\max}$  – коефіцієнт повторюваності дефекту поверхні з максимальним значенням коефіцієнта (з мінімальним ресурсом);

$K_{ПДi}$  – коефіцієнт повторюваності дефектів інших поверхонь;

$n$  – число взаємопов’язаних поверхонь.

Розподіл коефіцієнтів повторюваності дефектів приведена на рис. 1.

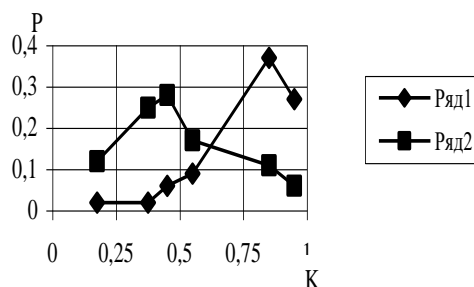


Рис. 1. Ймовірність розподілу  $P$  коефіцієнтів повторюваності дефектів  $K$  для поверхонь деталей нерухомих спряжень сільськогосподарських машин: ряд 1 - коефіцієнт повторюваності дефекту від загальної кількості деталей; ряд 2 - коефіцієнт повторюваності дефекту від ремонтпригодних деталей.

В результаті аналізу з врахуванням техніко-економічних показників способу відновлення (трудомісткість м, л/год – 10; енергомісткість м<sup>2</sup>, кВт – 188, собівартість м<sup>2</sup>, грн. – 102) визначено попередній перелік деталей, який включає 36 найменувань. Номенклатура відновлюваних деталей



підлягає уточненню протягом всього терміну проведення досліджень, і остаточно визначається за результатами експлуатаційних випробувань.

*Висновки.* Аналізуючи причини спрацювання нерухомих спряжень типу вал-підшипник кочення, величини і характеру їх спрацювання визначені основні вимоги до способів їх відновлення. Обґрунтований напрямок відновлення деталей нерухомих спряжень електромеханічною обробкою. Одержані результати будуть вихідними даними для розробки експериментального обладнання та проведення експериментальних досліджень із розробки технології електромеханічної обробки.

Література

1. *Аксенов В.А.* Восстановление корпусов коробок передач / В.А.Аксенов, И.Н.Выстрелков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 2. – С. 22–23.
2. *Гаджиев А.А.* Использование полимерных материалов для восстановления корпусных деталей / А.А. Гаджиев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – № 10. – С. 26–27.
3. *Гаджиев А.А.* Обоснование прочности неподвижных соединений, восстановленных полимерными материалами / А.А. Гаджиев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – № 9. – С. 22–23.
4. *Денисенко А.Г.* Разработка технологии восстановления фильтрующих элементов воздухоочистителей двигателей внутреннего сгорания с заменой фильтрующей шторы / А.Г.Денисенко // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – Вип. 14 “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. – С. 123–127.
5. *Луцкер Г.Д.* Исследование организационного режима работ в цехах восстановления автотракторных деталей / Г.Д. Луцкер // Автореф. дис... канд. техн. наук / Украинская академия сельскохозяйственных наук. – К., 1958. – 18 с.
6. *Сайфуллин Р.Н.* Восстановление деталей машин приваркой порошково-полимерных лент / Р.Н. Сайфуллин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – № 10. – С. 25.

## **ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ ЕМО ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

Роговской Л.Л.

### *Аннотация*

**Выполнен анализ причин срабатывания неподвижных сопряжений типа вал-подшипник катания, величины и характера их**

**срабатывания, определены основные требования к способам их восстановления. Обосновано направление восстановления деталей неподвижных сопряжений электромеханической обработкой.**

## **ADAPTABILITY TO MANUFACTURE EMO AT RESTORATION OF DETAILS OF AGRICULTURAL MACHINERY**

L. Rogovskiy

### *Summary*

**The analysis of the reasons of chafing of motionless mating of type the shaft the rolling-contact bearing, magnitude and character of their deterioration is made, the basic demands to ways of their restoration are defined. The direction of restoration of details of fixed joints electro-mechanics is proved by machining.**

УДК 631.223:636.74

## **СУЧАСНІ ЕНЕРГОЗАОЩАДЖУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРИГОТУВАННЯ ТА РОЗДАВАННЯ КОРМІВ**

Брагінець А.М., к.т.н.

Брагінець С.М., к.е.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-05-70, 42-05-72

***Анотація* – у статті розглянуті питання механізації кормоприготування та нормованого роздавання кормів сучасними енергозаощаджувачами-роздавачами.**

***Ключові слова* – подрібнення та нормована роздача кормів, універсальний навантажувач, подрібнювання-змішування-роздавання кормів, кормозмішувач-роздавач, «кормоцех на колесах», кормокомбайн.**

***Постановка проблеми.* Технологія приготування й роздавання кормів із використанням застарілих навантажувачів, тракторних причепів, стаціонарних кормоцехів і кормороздавачів не забезпечує якісного приготування кормосумішей і вчасної годівлі тварин.**

Науковим закладам варто об'єднати свої зусилля для створення вітчизняної моделі подрібнювача-змішувача-роздавача кормів на базі найприйнятніших для наших умов іноземних зразків і рекомендувати технічну новинку для серійного виробництва.

*Аналіз останніх досліджень.* Аналіз публікацій по даній проблемі показав, що питанням визначення ефективності впровадження технології приготування і одночасного подрібнювання-змішування-роздавання кормів великій рогатій худобі приділяється недостатньо уваги.

*Формування цілей статті.* Мета статті - розглянути питання механізації кормоприготування та нормованого роздавання кормів сучасними енергозаощаджуючими кормозмішувачами-роздавачами.

*Основна частина.* У сучасний перехідний період через зростання цін на енергоносії, припинила власне виробництво більшість комбікормових заводів. У державі виникла проблема - відшукування альтернативних шляхів повноцінної годівлі худоби в умовах, які склалися у сільському господарстві [1].

Організація процесу роздавання кормів є одним із джерел зниження собівартості продукції тваринництва. За даними Є.І. Резника [5] на цю операцію витрачається паливно-мастильних матеріалів 2,5...2,8ГДж на голову протягом року. Пошук шляхів зниження енергоємності даного процесу безперервно пов'язаний з технологією підготування кормів до згодовування, розміром тваринницької ферми та вибором технологічних засобів для роздавання кормів.

Відомо, що в структурі собівартості виробленого молока на корми припадає близько 70% витрат. Проблема механізації кормоприготування та нормованого роздавання кормів є надто важливою. Зниження питомих витрат кормів і підвищення продуктивності тварин забезпечуються тільки на основі приготування збалансованих однорідних сумішей і їхнього нормованого видавання з урахуванням продуктивності тварин. При цьому слід забезпечити максимальне зниження затрат праці, засобів і енергії на приготування кормових сумішей та їх видавання в годівниці [5].

Зважаючи на теперішній стан тваринництва і кормовиробництва, фізичне і моральне спрацювання обладнання кормоцехів, його велику енергоємність, зрозуміло, що технологія приготування кормосумішей у кормоцехах недоцільна та економічно не виправдана [2].

У країнах Західної Європи кормозмішувачі-роздавачі та міксері-роздавачі є основною групою машин для приготування та роздавання кормів. Їх широке застосування зумовлене як перевагами годівлі кормосумішами, так і досконалою конструкцією машин, які забезпечують операції навантаження, подрібнення, змішування та роздавання кормів з мінімальними затратами праці.

В Україні такі машини поки що не виготовляють, але на ринку з'явився широкий вибір подрібнювачів-змішувачів-роздавачів іноземного

виробництва. Ця техніка представлена такими провідними фірмами, як: Cormorant Vertical МК-11В (Італія), Kuhn (Франція), Trioliet (Нідерланди), DeLaval (Швеція), Seko (Італія), Roto-mix (США) тощо. Таку техніку дедалі ширше впроваджують у господарствах України. Використання цієї техніки, якщо порівняти з традиційною технологією, дає змогу значно зменшити витрати праці та питому метало- і енергоємність однієї тонни приготованої і розданої на фермі кормосуміші. Водночас нормативних показників затрат часу на виконання основних технологічних операцій приготування і роздавання кормосуміші цими машинами немає. Це призводить до певних труднощів під час вибору тієї чи іншої техніки в разі планування використання трудових і матеріальних ресурсів у господарстві. Виконуючи функції «кормоцехів на колесах», кормозмішувачі-роздавачі різняться великими різновидами типів і моделей [4].

Кормокомбайни виробляють причіпними та самохідними, з пристроями для самонавантаження та без них. Їх змішувальні робочі органи можуть бути горизонтальними і вертикальними, завантажувальні - фрезерними або грейферними. Місткість різних моделей кормозмішувачів-роздавачів - від 5 до 45 м<sup>3</sup>, потужність - від 48 до 275 к. с. Кожний тип цих машин, за використання в різних умовах, має свої переваги та недоліки. Так, наприклад, габаритні розміри значної частини кормозмішувачів-роздавачів іноземного виробництва не дають змоги застосовувати їх для роздавання корму в застарілих тваринницьких приміщеннях. В цьому разі такі машини використовують як стаціонарні тільки для приготування кормосуміші з дальшим вивантаженням корму в мобільні кормороздавачі типу КТУ-10А. Така технологія значно знижує ефективність використання даної техніки [3].

Питанням визначення ефективності впровадження технології приготування і роздавання кормів на фермах ВРХ і технічного рівня кормозмішувачів-роздавачів приділяють останнім часом значну увагу.

Кормозмішувачі-роздавачі зарубіжних фірм забезпечують високу якість виконання технологічного процесу (рівномірність змішування становить 91,3-98,4%, а рівномірність роздавання корму перебуває на рівні 94,8-97,0%) і мають задовільну технічну та технологічну надійність [1].

Щодо різних типів робочих органів для подрібнення та змішування корму, то, наприклад, спосіб вертикального змішування є найдосконалішим варіантом, якщо дотримуватися всіх передбачених вимог. Кормозмішувачі-роздавачі вертикального типу дають змогу отримати найбільш гомогенну кормову суміш, вони дуже надійні в експлуатації. З урахуванням здатності розривання туків і зручності в керуванні вони мають значні переваги перед горизонтальними та лопатевими кормозмішувачами-роздавачами. Водночас горизонтальні змішувальні робочі органи інтенсивніше ніж вертикальні доподрібнюють волокнисті компоненти суміші. Тому фермські комбайни з вертикальними

робочими органами треба використовувати в господарствах, де в сховища завантажують добре подрібнені корми, а з горизонтальними - у роботі з недостатньо подрібненими кормами.

Застосування кормосумішей підвищує надої молока як мінімум на 15%, а приріст ваги великої рогатої худоби - на 20...25%, економить робочу силу та час [5].

Важливим елементом процесу годування тварин є організація технологічної операції транспортування і роздавання кормосуміші. Відповідно до принципу поточності кількість кормозмішувачів-роздавачів повинна забезпечувати безперебійний ритм всього процесу. Виконання даної умови можливо при правильному розрахунку кількості кормозмішувачів-роздавачів.

В загальному вигляді кількість мобільних кормозмішувачів-роздавачів визначають за формулою [7]

$$N_{\zeta i} = \frac{(m_{\hat{E}} + m_{\hat{A}}) \cdot \dot{O}_{\hat{O}}}{\dot{O}_{\zeta A} V_{\hat{A}} \rho \hat{E} n}, \quad (1)$$

де  $m_{\kappa}$ ,  $m_{\text{д}}$  – відповідно, маса кормосуміші та збагачувальної добавки, що видають тваринам, кг;

$T_{\text{ц}}$  – час повного циклу роботи машини, год.;

$T_{\text{зв}}$  – час, що обумовлений зоотехнічними вимогами, год.;

$V_{\text{б}}$  – об'єм бункера кормозмішувача-роздавача, м<sup>3</sup>;

$\rho$  – щільність кормосуміші, кг/м<sup>3</sup>;

$K_3$  – коефіцієнт заповнення бункера;

$n$  – кратність годування.

Важливим показником, що визначає кількість кормозмішувачів-роздавачів є час повного циклу роботи машини. Визначити його можливо відповідно з наведеною на рисунку 1 принциповою схемою доставки та роздавання кормів.

Відповідно до схеми (рисунок 1), час повного технологічного циклу роботи кормозмішувача-роздавача можна визначити за формулою [7]

$$\dot{O}_{\hat{O}} = \dot{O}_1^{\hat{E}} + \dot{O}_1^{\hat{A}} + \dot{O}_2^{\hat{E}} + \dot{O}_2^{\hat{A}} + \dot{O}_1^{\hat{O}} + \dot{O}_{\hat{\delta}\hat{\zeta}\hat{a}} + \dot{O}_1, \quad (2)$$

де  $\dot{O}_2^{\hat{E}}$ ,  $\dot{O}_2^{\hat{A}}$  - відповідно, час на завантаження кормосуміші та збагачувальної добавки, год.;

$\dot{O}_1^{\hat{E}}$  - час, що витрачається на переїзди агрегату між місцями зберігання кормів, які не потребують попередньої підготовки, год.;

$\dot{O}_1^{\ddot{A}}$  - час, що витрачається на переїзди агрегату від останнього місця зберігання кормів до кормоцеху, год.;

$\dot{O}_1^{\hat{O}}$  - час, що витрачається на переїзди агрегату від кормоцеху до ферми, год.;

$\dot{O}_1$  - час, що витрачається на переїзди агрегату від ферми до місця зберігання кормів, які не потребують підготовки до згодовування, год.;

$\dot{O}_{\text{дiса}}$  - час, що витрачається на роздавання кормів, год.



Рис.1. Принципова схема доставки та роздавання кормів кормозмішувачем-роздавачем, що обладнаний системою самозавантаження та зважування.

При визначенні часу транспортного циклу передбачається, що приготування кормосуміші з окремих кормів відбувається під час руху агрегату від місця їх зберігання до місця приготування багатокомпонентних добавок. Час на переїзд від стоянки до робочого місця не враховують, так як він не впливає на поточність технологічного процесу.

Тищенко М.А. та Токарев А.Н. [7] рекомендують вибирати швидкість руху агрегату в залежності від відстані транспортування кормів. Так при відстані  $L_{\text{тр}} < 200\text{м}$  швидкість руху агрегату повинна бути не більше 7,2 км/год. При збільшенні відстані транспортування кормів  $L_{\text{тр}} > 1000\text{м}$  цей показник доцільно збільшити до 22 км/год.

Дослідженнями Савина Д.К. [6] була визначена раціональна швидкість агрегату при роздаванні кормів – до 5 км/год.

При відомій швидкості руху агрегату при роздаванні кормів можна визначити необхідну його продуктивність за формулою [7]

$$Q = \frac{V_{\text{розд}} \cdot m_{\text{к}}}{L_{\text{розд}} \cdot n_{\text{тв}}}, \quad (3)$$

де  $V_{\text{розд}}$  – середня швидкість при роздаванні кормів, км/год.;

$m_{\text{к}}$  – добова норма видачі кормів тваринам, кг;

$L_{\text{розд}}$  – довжина фронту годування тварин, м;

$n_{\text{тв}}$  – кількість тварин, що обслуговуються за один цикл роботи агрегату.

Важливим показником, що впливає на ефективність роботи кормозмішувача-роздавача є місткість його бункера. В загальному вигляді місткість бункера визначають за формулою [7]

$$V_{\text{б}} = \frac{m_{\text{к}} + m_{\text{д}}}{\hat{E}_{\text{с}} \cdot \rho \cdot n}, \quad (4)$$

де  $m_{\text{к}}$  та  $m_{\text{д}}$  – відповідно, добова норма видачі кормів та збагачувальних добавок тваринам, кг;

Лабораторія систем економічних нормативів на нову техніку НДІ «Украгропромпродуктивність» проводила дослідження щодо визначення нормативів часу на приготування та роздавання кормосуміші кормозмішувачем-роздавачем DeLaval-12 (рисунки 1 та 2) [5].

Кормозмішувач-роздавач DeLaval-12 напівпричіпний, складається з одновісної ходової частини, бункера об'ємом 12м<sup>3</sup>, горизонтальних робочих органів (подавальних і змішувально-подрібнювальних шнеків), автономної гідравлічної станції, вагових датчиків, дисплея, на який виводиться інформація про кількість корму, що завантажений в бункер. Система робочих органів працює від власної автономної станції, якій надає руху ВВП трактора. Машину агрегують з трактором МТЗ-82, а компоненти кормосуміші навантажують в бункер самохідним навантажувачем «Борекс-3106».



Рис. 1. Кормозмішувач-роздавач DeLaval-12 (Швеція)



Рис. 2. Змішувально-подрібнюючі шнеки у бункері кормозмішувача-роздавача DeLaval-12

Усі компоненти кормосуміші (крім силосу) завантажують у бункер кормозмішувача. У бункері компоненти подрібнюються та змішуються в однорідну гомогенну кормову масу. Така система змішування і подрібнення дає можливість використовувати в раціоні довгостеблові грубі корми, заготовлені в пресованому вигляді.

Слід зазначити, що змішування компонентів кормосуміші відбувається під час переїзду кормозмішувача до тваринницького приміщення, завдяки чому скорочується загальний час на приготування й роздавання корму тваринам. Нормативи часу на виконання основних технологічних процесів приготування та роздавання кормосуміші незначні й, відповідно, становлять 0,40 і 0,11 хв. на 1 ц корму.

Загальна продуктивність кормозмішувача-роздавача становить 11,7 т/год. До того ж, ця машина має значно меншу енерго- і металоємкість порівняно зі стаціонарними кормоцехами для приготування кормів для ВРХ і мобільними кормороздавачами типу КТУ-10А. Габаритні розміри кормозмішувача дають змогу використовувати його як у тваринницьких приміщеннях, виконаних за сучасними технологіями, так і в тваринницьких приміщеннях, виконаних за застарілими проектно-технологічними рішеннями [1].

Досвід використання міксер-кормороздавача Cormorant Vertical (Італія) (рисунок 3) та Cormorant Horizontal - МК-15Г (рисунок 4) [5] для приготування збалансованих кормів, показує, що вже після першого місяця його роботи відбувається збільшення продуктивності тварин на 12-15%.

Кормороздавач Cormorant Vertical настільки ретельно й однорідно змішує всі інгредієнти корму, що велика рогата худоба з'їдає все без залишку. Тварини не мають можливості вибирати з корму найбільш смачні для неї складові. У результаті поголів'я одержує збалансований корм, наділений всіма необхідними живильними речовинами, що сприяє збільшенню продуктивності.





Рис. 3 – Вертикальний міксер - кормороздавач Cormorant Vertical МК-11В



Рис. 4 - Горизонтальний міксер-кормороздавач Cormorant Horizontal - МК-15Г

Міксер - кормороздавач Cormorant Vertical оптимально підходить для ферм середніх розмірів. Одне повне завантаження кормороздавача забезпечує годування 80 молочних корів [5].

Cormorant Vertical обсягом 11 кубічних метрів має шнек конусоподібної форми, що забезпечує якісне приготування корму із фракцією 4-6 см і не допускає пресування корму. Електронні ваги дозволяють із точністю до 1 кг відміряти усі компоненти корму.

Рівномірне вивантаження корму забезпечується за рахунок бічного конвеєра, при оптимальній швидкості руху машини 8-10 км/год. При цьому вивантаження корму відбувається на дві сторони [5].

Двошвидкісний редуктор дозволяє швидше приготувати суміш. Для одержання фракції 6-8 см потрібно 20-25 хвилин роботи машини, для одержання фракції 3-4 см, відповідно, 30-35 хвилин.

Перемішування й різання може здійснюватися в процесі руху машини до місця годівлі тварин. Спеціальна форма самозагострювальних ножів гарантує довговічну роботу міксера. Застосування спеціальної сталі з антикорозійним покриттям при виготовленні шнека й днища міксера CORMORANT забезпечує стійкість до агресивних середовищ і довговічність експлуатації.

У деяких господарствах такі машини використовують як стаціонарні з приводом від електродвигуна для приготування кормосуміші та вивантаження її у мобільні кормороздавачі.

Нормативи часу на виконання основних технологічних процесів приготування та вивантаження кормосуміші становлять 0,56 і 0,27 хв./ц корму [4].

Застосування кормозмішувача Cormorant Vertical МК-11В для приготування кормосуміші на фермах ВРХ, якщо порівняти, наприклад, з комплектом обладнання кормоцеху для приготування розсипчастих кормосумішей КОРК-15А, дає можливість зменшити питомі витрати електроенергії в 1,6 раза, а матеріаломісткість у 3,2 рази [4].

Використання кормозмішувача-роздавача DeLaval-12, у цілому, зменшує затрати часу на приготування й роздавання 1 т кормосуміші в 2,7 рази проти технології, коли аналогічну машину Cormorant Vertical МК-11В використовують тільки для приготування кормосуміші, а роздають корм кормороздавачем КТУ-10А. Переваги першого технологічного варіанта такі: скорочується час на приготування кормосуміші завдяки тому, що змішування кормосуміші відбувається під час переїзду кормозмішувача до тваринницького приміщення та не витрачається час на вивантаження кормосуміші в мобільний кормороздавач КТУ-10А [4].

*Висновки.* Нова технологія приготування та роздавання кормосумішей з використанням кормозмішувачів-роздавачів у господарствах України дає змогу знизити металомісткість та енергоємність однієї тонни приготованої і розданої кормосуміші, зменшити кількість енергозасобів і обслуговуючого персоналу. Кормозмішувачі-роздавачі зарубіжних фірм забезпечують високу якість виконання технологічного процесу подрібнення, змішування та роздавання корму, мають задовільну технічну надійність і зручність в експлуатації. Застосування такої техніки дає змогу використовувати велику кількість грубих кормів (сіно, сінаж, солону), що зберігаються в тюках чи рулонах, а досконала система зважування сприяє дотриманню точної кількості компонентів раціону.

#### Література.

1. *Пивовар В.С.* Нові технології приготування та роздавання кормосумішей на фермах великої рогатої худоби / В.С.Пивовар, Г.П. Гнатюк//Мясное дело: ежемесячный производственно-практический журнал. -2008.-№1.- с.66-69.
2. *Макарцев Н.Г.* Кормление сельскохозяйственных животных/ Н.Г.Макарцев. – Калуга: Издательство научной литературы, 2007. – 608 с.
3. *Гермезов Д.М.* Применение кормораздатчиков-смесителей – залог повышения продуктивности рогатого скота/ Д.М. Гермезов //Техника АПК,-2006,-№4.-с.46-47.
4. *Бартофи И.* Энергосберегающие технологии на животноводческой ферме: перевод с венгерского Э. Мандори, А. Залепухина/ И. Бартофи, П. Радал – М.: Агропромиздат, 1988. – 340 с.
5. *Стома Л.А.* О технологических схемах и надежности кормоцехов/ Л.А.Стома, Е.И. Резник // Животноводство. - №3. – с. 57-60.
6. *Савин Д.К.* Параметры мобильных кормораздатчиков/ Д.К. Савин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1973.-№12. - с. 20-21.
7. *Тищенко М.А.* Обоснование параметров многофункционального агрегата на раздаче зеленых кормов и смесей / М.А.Тищенко, А.Н. Токарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. –2000.-№7. - с. 24-27.

## СОВРЕМЕННЫЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОРМОВ

Брагинец А.Н., Брагинец С.Н.

### *Аннотация*

**В статье рассмотрены вопросы механизации кормоприготовления и нормированной раздачи кормов современными энергосберегающими кормосмесителями – раздатчиками.**

## MODERN TECHNOLOGIES SAVING UP ENERGY OF PREPARATION AND DISTRIBUTION OF FORAGES

A. Braginets, S. Braginets

### *Summary*

**In article questions of a modern condition of mechanisation of preparation and distribution of forages by modern cars for distribution of forages saving up energy are considered.**

УДК 631.363

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ МОЖЛИВИХ ПРОБЛЕМ ПРИ ЗБЕРІГАННІ СИЛОСУ

Мілько Д.О. к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619)420570

***Анотація* – в статті викладено матеріали щодо процесів, що протікають при силосуванні, шляхів визначення можливих проблем та способів їх вирішення.**

***Ключові слова* – силос, силосування, ферментація, зберігання кормів, консервування кормів.**

***Постановка проблеми.*** На молочних фермах найбільшого розповсюдження набули силосовані корми. Силосна маса використовується у міжсезонних періодах при недостатній кількості

зелених кормів. Також силосна маса дозволяє пластично регулювати місткість вологи в кормах після їх збирання, особливо в тих місцях, де природно-кліматичні умови не дозволяють у достатній мірі провести сушку та отримати високоякісне сіно [1]. Процес силосування являє собою анаеробну мікробіологічну ферментацію водорозчинних цукрів в молочну кислоту з подальшим зниженням рН до рівня пригнічування мікробіологічної активності (бродиння). Метою швидкого зниження рівня рН виступає зменшення втрат поживних речовин в процесі ферментації, особливо протеїнів. Однак слід пам'ятати, що процеси, які проходять в силосній масі, дуже динамічні, особливо в присутності кисню.

*Основна частина.* Не дивлячись на той факт, що силосовані корми найбільше застосовуються на молочних та відгодівельних фермах, виникають деякі проблеми з мінливістю цього виду кормів, що впливає також і на годівлю. Отже для забезпечення отримання високоякісного силосу необхідно виконувати наступні поради:

1. швидке зменшення рівня рН до оптимального;
2. правильний спектр кислот для ферментації;
3. збереження водорозчинних вуглеводів;
4. мінімізація розпаду протеїнів;
5. контроль температури ферментації;
6. мінімізація аеробної активності бактерій при відгодівлі.

Наведені поради можна використовувати як ключові заходи при оцінюванні якості силосної маси. Також як і інші корми, якість силосованих кормів можливо визначити за трьома різними методами: органолептична оцінка, оцінка хімічного складу та фізико-механічних властивостей.

Органолептична оцінка може виявити сутність якості силосної маси або сіна чи сінажу завдяки їх запаху, вигляду, відчуттю на дотик. Органолептична оцінка також дозволяє отримати приблизні дані щодо хімічного та фізичного складу кормів при тривалому зберіганні. До складу цієї оцінки входять:

- стан поверхні силосованих кормів у сховище;

Ідеальна поверхня силосної маси, що закладена на зберігання, повинна бути дуже гладкою та рівною. Саме це мінімізує контактування силосу з Оксигеном. Силосні бункери або траншеї мають певні нерівності поверхонь, що також сприяє збільшенню поверхні контакту Оксигену з силосом, це в свою чергу призводить до підвищення мікробіологічної активності. Як тільки силосна маса зустрічається з Оксигеном (повітрям), пліснява та спори бактерій можуть почати метаболічні процеси наново. Ці процеси призведуть до підвищення температури силосної маси і будуть продовжуватися до тих пір, доки буде можливе перетворення кислот та цукрів, присутніх у кормі. Отже, метаболічні процеси можуть призвести до зниження споживання силосної маси або взагалі перевести її у категорію

відходів. Взагалі то нагрів, викликаний метаболічними процесами, насправді являється вторинним і не може спричинити повної втрати поживних речовин силосної маси. Також не має достовірних даних щодо управління поверхневими шарами силосної маси та впливу щільності силосної маси, пори року і середньої величини поверхні, яку можна відокремлювати кожен день.

— колір силосної маси;

Колір може надати інформацію щодо потенційних проблем ферментування (табл. 1). Силос із надмірною місткістю оцтової кислоти буде мати жовтуватий колір. При наявності високого рівня масляної кислоти силос буде виглядати жирнуватим із зеленуватим кольором. Колір силосної маси від коричневого до чорного зазвичай може свідчити про нагрівання у процесі ферментації або підвищеної вологості. Така силосна маса (з кольором від коричневого до чорного) має найбільшу схильність до загнивання, а саме, може стати просто непридатною до споживання тваринами. Придбання силосом білого кольору інформує нас про початок вторинного розвитку плісняви.

Таблиця 1 – Оцінювання силосу за запахом та кольором

Запах	Колір	Причина
Оцтовий	Жовтуватий	Виробництво оцтової кислоти (бактерії)
Спиртовий	Нормальний	Виробництво етанолу (дріжджі)
Нудотний солодкий	Нормальний	Виробництво пропіонової кислоти
Прогіркле масло	Зеленуватий	Виробництво масляної кислоти (Clostridium)
Карамель/тютюн	Від темно - коричневого до чорного	Висока температура, температурне руйнування

— запах силосної маси;

Запах силосної маси також може надати певну інформацію щодо стадії процесу ферментації. Отже, нормальний силос має мінімальний запах завдяки наявності молочної кислоти. Якщо при силосуванні виробництво оцтової кислоти занадто високе, то силос має запах оцту. Високий вміст етанолу при бродінні цукрів може призвести до появи спиртового запаху силосу. Клострідіальна ферментація призводить до виникнення запаху прогірклого масла. Пропіоновокисле бродіння надає силосу чітко виявленого солодкого запаху та смаку. При температурному руйнуванні силос буде мати тютюновий або карамельний запах. При силосуванні жодна силосна маса не повинна мати затхлий, пліснявий або гнилісний запах. У разі, якщо силос має неприємний запах, це з великою

вірогідністю призведе до відмови корів від поїдання цього корму або стане причиною значного зниження його споживання [2].

Хімічний склад силосу. Аналіз хімічного складу силосу є дуже важливою складовою при оцінюванні якості силосної маси. Усі аналізи повинні бути доступні у багатьох комерційних лабораторіях з дослідів харчових продуктів. Отже – вологість. Вимірювання середньої кількості вологи у силосі являється одним з найскладніших, це пов'язано з тим, що вологість являє собою найбільш змінний фактор.

Те, яким чином буде завантажено та перероблено зразок, буде значно впливати на кінцеві результати досліджень проведених у лабораторії. Вміст вологи також буде змінним в залежності від його місцезнаходження – чи то на поверхні траншеї, чи то в середині. Присутність вологи дуже важлива, оскільки є визначальною для розрахунків кількості сухої речовини. У разі, коли ви згодуєте силос із збільшеною вологістю, ніж вважаєте, ви не додаєте поживних речовин у перерахунку на суху речовину, та навпаки. Ці відмінності можуть призвести як до виникнення проблем споживання, так і до проблем з очікуваною кормовою цінністю. В ідеалі кожне господарство повинно мати можливість лабораторного вимірювання вологості або прилад для вимірювання вологості для щотижневого контролю рівня вологості в силосі. Раціони, які надмірно сухі або надмірно вологі, також можуть зменшити споживання. Надмірна сухість або надмірна вологість призводить до неадекватної ферментації, що дестабілізує продукт. Приблизний вміст вологи для різних типів силосу наведено у табл. 2.

Таблиця 2 – Приблизний рівень вологості силосної маси для різних типів сховищ.

Види сховищ	Силос із кукурудзи	Силос із люцерни	Силос із трави	Кукурудза в зернах	Колосова кукурудза
Бункери та траншеї	67-72 %	65-70 %	67-72 %	26-32 %	34-40 %
Вкриті або плівкові сховища	63-68 %	60-65 %	63-68 %	26-32 %	32-38 %
Вільний доступ повітря	50-60 %	50-60 %	50-60 %	22-28 %	30-36 %

Наявність сирого протеїну доволі часто вважають визначальним показником при оцінці якості кормів, головним чином це пов'язано з високою вартістю впровадження додаткових протеїнових заміників у раціони кормів. Фураж, який би містив більшу кількість протеїну, повинен бути зібраний на ранніх фазах зростання. Достатня кількість харчового протеїну необхідна для нормального функціонування рубця, у разі його недостатньої кількості результатом буде засвоєння меншої кількості сухої речовини. Надмірна кількість протеїну, що підлягає розкладу у рубці, призводить до високої концентрації азоту сечовини у молоці. Особливо

часто це зустрічається при обмеженні легко перетравних вуглеводів. Розбалансовані рубцеві протеїни призводять до зниження ефективності використання Нітрогену і виведенню його з організму та потенційному зниженню репродуктивної здатності тварин. В результаті доцільним було б розділення сирих протеїнів, які потрапляють до рубця, на розчинні, легко перетравні та ті, які не відповідають вимогам фракції, що дає змогу більш ефективно оцінити якість силосу.

Розчинні протеїни показують загальну кількість Нітрогену в силосі, яка потенційно може бути використана мікробами рубця для виробництва ними протеїну. Ефективність переробки залежить від можливості ферментації вуглеводів в рубці. Залишки розчинних протеїнів будуть адсорбовані та знешкоджені печінкою і виведені із сечею. Силос із надмірною здатністю до розщеплення протеїну або оброблений Нітрогеном чи сечовиною буде містити більшу кількість розчинних протеїнів (> 60%). Такі силосні корми будуть мати обмежене споживання та низьку стабільність. Нормальним рівнем вмісту розчинних протеїнів можна вважати 40 – 60 % від загальної кількості сирих протеїнів.

Амонійний Нітроген або безпротеїнові нітрогеновмістні компоненти фракції розчинних протеїнів. Єдиною метою силосування являється мінімізація протеолітичної здатності, яка спостерігається при життєдіяльності мікробів, бактерій та насамперед бактерії *Clostridium*. Протеолітична активність значно підвищує утворення безпротеїнових нітрогеновмістні похідних. Також це підвищує рівень рН та робить силос менш стабільним. Деякі токсичні речовини, такі як аміни, можуть знизити споживання силосу тваринами. Рекомендований рівень вмісту амонійного нітрогену повинен бути менш ніж 8 % для кукурудзяного силосу та 10 % для силосу з сінажних культур.

Нітроген нерозчинний у кислотному детергенті (протеїн) - це сума грубих протеїнів, що утворюють стінки рослинних клітин та формують у кислотному детергенті фракції клітковини. Саме це свідчить про наявність протеїнів, які руйнуються при нагріванні. А це не припустимо а ні для тварин, а ні для життєдіяльності бактерій. Отже, метою створення якісного силосу також є і обмеження цих протеїнів до 10 – 12 % від загальної кількості грубих протеїнів.

Нейтрально-детергентна клітковина є складовою кормової характеристики і також входить до складу матеріалу стінок клітин, але зворотно-пропорційно вмісту сухої речовини. Зрілість рослин прямо-пропорційно залежить від вмісту нейтрально-детергентної клітковини. Корми, що містять підвищений вміст нейтрально-детергентної клітковини, споживаються тваринами значно гірше, однак обробка (подрібнення) кормів може виправити цю ситуацію та підвищити рівень споживання кормів тваринами.

Кислотнo-детергентна клітковина являється підкласом нейтрально-детергентної клітковини, показує кількість матеріалу стінок клітин, що мають найменшу засвоюваність тваринами. Цей показник є найбільш вагомий при визначенні якості кормів. До складу кислотнo-детергентної клітковини відносять целюлозу, лігнін, протеїни, що руйнуються від нагрівання. У разі, якщо кислотнo-детергентна клітковина у складі силосу буде зростати та в свою чергу утворювати уособлювання рослин, у той самий час загальна якість корму буде зменшуватися.

Лігнін - це основний критичний фактор при визначенні якості кормів, особливо силосу, тому що визначення його наявності передбачає деякі складності. Лігнін являє собою поліфенольну суміш, яка повністю стійка до розщеплення та ферментації. Лігнін виступає в'язучим елементом між зовнішніми та внутрішніми шарами стінок клітин. В процесі визрівання рослин відбувається так зване здерев'яніння (лігніфікація), і чим більш зріла рослина, тим більше цей процес помітний.

Стінки клітин в процесі здерев'яніння знижують придатність до споживання тваринами вуглеводів клітковини, що пов'язані з нейтрально-детергентною клітковиною - фракцією тих самих стінок клітин.

Цей ефект може бути безпосередньо вимірюваний в процесі зброджування нейтрально-детергентної клітковини.

Профіль ферментації - це новітній аналітичний процес, який визначає кількість кожної важливої леткої жирної кислоти, котра була вироблена у процесі силосування (табл. 3).

Таблиця 3—Профіль ферментації (леткі жирні кислоти) в кормах, що силосуються.

Летучі жирні кислоти (ЛЖК)	Вологий силос	Підв'ялений силос	Зерно підвищеної вологості
загальна кількість (ЛЖК)	10 – 14%	4 - 8 %	2 – 4%
молочна кислота:			
взагалі	6 – 8 %	3 – 4 %	1 – 3 %
% від загальної кількості	> 60 %	> 60 %	> 60 %
оцтова кислота	< 2 %	< 2 %	0,1%
пропіонова кислота	0 - 1 %	0 - 1 %	0 - 1 %
масляна кислота (взагалі)	< 0,1 %	< 0,1 %	< 0,1 %
етанол	0	0	0

Зазвичай при процесі силосування в складі летких жирних кислот повинна переважати молочна кислота (>60%). Надмірна кількість оцтової, пропіонової, масляної кислот також гарно, як і етанол, показує знижену якість процесу ферментації, до чого призводить наявність мікробів, що не виключає здатність бактерій виробляти молочну кислоту. Все це дуже важливо для розуміння того, що рівень летких жирних кислот буде значно



варіюватися та базуватися вже в залежності від видів культур, кількості сухої речовини у врожаї, кількості натуральних та доданих популяцій бактерій, респіраційних втрат на полях, погоди та наявності сонячного світла до прибирання врожаю, та особливо важливою є наявність цукру в культурі одразу, як тільки вона досягне структури придатної до зберігання.

Підрахунок кількості колоній пліснявих бактерій (концентрація мікотоксинів) можуть провести деякі лабораторії. До загальних видів пліснявих бактерій, які можуть спричиняти проблеми при силосуванні, можна віднести такі види як: *Fusarium*, *Penicillium*, *Aspergillus*, та *Mucor*. Пліснявий корм та наявність мікотоксинів не обов'язково повинні бути прирівняні. Пліснява та грибки будуть розвиватися лише у сприятливих для них умовах, а саме при необхідній вологості та температурі. Підвищена вологість (> 70%) або перевищення вмісту рідини в кормі на 15 % від норми сприяє розвиненню грибків. Однак цвітіння грибків може зустрічатися і в нормальних умовах та швидко розвиватися менш ніж за 24 години, адже зазвичай це не передбачає наявності мікотоксинів. Та навпаки, мікотоксинові проблеми можуть виникнути і при відсутності наявних признаков розвитку пліснявих бактерій. Поява мікотоксинів - це надто рідкісне явище у кормах та дуже складне до виявлення. Загальна кількість колоній пліснявих бактерій може бути визначена для кожного виду корму. Кількість колоній пліснявих бактерій для якісного корму повинна складати < 300000 cfu/g. При кількості колоній, що перевищують концентрацію в 600000 cfu/g в кормі, слід бути дуже пильним, тому що це може викликати не аби-який клопіт. Граничне значення забруднення пліснявими бактеріями в кормі складає 1000000 cfu/g. У разі, якщо одиничні види цих бактерій знаходяться на такому граничному рівні, то цей факт повинен бути сприйнятий як суттєвий. Особливо це має значення, коли ці колонії належать до тих, що виробляють мікотоксини (*Aspergillus*, *Penicillium*, або *Fusarium* та їм подібні). Наявність високої концентрації пліснявих бактерій різних видів являє собою меншу загрозу, ніж вище наведений випадок, але все ж таки при наявності колоній, що виробляють мікотоксини, слід приділяти значної уваги до протікання процесу силосування.

Фізичні властивості силосу. До цих властивостей відносять рівень рН, температура, ступінь зброджування нейтрально-детергентної клітковини та розмір часток. Отже рН - це вимірювання кислотності. Силос підвищеної вологості нестабільний. Його рівень рН може коливатися у широких діапазонах. А щодо характеристик гарного силосу, то про це може свідчити низький рівень рН. Наприклад, кукурудзяний силос повинен мати рівень рН від 3,8 до 4,2. Тоді як силос із фуражних культур може мати більший рівень рН – близько 4,0 – 4,8. Високий рівень рН вказує на підвищений вміст вологи, що асоціюється з протеолітичною дією (кlostридiальна ферментація), адже знижений рівень рН може

говорити про виробництво молочної кислоти. У силосі з підвищеним вмістом сухої речовини рівень рН буде менш придатний для оцінювання якості силосної маси, це пов'язано з тим, що дефіцит вологи буде призупиняти процес ферментації та виробництво кислоти. Цей ефект може спричиняти негативний зв'язок між вмістом вологи та рівнем рН при підвищеному вмісті сухої речовини в кормі.

Визначення температури - це вимірювання виділеної теплоти в процесі ферментації. Температура силосної маси може бути легко виміряна завдяки силосному термометру, що занурюється на глибину 0,45 – 0,75 м.

Першочерговим завданням після закладення кормової маси до сховища повинно виступати повернення температури силосної маси до рівня температури навколишнього середовища, оскільки в процесі перевезення та перевантаження спостерігаються процеси респірації (дихання). Також підвищення температури викликає окислювальні процеси, пов'язані з розвитком та життєдіяльністю пліснявих бактерій і грибків, що в свою чергу призводить до нестабільності корму. При перевищенні температури силосної маси понад 48–50°C існує велика вірогідність аеробного окислювання, що призведе до теплового руйнування або, як кажуть, "згорання" силосної маси. Стабільна силосна маса не повинна нагріватися при вивантаженні із сховища та переміщенні його до бункера-живильника або до кормороздавача. Розвиток пліснявих бактерій може спричиняти підвищення температури до 30 - 40°C. Нагрівання силосної маси у бункерах-живильниках вже не призведе до теплового руйнування, але зробить силосну масу менш привабливою за смаковими властивостями [4].

Ферментація нейтрально-детергентної клітковини в кормі може визначатися деякими лабораторіями або на місці «in situ», або ж у лабораторних умовах «in vitro» завдяки існуючим технікам. Це дуже корисний діагностичний тест для кукурудзяного та трав'яного силосу. Цей тест повинен бути виконаний дуже точно, особливо при порівнянні результатів у лабораторії. Повинен бути погоджений час проведення дослідів. Деякі лабораторії проводять ці тести тривалістю 48 годин, деякі 30 годин. Нейтрально-детергентна клітковина - один з основних компонентів корму для жуйних тварин, тому його придатність може значно впливати на продуктивність тварин. Ферментація нейтрально-детергентної клітковини може коливатися у межах від 20 до 60%. Визрівання рослин та їх лігніфікація (здерева'яніння) може значно зменшувати здатність нейтрально-детергентної клітковини до ферментації.

Розмір часток клітковини в раціонах жуйних дуже важливий для нормального функціонування рубця та жуйної діяльності тварини. Недостатньо корисна клітковина, присутня в раціонах тварин, може призвести до ацидозу (змінення кислотно-лужного балансу) в рубці, а це в свою чергу призведе до змін у складі молока. Нажаль, дуже часто

трапляється так, що розмір часток не відповідає зоотехнічним вимогам (менший за рекомендований). Це відбувається за декількох причин: неправильне збирання врожаю, неправильна первинна обробка сировини або переподрібнення при приготуванні кормів. Ефективний розмір часток силосної маси або загального змішаного раціону можна проконтролювати за допомогою ситового сепаратора. Приблизні дані щодо розмірів часток наведені у таблиці 4.

Таблиця 4—Рекомендовані розміри часток силосу різного походження.

Розмір часток, мм	Кукурудзяний силос	Трав'яний силос	Загальний змішаний раціон
> 19 - 20	3 - 8 %	10 - 20 %	2 – 8 %
8 - 19	45 – 65%	45 – 75 %	30 – 50 %
2 - 8	30 -40 %	20 – 30%	30 – 50 %
< 2	< 5 %	< 5 %	< 20 %

*Висновки.* Приймаючи до уваги вищенаведені факти, необхідно відокремити такі важливі моменти, як контролювання рівня кислотності, температури та вологості. У разі необхідності контролю рівня кислотності можна застосовувати лакмусові індикатори, а от для визначення бактеріальної засміченості вже не обійтися без лабораторного обладнання. Значно простіше справи виглядають з визначенням температури, тому що це не потребує складного обладнання, проте може значно допомогти з визначенням стану процесу силосування. Стосовно визначення вологості силосної маси слід зауважити, що на вітчизняному ринку існують лише закордонні прилади для визначення вологості силосу та сінажу. Тому, як один з напрямків вдосконалення процесу зберігання силосної маси (силосування), слід віднести розробку приладів для експрес-визначення вологості силосної маси на різних рівнях його закладання та жорсткого контролю наведених показників.

Література.

1. Harvesting and Utilizing Silage / Ishler V.A., A.J. Heinrichs D. R. Buckmaster R. S. Adams, R. E. Graves, Penn State Extension Circular 396 (<http://www.das.psu.edu/dcn/catforg/396/index.html>);
2. Mahanna Bill. Troubleshooting Silage Problems (Parts 1-4). Pioneer Hi-Bred web site ([www.pioneer.com/xweb/USA/trouble.htm](http://www.pioneer.com/xweb/USA/trouble.htm));
3. Buxton D.R. / Growing Quality Forages. Under Variable Environmental Conditions, In: Proceedings of the Western Canada Dairy Seminar Proceedings, ([www.afns.ualberta.ca/wcds/wcd95123.htm](http://www.afns.ualberta.ca/wcds/wcd95123.htm));
4. Rotz C.A. / Forage Quality during Harvest and Storage -. 1995. Maintaining and Enhancing, In: Proceedings of the Western Canada Dairy Seminar Proceedings, ([www.afns.ualberta.ca/wcds/wcd95147.htm](http://www.afns.ualberta.ca/wcds/wcd95147.htm)).

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ ВОЗМОЖНЫХ ПРОБЛЕМ ПРИ ХРАНЕНИИ СИЛОСА

Милько Д.А.

### *Аннотация*

**В статье изложены материалы относительно процессов, которые протекают при силосовании, путей определения возможных проблем и способов их решения.**

## IDENTIFICATION POSSIBLE PROBLEMS IN STORAGE SILOS

D. Mil'ko

### *Summary*

**Article describes the materials for the processes at ensilage and ways of identifying possible problems and solutions.**

УДК 631.333.92 : 631.22.018

## ОБГРУНТУВАННЯ СХЕМИ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГОСПОДАРСТВ УКРАЇНИ

Скляр О.Г., к.т.н.,

Скляр Р.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

***Анотація* - роботу присвячено обґрунтуванню схеми біогазової установки для господарств України.**

***Ключові слова* – біогаз, метан, зброджувана маса, анаеробний процес, гній, біореактор, газгольдер.**

*Постановка проблеми.* Разом із збільшенням виробництва товарів широкого вжитку росте й кількість різноманітних відходів (у тому числі й органічних відходів сільськогосподарського виробництва), які не використовуються для виготовлення вторинних продуктів - органічних

добрив та біогазу. Аналізуючи сучасне положення справ із застосуванням органічних добрив, слід зазначити, що за останні 10-12 років загальна їхня кількість скоротилася в 3-4 рази. За середньостатистичними даними, у цей час добрив вноситься не більше 3,3 т/га. Подібна ситуація склалася й з використанням мінеральних добрив. Дефіцит органічних добрив тільки для основних споживачів, насамперед сільськогосподарських підприємств різних форм власності, становить понад 65%. Разом з тим ринок споживачів значно поповнився фермерськими господарствами, здебільшого виробниками зернових культур, садівничими суспільствами, які не мають і не виробляють власних органічних добрив.

Крім досить відчутного недоліку органічних добрив при їхньому застосуванні виникають проблеми іншого порядку. По-перше, гній, як правило, використовується без відповідної підготовки шляхом прямого внесення на поля або, у найкращому разі, накопичується і якийсь час витримується в буртах, що супроводжується значною втратою органічної речовини й азоту. Втрати азоту досягають 40-50%. По-друге, використання свіжого гною пов'язане з певними агротехнічними труднощами, що приводить не тільки до забруднення посівних площ насінням бур'янів, але й несе небезпеку забруднення навколишнього середовища.

*Аналіз останніх досліджень.* У мережі Інтернет на англійських і інших сайтах є багато інформації про сучасні промислові та фермерські біогазові установки, але вони або розраховані на великі об'єми вихідної сировини, або необхідно витрати великі кошти на їх виготовлення, або не підходять для нашого клімату.

*Формулювання цілей статті.* В Україні розроблено ряд серійних біогазових установок, наприклад «Кобос» та БЭУ-50, але їх призначено для переробки великої кількості гною. Тому нами поставлено за мету розробити та обґрунтувати схему біогазової установки для фермерських господарств України, використання якої буде економічно вигідним.

*Основна частина.* Установки для виробництва біогазу з органічних відходів зазвичай підрозділяють на чотири основні типи:

- без підведення тепла і без перемішування збродженої біомаси;
- без підведення тепла, але з перемішуванням збродженої маси;
- з підведенням тепла і з перемішуванням біомаси;
- з підведенням тепла, з перемішуванням біомаси і із засобами контролю і управління процесом збродження.

Обов'язкові компоненти біогазової установки — сам біореактор і газгольдер для збору біогазу, пристрій для підігріву біомаси, її перемішування, а також засоби контролю.

Біореактор — основа будь-якої біогазової установки, і до його конструкції пред'являються достатньо жорсткі вимоги. Так, корпус біореактора має бути достатньо міцним при абсолютній герметичності його стінок. Обов'язкові хороша теплоізоляція стінок і їх здатність надійно

протистояти корозії. При цьому необхідно передбачити можливість завантаження і спорожнення реактора, а також доступ до його внутрішнього простору для обслуговування.

Форми реакторів вельми різноманітні (рис. 1). Так, з погляду створення найбільш сприятливих умов для перемішування рідкого субстрату, накопичення газу, відводу опадів і руйнування кірки, яка утворюється, доречно використання резервуару, формою яйця. Крупні реактори такої форми зазвичай споруджують з бетону, тому для них характерна висока вартість виготовлення, що істотно обмежує їх застосування. Зате підсобні реактори менших об'ємів достатнє неважко виконати з склопластику, тобто з поліефірної смоли, армованої скловолокном, і обходяться вони не так вже і дорого.

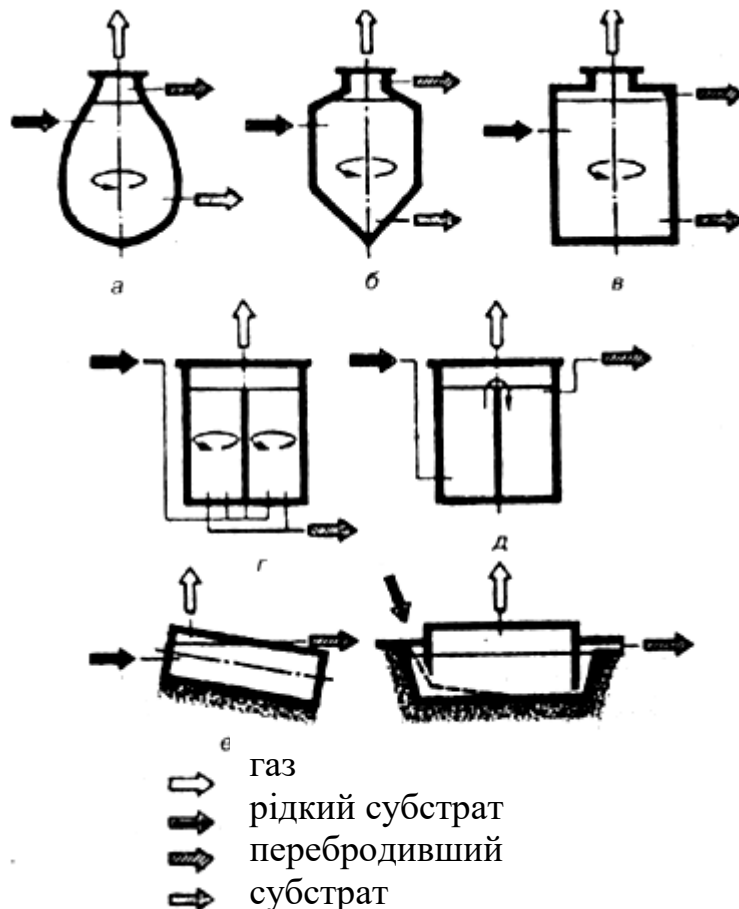


Рис. 1. Найбільш поширені типи резервуарів біореакторів а- у вигляді яйця, б- циліндровий з конусними верхньою і нижньою частинами, в- циліндровий, г- циліндровий з перегородкою, д- у вигляді паралелепіпеду (з перегородкою), е- циліндровий (похило розташований), ж- траншея в ґрунті (з кришкою).

Для циліндрового резервуару з конусними верхньою і нижньою частинами, як і для яйцеподібного, характерні невеликий простір для накопичення газу, обмежений об'єм плаваючої кірки, а також хороше

відведення шламу. Однак в подібних реакторах створюються менш сприятливі умови для переміщення рідкого субстрату. Резервуари великого об'єму такої форми, використовувані в комунальних установках для очищення і розкладання стоків, як і реактори у формі яйця виготовляють з бетону. Проте «циліндричні» реактори декілька дешевше. У індивідуальних господарствах реактори вищезгаданої форми, але, природно, меншій місткості, роблять із сталі або з склопластику. В реакторах з склопластику легко досягти кращих умов переміщення субстрату.

Циліндрові резервуари відносно прості у виготовленні, що пояснюється великим досвідом будівництва ємкостей для сільськогосподарських цілей (сталеві, бетонні, склопластикові, цистерни-бункери для силосу і інших кормів). Проте в порівнянні з резервуарами попередніх форм в циліндровому резервуарі неможливо організувати достатньо хороші умови для переміщення субстрату, при цьому доводиться зважати на вищі витрати на видалення осаду і руйнування плаваючої кірки, що пов'язане із збільшенням витрати енергії на перемішування маси.

Якщо резервуар циліндрової форми розділити поперечною вертикальною перегородкою на дві камери (рис. 2), то можна організувати систему отримання біогазу з почерговим використанням камер резервуару. Причому будівництво резервуару з перегородкою обійдеться дешевшим, ніж спорудження двох окремих резервуарів. Відмітимо також, що при такій компоновці зменшується значення теплоізоляції зовнішніх стінок резервуару, а в перегородку, що виконується з достатньо теплопровідного матеріалу, не дуже складно вбудувати який-небудь нагрівальний пристрій, що надає установці додаткові конструктивні вигоди.

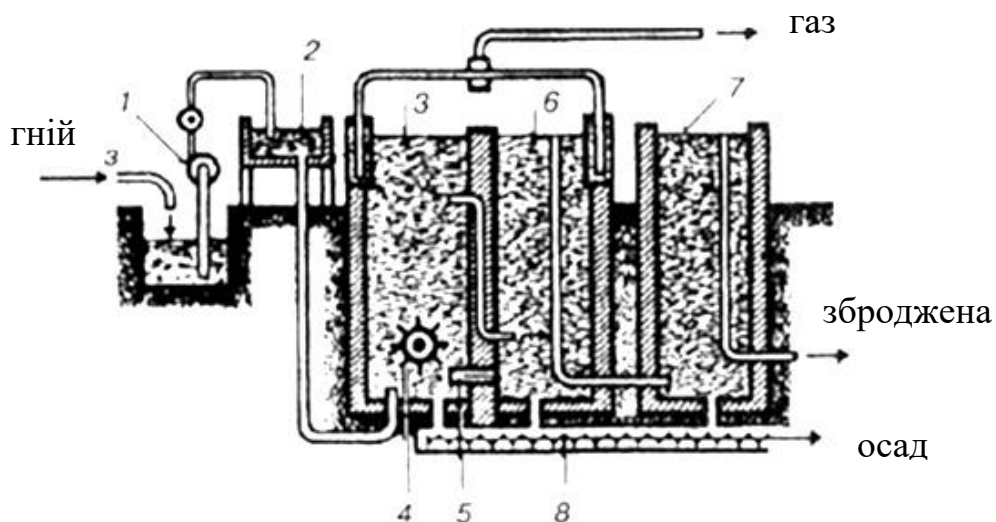


Рис. 2. Двокамерна біогазова установка проточного типу: 1-насос; 2-приймальна камера; 3-бродильна камера; 4-перемішувач; 5-нагрівач; 6-камера доброджування; 7-сборник збродженої маси; 8-шнек.

У простих, переважно невеликих, біогазових установках, що споруджуються власними силами (рис. 3), зазвичай бродильна камера має форму паралелепіпеда (басейн або яма з кришкою). Для підвищення ефективності такий реактор перегороджують вертикальною стінкою, створюючи головну бродильну камеру і камеру для остаточного зброджування і осадження шламу. Правда, установки подібного типу не дозволяють досягти високого ступеня розкладання субстрату, оскільки в них практично неможливо забезпечити ні рівномірне перемішування маси, ні управління завантаженням робочого об'єму камери, ні дотримання часу перебування маси в реакторі, що необхідно для отримання максимальної кількості газу. Та і руйнування плаваючої кірки і осаду зв'язане тут з великими витратами.

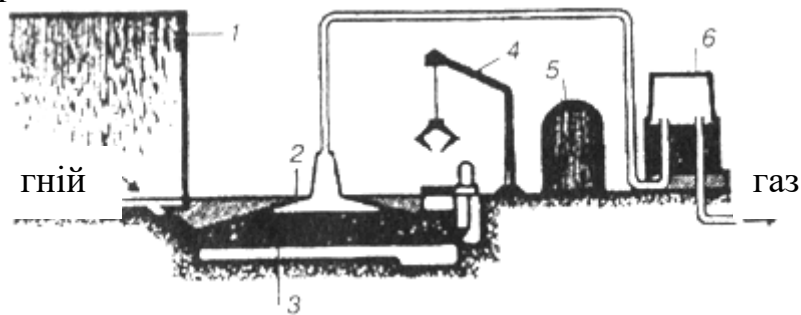


Рис. 3. Траншейна біогазова установка: 1-приміщення для тварин; 2-біореактор; 3-мішалка; 4-грейфер; 5-сховище для зброженого гною; 6-газгольдер.

У горизонтально розташованому резервуарі субстрат переміщується в подовжньому напрямі. Тут для невеликих установок придатні циліндрові реактори із сталі або склопластику. Горизонтальні резервуари значної місткості мають форму паралелепіпеда і виконують їх з бетону.

Похиłe розташування таких резервуарів полегшує рух шламу до вивантажувального отвору. Така конструкція зручна для розміщення простого перемішуючого механізму.

Резервуар у вигляді виритої в ґрунті траншеї дозволяє обробляти великі кількості субстрату. Як будівельний матеріал для стінок реактора використовують, як правило, бетон.

Тепер детальніше розглянемо пристрій деяких видів біогазових установок, що вже застосовуються в практиці. Зараз на основі резервуару у формі паралелепіпеда з перегородкою розроблено і надійно діє двокамерна біогазова установка проточного типу, де субстрат прямує спочатку в одну частину резервуару (бродильну камеру), а потім самопливом поступає в іншу частину (камеру доброджування). Для підвищення ефективності роботи така установка забезпечена перемішуючим пристроєм в бродильній камері, нагрівачем, шнеком для видалення крупних включень в осіданні.

Все більшого поширення набувають траншейні біогазові установки. Візьмемо, наприклад, траншейну установку з ФРН. Тут прямо з приміщення, де містять тварин, гній, розведений водою, йде в біореактор, в



якому зброджується. У установці передбачено механічне перемішування субстрату і грейфер для вантаження збродженого гною.

У іншій траншейній установці США (рис. 4) свіжий рідкий гній поступає в бродильну камеру зверху, а підігріта вода — знизу. Газозбірник установи еластичний, а на поверхні зброджуваного субстрату для теплоізоляції розташовані плити пінопласту.

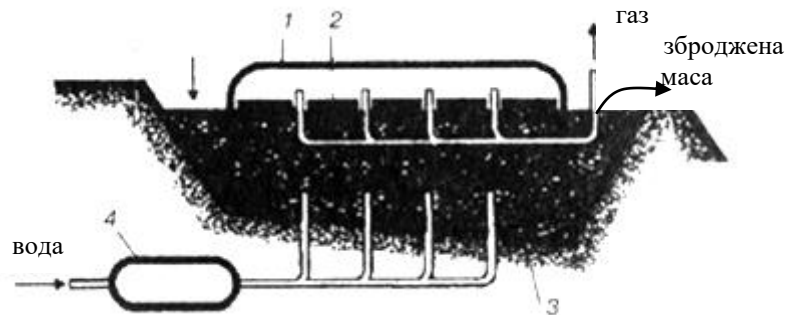


Рис. 4. Траншейна біогазова установка: 1-еластична збірка; 2-плити з пінопласту; 3-бродильна камера; 4-нагрівач (бойлер).

Звернемо ще увагу на еластичні реактори (рис. 5), зазвичай використовувані в країнах Південно-східної Азії. Подібні реактори (ємкості) роблять з щільної прорезиненої тканини або з синтетичної плівки. Для організації роботи таких біореакторів їх доводиться або заглиблювати у ґрунт, або поміщати усередині достатньо міцної «кругової» огорожі.

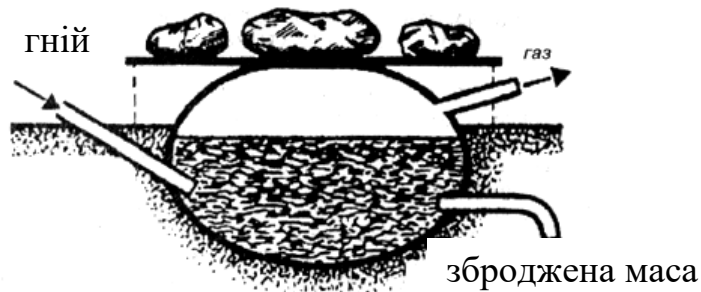


Рис.5. Установка з еластичним реактором.

Біоенергетичні установки (БЕУ) ІМТ УААН (рис. 6) призначені для прискореної (10-20 діб) переробки гною, органічних речовин, відходів в екологічно чисті високоякісні добрива і біогаз. Сприяють самозабезпеченню ферм паливом. Але в таких установках є проблема утворення кірки, яка призводить до зниження тиску біогазу та нестабільного його виділення [7]. Також в таких установках відсутнє регулювання температурного режиму, що в холодні пори роки призводить до різкого зменшення виходу біогазу.

З вище наведеного аналізу конструкцій біогазових установок та раніше розглянутих параметрів оптимізації процесу зброджування [7] пропонується наступна схема біогазової установки з газгольдером,

пневматичним завантаженням і перемішуванням сировини та з підігрівом її в реакторі (рис. 7).

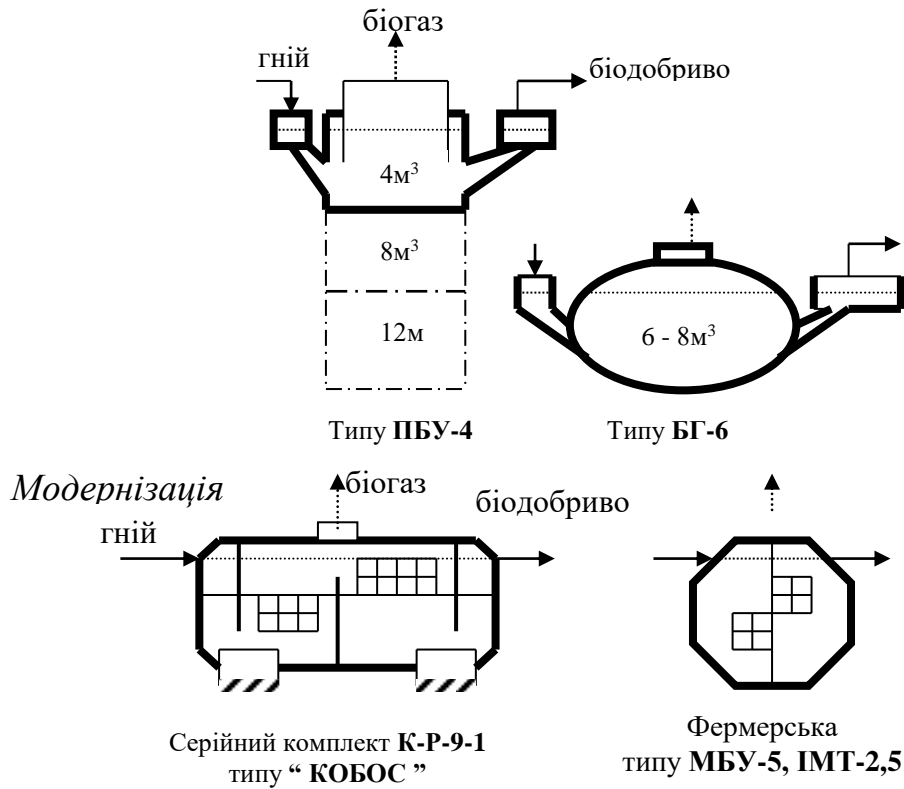
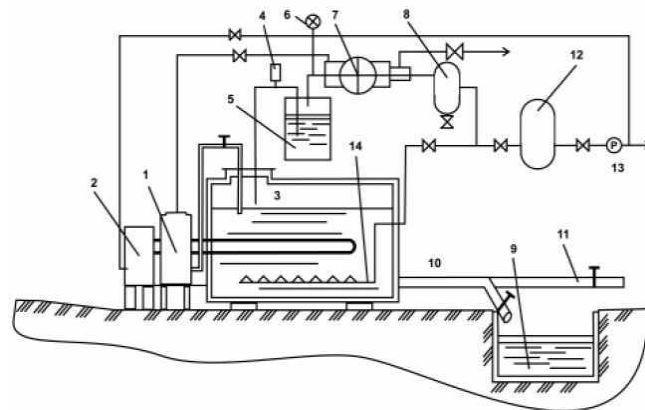


Рис. 6. Схеми БЕУ конструкції ІМТ УААН



1- бункер завантаження сировини, 2- водонагрівальний казан, 3- реактор, 4 -запобіжний клапан, 5- водяний затвор, 6 - манометр електроконтакт, 7-компресор, 8 – ресівер, 9- сховище для біодобрив, 10 - вивантаження сировини, 11- відвідна труба для завантаження в транспорт, 12- газгольдер, 13 - редуктор газовий, 14 - перемішувачий пристрій.

1- бункер завантаження сировини, 2- водонагрівальний казан, 3- реактор, 4 -запобіжний клапан, 5- водяний затвор, 6 - манометр електроконтакт, 7-компресор, 8 – ресівер, 9- сховище для біодобрив, 10 - вивантаження сировини, 11- відвідна труба для завантаження в транспорт, 12- газгольдер, 13 - редуктор газовий, 14 - перемішувачий пристрій.

Завантаження і перемішування сировини механізовані і проводяться за допомогою пневматичної системи. Підігрів сировини в реакторі біогазової установки проводиться за допомогою теплообмінника з водонагрівальним котлом, який працює на біогазі. Трубопровід вивантаження сировини має розгалуження для збору біодобрих в сховищі і для завантаження в транспортні засоби для вивозу на полі. Пристрій цієї біогазової установки передбачає ручну підготовку і пневматичне завантаження сировини в реактор, частина біогазу, що виробляється, використовується для підігріву сировини в реакторі. Перемішування проводиться біогазом. Відбір біогазу проводиться автоматично. Біогаз зберігається в газгольдері. Установка може працювати в будь-якому температурному режимі зброджування сировини.

*Висновки.* Проаналізовано схеми невеликих біогазових установок, які використовуються фермерами на Україні та за кордоном та запропоновано схему фермерської біогазової установки з газгольдером, ручною підготовкою і пневматичним завантаженням і перемішуванням сировини, з підігрівом сировини в реакторі, яка забезпечить стабільне виділення біогазу в любу пору року.

#### Література

- 1 Некрасов В. Микробиологическая анаэробная конверсия биомассы.
- 2 AT Information: Biogas, GTS project Information and Advisory Service on Appropriate Technology (ISAT), 1996, Eshborn, Deutschland.
- 3 Дубровский В. Метановое сбраживание сельскохозяйственных отходов / В. Дубровский, У. Виестур. - Рига: Зинатне, 1988.
- 4 ОФ «Флюид». Биоэнергетические модули для анаэробного сбраживания навоза типа БЭМС с реакторами объемом 5,0; 25,0; 50,0; 100,0 м<sup>3</sup> / Руководство по эксплуатации. - Бишкек. - 2004.
- 5 Веденев А.Г. Биогазовые установки / А.Г. Веденев. - ОФ «Флюид»: Ассоциации «Фермер», 2005.
- 6 BiogasWorks. - 2002. – Режим доступа: [www.biogasworks.com](http://www.biogasworks.com)
- 7 Скляр О.Г. Основи біогазових технологій та параметри оптимізації процесу зброджування / О.Г. Скляр, Р.В. Скляр // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 1. – С. 20 - 30.

## ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ХОЗЯЙСТВ УКРАИНЫ

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

### *Аннотация*

**Работа посвящена обоснованию схемы биогазовой установки для хозяйств Украины.**

## GROUND OF CHART OF BIOTGAS SETTING FOR ECONOMIES OF UKRAINE

A. Sklyar, R. Sklyar

### *Summary*

**Work is devoted the ground of chart of biotgas fluidizer economies of Ukraine.**

УДК 620.170.3

## АНАЛІЗ ІСНУЮЧОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ЗАГОТІВЛІ ЯКІСНОГО СІНА В ГОСПОДАРСТВАХ

Дереза О.О., к.т.н.,

Дереза С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел./факс (0619) 42-24-36

***Анотація*** – роботу присвячено дослідженню способів і умов заготівлі розсипного та пресованого сіна.

***Ключові слова*** – прес-підбирач, пресоване сіно, фронтальний навантажувач, тюковий прес-підбирач.

*Постановка проблеми.* Заготівля якісного сіна в господарствах України є одним із найбільш трудомістких процесів. Основні базові технології на сьогодні – це заготівля розсипного та пресованого сіна.

У більшості господарств України донедавна застосовувалася застаріла технологія заготівлі сіна – в розсипному вигляді, яка відносно проста й дає змогу обходитися застосуванням комплексу більш простих машин. Проте вона має низку суттєвих недоліків, основними з яких є чималі затрати праці та енергії, польові втрати врожаю, які становлять приблизно 30 %, а на підбиранні сіна кондиційної вологості механічні втрати найбільш поживної частини рослин – листя і суцвіть – сягають 50 % і більше.

*Аналіз останніх досліджень.* Технологія заготівлі пресованого сіна має істотні переваги над технологією заготівлі розсипного сіна, а саме: менші польові втрати завдяки скороченню технологічних операцій; таке сіно економічно вигідніше зберігати, оскільки через більшу щільність маси

воно займає менші об'єми; менший рівень затрат праці (на 15-18 %) та палива (в межах 10-40 %).

В Україні в пресованому вигляді заготовлюється незначна кількість сіна, тому що рівень технічного забезпечення цієї технології низький. У розвинутих країнах основну масу сіна заготовляють у пресованому вигляді: в США – 80-90 %, у Великій Британії та Франції – понад 90 %.

*Формулювання цілей статті.* Метою даних досліджень є аналіз існуючої техніки для заготівлі сіна.

*Основна частина.* На сьогодні набули поширення дві схеми заготівлі пресованого сіна: рулонними та тюковими прес-підбирачами. І в рулонах, і в тюках сіно зберігається набагато краще, ніж у скирті, навіть в разі намочування: завдяки високій щільності маси волога не потрапляє всередину.

Рулонні прес-підбирачі дозволяють отримувати рулони сіна вагою від 200 кг до 750 кг, тому для їх завантаження та перевезення необхідна спеціальна техніка – фронтальний навантажувач або причіп-самонавантажувач. Проте через форму рулонів об'єм кузова транспортного засобу використовується не повністю, що збільшує транспортні витрати. Крім цього, для роздавання корму потрібні подрібнювачі рулонів, тобто це вимагає придбання додаткової техніки для завантаження, перевезення й подрібнення.

Завдяки великій продуктивності та автоматизації операцій навантаження, а також зручності перевезення (прямокутна форма й висока щільність тюка дозволяють максимально використати вантажопідйомність транспортного засобу) дедалі більшої популярності набувають тюкові прес-підбирачі. До того ж ці машини характеризуються чистим і якісним збиранням скошеної маси, зумовленим здатністю підбирача копіювати рельєф поля, легкою й водночас стабілізованою безвібраційною конструкцією з мінімальною потребою в потужності трактора, надійністю процесу в'язання, а також кількома ступеневим захистом під перевантаження робочих органів та камери пресування.

Таким чином, тюкові преси за більшої продуктивності потребують меншої потужності, що дозволяє зменшити експлуатаційні витрати та заощадити паливо. Крім цього, завдяки можливості регулювання ваги тюків у межах 15-80 кг можна годувати тварин вручну – не потрібні подрібнювані та інша додаткова техніка, що є особливо важливим для невеликих селянських та фермерських господарств.

Тюки значно легші та компактно складаються в місцях зберігання, з них навіть будують тимчасові загорожі для худоби. При цьому слід зазначити, що випуск прес-підбирачів, які формують невеликі тюки (поперечний переріз 0,36 м x 0,46 м), істотно знизився. Разом з тим технологія заготівлі сіна із застосуванням прес-підбирачів для формування

великогабаритних тюків в останні роки поширюється. Ці машини мають незаперечні переваги перед іншими конструкціями.

В Україні з машин для заготівлі сіна у пресованому вигляді виготовляється рулонний прес-підбирач ШПР – 110, виробник КП "Київтрактородеталь"; ВАТ "Ірпіньмаш" освоєно виробництво рулонного пасового підбирача ПР-1,2 та рулонного безпасового прес-підбирача ПРП-750, а також розроблено прес-підбирач ППТ-1,6 для формування малогабаритних тюків.

За кордоном прес-підбирачі виготовляють такі машинобудівні фірми, як Claas, Krone, Kverneland, John Deere, Massey Ferguson, SIPMA та Pronar (Польща), (Jehl, італійські фірми Mas-kar (моделі Mustang, Corsa, Cut, Tuareg і чи (.Jaiignau), як і випускає серед інших модель міні-прес-підбирання (розмір рулону 63x57 см). Pottinger, "Бобруйськагромаш" (республіка Білорусь), російські компанії Ростсільмаш (тюкова модель ШПР-041 Тукал, рулонна – ШПР-120 Pelikan) та "Бе-жецксільмаш" (рулонні моделі І ПР-1,5 і ІПР-145С) та інші.

На особливу увагу заслуговує рулонний прес-підбирач Round Pack 1250 виробництва фірми Krone. Він складається з рами із спицею та колесами, підбирача, подавального механізму, камери пресування, механізму привода, гідросистеми, обмотувального механізму, електрообладнання й виконує технологічний процес таким чином: прес рухається так, щоб валок розміщувався посередині підбирача.

Модель Round Pack 1250 в Україні використовується в невеликих господарствах, для більших – ВіГ Pack 1270, а модель ВіГ Pack 1270 у версії Multi-bale дозволяє безпосередньо на полі розділити один великий тюк на маленькі порції корму (до 6-ти порцій).

Фірма Massey Ferguson пропонує господарствам рулонні прес-підбирачі моделей MF 1734/1744/1745 та тюкові прес-підбирачі, які дозволяють формувати маленький тюк за допомогою моделей MF 1835/1837/139 і великий тюк – MF 2100.

*Висновки.* Аналізом досліджень встановлено, що на світовому ринку виробників сільськогосподарської техніки значна кількість продукції припадає найбільш розвиненим країнам. Техніка стає більш потужна, маневрена, зручна в управлінні й обслуговуванні. Отже, для широкого впровадження прогресивної технології заготівлі пресованого сіна в Україні слід налагодити власне виробництво прес-підбирачів для формування великогабаритних тюків та підняти технічний рівень наявного типорозмірного ряду вітчизняних прес-підбирачів.

Література

1 Сельхозтехника <http://www.profi.com./russia>.

2 Борисов А.М. Механизация погрузочно-разгрузочных работ в сельском хозяйстве / А.М. Борисов, Г.Т. Мягков, Ю.Н. Липов, М.Н. Фатеев. – М.: Колос, 1974. – 272 с.

## АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ ТЕХНИКИ ДЛЯ ЗАГОТОВКИ КАЧЕСТВЕННОГО СЕНА В ХОЗЯЙСТВАХ

Дереза Е.О., Дереза С.В.

### *Аннотация*

**Работа посвящена исследованию способов и условий заготовки рассыпного и прессованного сена.**

## ANALYSIS OF EXISTENT TECHNIQUE FOR PURVEYANCE HIGH-QUALITY HAY IN ECONOMIES

**H. Dereza, S. Dereza**

### *Summary*

**The article is devoted research methods and terms of purveyance of loose and pressed hay.**

УДК 631.354.3.62.531.6

## МЕХАНІКО-МАТЕМАТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РОБОТИ ЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ОЧОСУЮЧОГО ТИПУ

Леженкін О.М., д.т.н. (РФ)

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-68-74

***Анотация*** – в статті приводиться диференційне рівняння руху причіпної збиральної машини, на базі якого складено характеристичне рівняння, аналіз його коефіцієнтів з використанням теореми Гурвіца, що дозволяє визначити допускаємі значення конструктивних параметрів і швидкості руху збиральної машини, які забезпечують стійкий її рух.

***Ключові слова*** – збиральна машина, диференційне рівняння, стійкість руху, характеристичне рівняння, конструктивні параметри, швидкість руху.

***Постановка проблеми.*** Збиральна машина очошуючого типу входить до складу агрегату, призначеного для збирання зернових в умовах

фермерських господарств. Для її агрегування використовується колісний трактор класу 1,4, для збирання очосаного вороху застосовується двохосний причеп-візок 2ПТС-4,0 (рис.1). В процесі збирання можливе викривлення траєкторії руху ланок агрегату, що призводить до підвищення втрат не очосом.

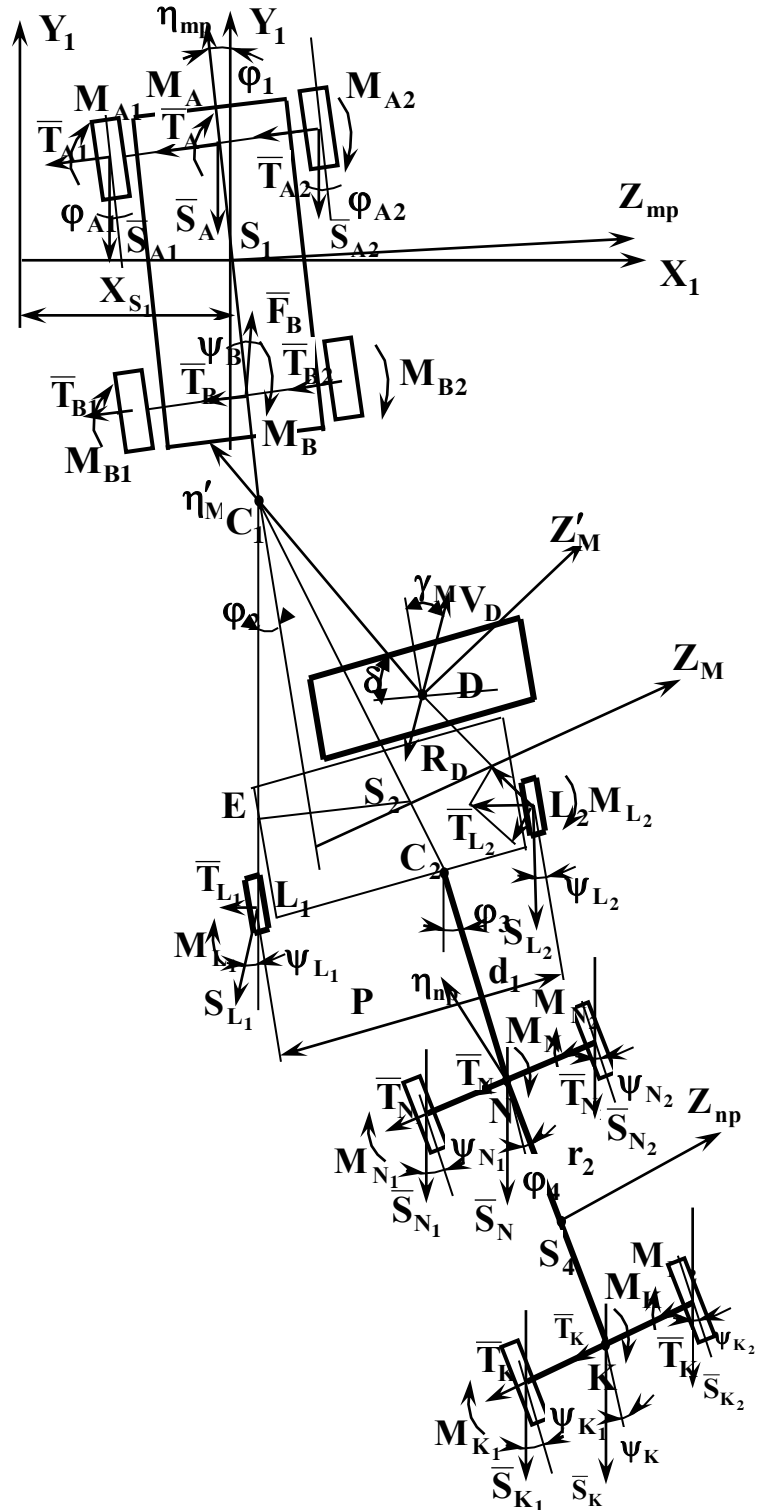


Рис.1. Розрахункова схема збирального агрегату.



Тому виникає проблема обґрунтування стійкого руху збиральної машини.

*Аналіз останніх досліджень.* В.П.Горячкін в своїй роботі [1] заклав основи співвідношень між діючими на машини силами з одного боку, і їх масами і швидкостями з іншого. Дана теорія пов'язана з рівномірністю і стійкістю руху сільськогосподарських машин і агрегатів. В загальній постановці питання основи стійкості руху механічної системи розроблені А.М.Ляпуновим [2] і продовжені Малкіним І.Г. в роботі [3]. П.М.Василенко в своїй роботі [4] теоретично обґрунтував стійкість руху причіпних сільськогосподарських агрегатів. Основи стійкості руху сільськогосподарських машин і агрегатів розроблені Гячевим Л.В. і наведені в монографії [5]. Динаміка причіпних зернозбиральних агрегатів розглянута в роботах [6, 7, 8]. Теоретичне обґрунтування стійкості руху у триланочного причіпного агрегату наведено в роботі [9].

Загальні закономірності стійкого руху триланочного збирального агрегату приведені в роботі [9].

Але, отримане характеристичне рівняння представляє собою багаточлен десятого ступеня і відповідним чином його коефіцієнти достатньо складні для подальшого аналізу.

Для спрощення аналізу стійкості руху агрегату в роботах [10, 11] була розглянута стійкість кожної ланки окремо і визначена критична швидкість його руху, що забезпечує стійкість його руху. Але, конструктивні параметри в цих роботах не визначалися.

*Формулювання цілей статті.* Для підвищення якості збирання врожаю виникає задача визначення конструктивних параметрів і кінематичних режимів руху збиральної машини.

*Основна частина.* Розглянемо рух збиральної машини по плоскій горизонтальній поверхні поля зі швидкістю  $V_0 = \text{const}$ , замінивши при цьому зв'язок з трактором і причепом їх реакціями. У відносному русі збиральна машина здійснює плоско-паралельний рух з однією ступеню свободи. На збиральну машину діють наступні сили і моменти сил (рис. 2):

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

$M_{L_1}$  и  $M_{L_2}$  - моменти сил пружності шин лівого и правого коліс збиральної машини;

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

$\bar{R}'_{C_1}$  - реакція зв'язку з трактором;

$\bar{R}_{C_2}$  - реакція зв'язку з причепом-візком для збирання очосаного вороху;

$\bar{R}_D$  - головний вектор сил опору очосу.

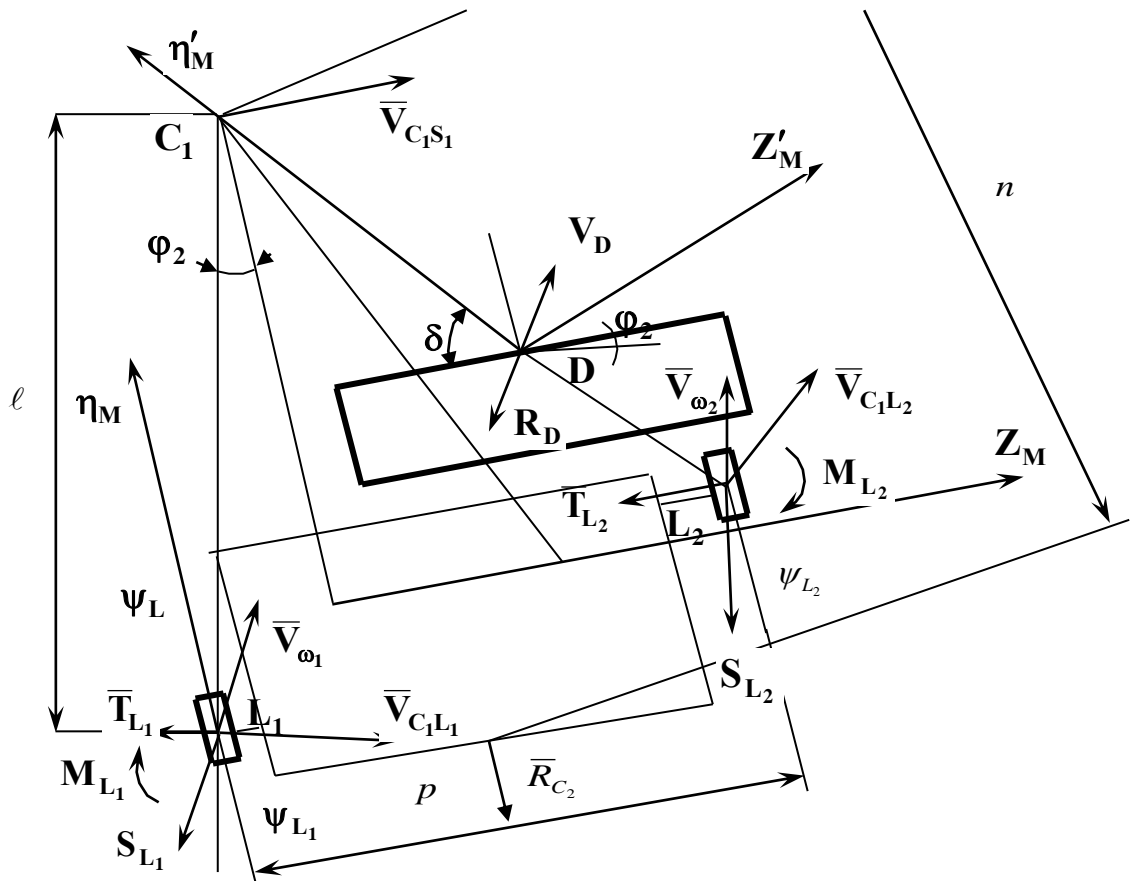


Рис.2. Схема сил і моментів сил, прикладених до збиральної машини при заміні зв'язків їх реакціями

Для складання диференціальних рівнянь руху збиральної машини використовуємо рівняння Лагранжу II роду в узагальнених координатах [12]. В якості узагальненої координати приймаємо кут  $\phi_2$  (рис.2)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\phi}_2} \right) - \frac{\partial \Gamma}{\partial \phi_2} = Q_3 \quad (1)$$

Після перетворень отримуємо диференціальне рівняння виду (повністю виведення диференційного рівняння наведено в роботі [11])

$$\begin{aligned} I_{C_1} \cdot \ddot{\phi}_2 + \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} \ddot{\phi}_2 + R_{C_2} \cdot \dot{\phi}_2 \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot \dot{\phi}_2 = \\ = V_0 \cdot \phi_2 \cdot L + \dot{\phi}_2 \cdot \ell \cdot L - V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \dot{\phi}_2 + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot \phi_2 \cdot n - \\ - R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot \phi_2 - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L \cdot \dot{\phi}_2 \end{aligned} \quad (2)$$

де  $I_{C_1}$  – момент інерції збиральної машини відносно точки її причеплення до трактора;

$C_R$  - відстань від точки причеплення машини до трактора до точки D, прикладання головного вектора сил опору очосу (рис.2);

$n$  – відстань між точкою причеплення машини до трактора  $C_1$  і точкою причеплення візка до машини  $C_2$ ;

$V_0$  – швидкість руху трактора, який агрегує збиральну машину;

$\ell$  – відстань від точки причепу збиральної машини до трактора  $C_1$  до колеса  $L_1$ ;

$k_2$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує пружні властивості шин коліс збиральної машини;

$L$  – позначення, що визначається з формули:

$$L = -C_L \cdot \ell - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} \quad (3)$$

де  $C_L$  – коефіцієнт жорсткості шини, при здвигу;

$f_L$  – коефіцієнт жорсткості шини при скручуванні;

$p$  – відстань між колесами збиральної машини.

Якщо в рівнянні (2) ввести коефіцієнти  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  і  $C_3$ , то в кінцевому вигляді рівняння (2) прийме вид

$$C_0 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_1 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_2 \cdot \dot{\varphi}_2 + C_3 \cdot \varphi_2 = 0; \quad (4)$$

де

$$C_0 = I_{C_1};$$

$$C_1 = \frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1}; \quad (5)$$

$$C_2 = R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L;$$

$$C_3 = -V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L$$

Складемо характеристичне рівняння для диференційного рівняння (4). Для складання характеристичного рівняння прийемо  $\varphi_2 = \gamma \cdot e^{\lambda t}$  і підставимо його в рівняння (4)

$$\begin{aligned} C_0 \cdot \gamma \cdot \lambda^3 \cdot e^{\lambda t} + C_1 \cdot \gamma \cdot \lambda^2 \cdot e^{\lambda t} + C_2 \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot e^{\lambda t} + C_3 \cdot \gamma \cdot e^{\lambda t} = \\ = \gamma \cdot e^{\lambda t} (C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Так як  $\gamma \cdot e^{\lambda t} \neq 0$  розділимо рівняння (6) на  $\gamma \cdot e^{\lambda t}$ , в результаті отримаємо

$$C_0 \cdot \lambda^3 + C_1 \cdot \lambda^2 + C_2 \cdot \lambda + C_3 = 0. \quad (7)$$

Рівняння (7) є характеристичним рівнянням диференційного рівняння (4). Значення коефіцієнтів характеристичного рівняння  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  і  $C_3$  співпадають зі значеннями коефіцієнтів диференційного рівняння (4).

Згідно до теореми Гурвіца [13] стійкість машини забезпечується, якщо

$$C_0 > 0; \quad C_1 > 0; \quad C_2 > 0; \quad C_3 > 0, \quad \text{а також} \quad C_1 C_2 - C_3 C_0 > 0; \quad (8)$$

Стосовно до випадку, що розглядається, для стійкого руху збиральної машини повинні виконуватися наступні нерівності

$$\begin{aligned}
I_{C_1} &> 0; \\
\frac{R_D \cdot C_R^2}{V_0} + V_0 \cdot k_L \cdot I_{C_1} &> 0; \\
R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n - \ell \cdot L + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L &> 0; \\
-V_0 \cdot L + V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L &> 0.
\end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot L + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R + \\
+ V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 + V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot L - \\
- V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot R_{C_2} \cdot n - V_0 \cdot L \cdot I_{C_1} > 0
\end{aligned}$$

Проаналізуємо нерівності (9). Перші дві нерівності виконуються при будь-яких умовах, так як величини, що входять в них, позитивні. З четвертої нерівності виражаємо область значеній відстані  $n$  між точками з'єднання збиральної машини і причепу-візка.

$$n > \frac{L - R_D \cdot C_R \cdot k_L}{k_L \cdot R_{C_2}}. \tag{10}$$

Підставляємо значення  $L$  (вираз (3)) в третю нерівність

$$\begin{aligned}
R_D \cdot C_R + R_{C_2} \cdot n + R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L > -C_L \cdot \ell^2 - C_L \cdot \ell^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - \\
- 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot \ell - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L - S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Вирішимо нерівність (11) відносно  $p^2$

$$\begin{aligned}
p^2 < \ell^2 - \left[ \frac{1}{\left( C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right)^2} \right]^* \\
* \left( R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - \right. \\
- R_D \cdot C_R \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \ell \cdot \ell \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + \\
\left. + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right) \tag{12}
\end{aligned}$$

В п'яту нерівність також входить  $L$ , після його підстановки, нерівність прийме вигляд

$$\begin{aligned}
& R_D^2 \cdot C_R^3 + R_D^2 \cdot C_R^4 \cdot k_L + R_D \cdot C_R^2 \cdot R_C \cdot n - R_D \cdot C_R^2 \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + \\
& + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) + \\
& + V_0^2 \cdot k_L^2 \cdot I_{C_1} \cdot R_D \cdot C_R^2 - V_0^2 \cdot k_L \cdot I_{C_1} \cdot \ell \cdot (C_L \cdot \ell + C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + \\
& + 2 \cdot k_L \cdot f_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L + S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} + V_0^2 \cdot I_{C_1} \cdot (-C_L \cdot \ell - \\
& - C_L \cdot \ell \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} - 2 \cdot k_L \cdot f_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}) > 0.
\end{aligned} \quad (13)$$

Так як в нерівності (13) пошукова величина  $\ell$  знаходиться під коренем, то перетворимо вираз  $\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}}$  використовуючи при цьому нерівність (13)

$$\begin{aligned}
\sqrt{1 - \frac{p^2}{\ell^2}} = & (R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_{C_2} \cdot V_0 \cdot C_L \cdot \ell - 2 \cdot k_L \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - \\
& - S_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - R_D \cdot C_R \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot k_L^2 \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + \\
& + \ell^2 \cdot C_L \cdot k_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + 2 \cdot k_L^2 \cdot f_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 \cdot \ell + \\
& + S_L \cdot \ell^2 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0 / \ell \cdot (C_L \cdot V_0 \cdot R_{C_2} + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - \\
& - C_L \cdot \ell \cdot k_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 - S_L \cdot \ell \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \cdot V_0)
\end{aligned} \quad (14)$$

Після підстановки виразу (14) в нерівність (13) отримаємо нерівність, яку рішаємо відносно  $\ell$

$$\ell > \frac{C_R^2 \cdot R_D}{k_L \cdot (k_L \cdot I_{C_1} \cdot V_0^2 + C_R^2 \cdot R_D)}. \quad (15)$$

Тоді можна визначити область значень  $p$

$$\begin{aligned}
p < \left\{ \ell^2 - \left[ \frac{1}{(C_L \cdot R_{C_2} \cdot V_0 + R_{C_2} \cdot V_0 \cdot S_L \cdot k_L - C_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2})^2} \right]^* \right. \\
& * \left. \left( -C_L \cdot V_0 \cdot \ell \cdot R_{C_2} - 2 \cdot f_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - S_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} - R_D \cdot C_R^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + \right. \right. \\
& \left. \left. + \ell^2 \cdot C_L \cdot V_0 \cdot k_L \cdot R_{C_2} + 2 \cdot f_L \cdot \ell \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} + S_L \cdot \ell^2 \cdot V_0 \cdot k_L^2 \cdot R_{C_2} \right) \right\}^{1/2}
\end{aligned} \quad (16)$$

Найбільш складний вигляд має остання нерівність системи (9). Вона має доданки з позитивними і негативними знаками і, тому виконується при визначених умовах. Як видно з нерівностей, швидкість руху машини буде накладати обмеження на стійкість руху машини, тобто, дана нерівність

буде виконуватися при визначених значеннях швидкості руху збиральної машини:

$$V_0 < \sqrt{\frac{R_D C_R^2 (R_D C_R + R_D C_R^2 k_L - \ell L)}{I_{C_1} k_L (\ell L + R_D C_R + R_{C_2} n - R_D C_R - k_L R_D C_R^2 - R_{C_1} n)}}. \quad (17)$$

Якщо ввести позначення

$$\Psi = R_D C_R + R_D C_R^2 k_L - \ell L; \quad (18)$$

$$\Omega = \ell L + R_D C_R + R_{C_2} n - R_D C_R - k_L R_D C_R^2 - R_{C_1} n.$$

тоді, з урахуванням позначень (18) критична швидкість руху збиральної машини визначиться з нерівності

$$V_0 < C_R \cdot \sqrt{\frac{R_D \cdot \Psi}{I_{C_1} \cdot k_L \cdot \Omega}}. \quad (19)$$

*Висновки.* Аналіз диференціальних рівнянь руху збиральної машини дозволив визначити область допустимих значень конструктивних параметрів збиральної машини, а також, критичну швидкість, що забезпечує стійкість її руху.

Література

1. *Горячкин В.П.* Теория масс и скоростей сельскохозяйственных машин и орудий / В.П. Горячкин // Собрание сочинений. – т.1. – М.: Колос, 1965.
2. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения / А.М.Ляпунов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 479 с.
3. *Малкин И.Г.* Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин. – М.: Наука, 1966. – 530 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. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
6. *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.
7. *Леженкин А.Н.* Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / А.Н. Леженкин // Механизация и электриф.сел.х-ва. – 2004. - №12. – С. 24 – 35.
8. *Леженкин А.Н.* Дифференциальные уравнения прицепного 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.

9. *Леженкін О.М.* Стійкість руху причіпного збирального агрегату очісуючого типу / О.М. Леженкін // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.33.–С. 26– 46.
10. *Леженкін О.М.* Стійкість руху трактору при агрегуванні причіпного збирального агрегату / О.М. Леженкін // Праці ТДАТА. – 2005. – Вип.31. – С. 89 – 102.
11. *Леженкин А.Н.* К обоснованию максимальной критической скорости движения прицепного зерноуборочного агрегата очесывающего типа / А.Н. Леженкин //Механизация и электриф.сел.х-ва. – 2006. - №11. – С. 29 – 32.
12. *Айзерман М.А.* Классическая механика / М.А. Айзерман. - М.: Наука, 1980. – 367 с.
13. *Меркин Д.Р.* Введение в теорию устойчивости движения / Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1971. – 312 с.

## **МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ УБОРОЧНОЙ МАШИНЫ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО ТИПА**

Леженкин А.Н.

### *Аннотация*

В статье приводится дифференциальное уравнение движения прицепной уборочной машины, на основании которого составлено характеристическое уравнение, анализ его коэффициентов с использованием теоремы Гурвица, позволяющий определить допускаемые значения конструктивных параметров и скорости движения уборочной машины, обеспечивающих устойчивое ее движение.

## **MECHANICO-MATHEMATICAL SUBSTANTIATION PARAMETERS AND MODES OF WORK OF HARVESTER STRIMMER OF TYPE**

A. Legenkin

### *Summary*

**In article the differential equation of movement of a hook-on harvester on which basis the characteristic equation is worked out, the analysis of its factors with use of the theorem of Gurvits is resulted, allowing to define supposed values of design data and speed of movement of the harvester, providing its steady movement.**

УДК 631.362.

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ ЗЕРНА

Швидя В.О., аспірант\*

*Національний науковий центр „ІМЕСГ”, смт. Глеваха*

**Анотація** - в статті описано теоретичне дослідження аеродинамічного процесу сепарації зерна. Знайдена умова ефективної роботи пневмосепаратора на високій подачі.

**Ключові слова** - ефективність сепарації, пограничний шар, число Рейнольдса, турбулентний шар, ламінарний шар.

*Постановка проблеми.* Сепарація повітряним потоком широко застосовується в зерноочисних та зерносортувальних машинах, в повітряних класифікаторах та інших сільськогосподарських машинах [1].

Більшість дослідників відзначають [1, 2], що істотним недоліком існуючих пневмосепараторів є суттєва залежність якісних показників процесу (ступінь розділення, наявність основної фракції у відходах та інші) від подачі матеріалу, а, відповідно, і його продуктивності. Тому теоретичне дослідження процесів сепарації в повітряному потоці представляє практичний інтерес для обґрунтування та пошуку шляхів підвищення ефективності та продуктивності пневмоочисних машин.

*Аналіз останніх досліджень.* Процесом пневмосепарації займалось багато вчених [3], проте в більшості досліджень по пневмосепарації [4] недостатньо уваги приділяється технологічному процесу вводу зернової суміші в повітряний потік. Але, як показує багаторічна практика [5], через недостатньо обґрунтований режим вводу зернової маси в повітряний потік та досліджений вплив рівномірності розподілення її по площі поперечного перерізу погіршується ефективність сепарації на 20% і продуктивність на 25%.

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є отримання умови якісної очистки основної фракції від легкої та обґрунтування шляху підвищення продуктивності при збереженні високої ефективності процесу пневмосепарації.

*Основана частина.* При аналізі процесу пневмосепарації введемо наступні припущення:

- всі частки рівні за геометричною формою і представляють собою кулю еквівалентним діаметром  $d$ ;

---

© аспірант В.О. Швидя

\* Науковий керівник – д.т.н., професор Котов Б.І.



- повітряний потік рівномірний по перетині аспіраційного каналу і постійний за значенням і напрямком.

Розглянемо два випадки сепарації в повітряному потоці: взаємодію повітряного потоку з розрідженою (рис. 1а) та згущеною зерною масою (рис 1б).

В випадку зображеному на рисунку 1а при обтіканні повітряним потоком зернової суміші, яка складається з часток еквівалентного діаметру  $d$ , відстань між якими  $c$ , швидкість частинок повітря у поверхні під впливом її жорсткості і в'язкості середовища стає рівною нулю. При віддаленні від поверхні частки швидкість частинок починає збільшуватись і на визначеній відстані досягає швидкості повітряного потоку  $V_{\infty}$ . Шар повітря, примикаючи до поверхні тіла, в котрому відбувається зміна швидкості руху частинок повітря, називається пограничним шаром і характеризується товщиною  $\delta_x$ . Ця товщина  $\delta_x$ , вимірювана в міліметрах, залежить від форми частки, жорсткості його поверхні, швидкості обтікання, положення поверхні відносно повітряного потоку, від в'язкості та густини повітря. Крім того, внаслідок криволінійної форми часток зернової суміші товщина  $\delta_x$  пограничного шару різко збільшується і при деякій критичній товщині  $\delta$  виникає обернена течія. Це призводить до виносу повітря, загальмованого в пограничному шарі у зовнішній потік, внаслідок чого він відривається від поверхні частки. Відрив пограничного шару завжди відбувається з утворенням вихорів в кормовій частині частки (зона А рис. 1а) і зниженням тиску в порівнянні з передньою частиною частки (зона Б рис. 1а). Внаслідок цієї різниці тисків виникає так званий опір тиску, який збігається з напрямом повітряного потоку і значно підвищує силу опору. В щільних зернових сумішах проміжок між частками може бути менший, ніж подвійна критична товщина пограничного шару  $2\delta$ . В результаті цього виникає значна сила тертя, яка перешкоджає відриванню пограничного шару і він засмоктується в щілину між суміжними частками (зона С рис.1б). При цьому значно зменшується сила опору, яка діє на окрему частку, і не тільки, тому що не утворюються вихори і області пониженого тиску, але ще й тому що зменшується число Рейнольдса, а значить і збільшується швидкість вітання. Чим менша відстань  $c_1$  в зоні С між частками зернової суміші, тим більша швидкість повітряного потоку потрібна, щоб відділити легкі домішки з зернової суміші. Тому при щільному вкиданні в повітряний потік можливе часткове захоплення легких домішок важкою фракцією і зниження ефективності сепарації. Для ефективного виконання процесу необхідно дотримуватися наступної умови

$$c \geq 2\delta + d, \quad (1)$$

Тобто проміжок між частками повинен бути більшим за подвійну критичну товщину пограничного шару  $2\delta$ .

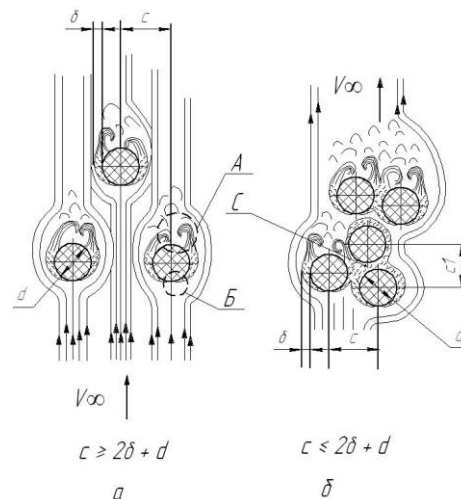


Рис. 1. Схема обтікання нещільної (а) і щільної (б) зернової суміші повітряним потоком

З урахуванням умови (1) необхідна максимальна маса, що подається в одиницю об'єму аспіраційної камери і при якій ще можливе виконання ефективного процесу сепарації

$$m' = \rho_{\text{час}} \cdot V \cdot n = \rho_{\text{час}} \cdot \frac{d^3}{\delta^3}, \quad (2)$$

де  $\rho_{\text{час}}$  – густина частки, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – еквівалентний об'єм частки, м<sup>3</sup>;

$n$  – кількість часток в одиниці об'єму, потрібного для здійснення сепарації.

Максимальна можлива подача зернової суміші  $q$  в аспіраційний канал діаметром  $D$ , при якій ще виконується ефективний процес сепарації:

$$q = \rho_{\text{час}} \cdot \frac{d^3}{\delta^3} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h, \quad (3)$$

де  $h$  – товщина зернового шару, що сходиться з розкидних робочих органів, м.

Звідки випливає, що для здійснення ефективного технологічного процесу в аспіраційному каналі діаметром  $D$  при деякій подачі  $q$  необхідно збільшити товщину зернового шару, що сходиться з розкидувачів і зменшити товщину критичного пограничного шару. Тобто забезпечити більш розріджене сходження зернових мас в аспіраційний канал. При більшій подачі зернового матеріалу в повітряний потік, ніж подача, розрахована за формулою (3) можливе зниження ефективності сепарації і створюються умови для виносу легких домішок в важку фракцію.

Для розрахунку критичної товщини пограничного шару  $\delta$  розглянемо обтікання одиначної частки повітряним потоком при середніх числах Рейнольдса ( $1 \cdot 10^5 - 3 \cdot 10^5$ ) (рис. 2). При такому діапазоні чисел Рейнольдса зазвичай і відбувається пневмосепарація в очисних машинах. При таких аеродинамічних режимах пограничний шар має подвійну структуру: тонкий внутрішній ламінарний шар і зовнішній товстий турбулентний шар. При цьому найбільша товщина пограничного шару  $\delta$  спостерігається в

точці його відриву В. Для знаходження критичної товщини  $\delta$  пограничного шару потрібно розв'язати систему рівнянь руху в пограничному шарі, що представляють собою частинну систему диференціальних рівнянь Нав'є – Стокса [6]

$$\begin{cases} V_x \cdot \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial V_x}{\partial y} = -1 \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[ 2 \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right] \right\}, \\ V_x \cdot \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial V_y}{\partial y} = -1 \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[ 2 \frac{\partial V_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) \right] \right\} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[ \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} \right] \right\}, \end{cases} \quad (4)$$

де  $V_x, V_y$  — горизонтальна та вертикальна складова швидкості руху часток повітря, м/с;

$p$  — тиск в пограничному шарі, Па;

$\rho$  — густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  — динамічна в'язкість повітря, Н·с/м<sup>2</sup>.

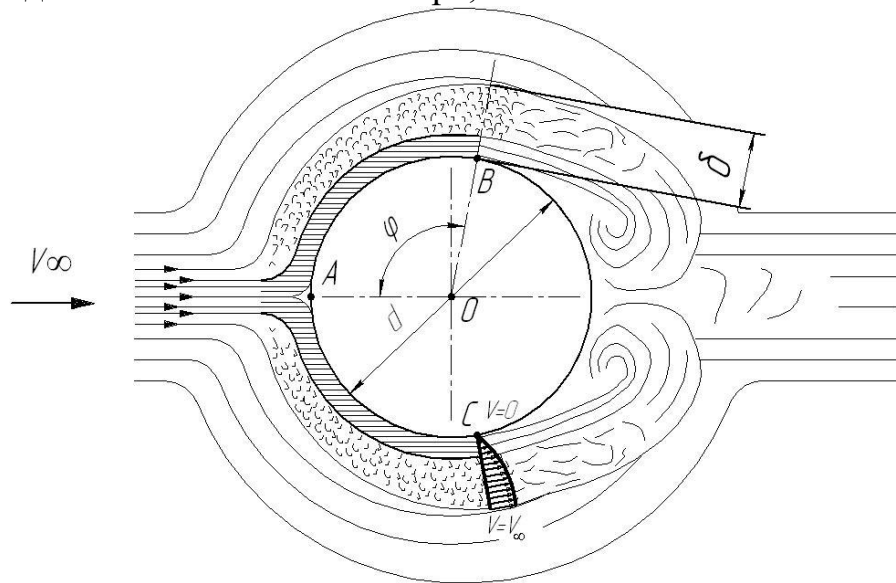


Рис. 2. Схема обтікання одиничної частки повітряним потоком при середніх числах Рейнольдса

Отримання точного аналітичного загального рішення системи рівнянь (4) пов'язано зі значними математичними труднощами. Застосування чисельних методів інтегрування призводить до дуже складних розрахунків. Тому всі способи розрахунку турбулентних пограничних шарів з градієнтом тиску засновані на теоремі імпульсів та теоремі енергії для пограничного шару. В основі цих теорем лежить рівняння імпульсів виведене Е. Грушвитцем [6]

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \frac{d}{dx} (V_\infty^2 \delta_2) + \delta_1 \cdot V_\infty \cdot \frac{dV_\infty}{dx}, \quad (5)$$

де  $\tau_0$  — дотичне напруження на стінці частки, Па;

$V_\infty$  — швидкість повітряного потоку, м/с;

$\delta_2$  — товщина втрати імпульсу;

$\delta_1$  - товщина витіснення, які рахуються за наступними формулами

$$\delta_1 = \frac{1}{V_\infty} \int_{y=0}^{\delta} (V_\infty - u) dy. \quad (6)$$

$$\delta_2 = \frac{1}{V_\infty^2} \int_{y=0}^{\delta} u \cdot (V_\infty - u) dy, \quad (7)$$

де  $u$  – швидкість в пограничному шарі, м/с;  
 $y$  – відстань від стінки частки, м.

Оскільки для турбулентного режиму загальних законів зміни дотичного напруження  $\tau_0$  на криволінійній стінці та залежності швидкості повітря  $u$  від відстані від стінки частки  $y$  та довжини дуги  $x$  немає, то потрібно використовувати додаткові дані, отримані експериментальним шляхом.

Для розрахунку товщини пограничного шару скористаємось формулою Г. Хольштейна та Т. Болена для пограничного шару з градієнтом тиску, яка базується на рівнянні (5) [7]

$$\chi = \frac{\delta_2^2}{\nu} \cdot \frac{dV_\infty}{dx}, \quad (8)$$

де  $\chi$  – другий форм-фактор;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с.

Товщина пограничного шару  $\delta$  згідно експериментальних досліджень залежить від товщини втрати імпульсу  $\delta_2$  наступною залежністю

$$\delta = \frac{\delta_2}{\frac{37}{315} - \frac{\Delta}{945} - \frac{\Delta^2}{9072}}, \quad (9)$$

де  $\Delta$  – перший форм-параметр.

$\frac{dV}{dx}$  представляє собою похідну проекції швидкості потоку  $V_x$  на дотичну до кривої поверхні по довжині дуги  $x$ .

Знайдемо залежність проекції швидкості потоку  $V_x$  від довжини дуги кривої  $x$ . Залежність довжини дуги кривої поверхні від центрального кута  $\alpha$  виражається наступною залежністю

$$x(\alpha) = \frac{d}{2} \alpha. \quad (10)$$

Тоді залежність проекції швидкості потоку  $V_x$  від довжини дуги  $x$  буде (рис.3)

$$V_x = V_\infty \cdot \sin(\alpha) = V_\infty \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot x}{d}\right). \quad (11)$$

А похідна по довжині дуги  $x$

$$dV = 2 \cdot \frac{V_\infty}{d} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot x}{d}\right) \cdot dx. \quad (12)$$

Підставивши замість довжини дуги  $x$  вираз (7) і замінивши  $\alpha$  критичним центральним кутом  $\varphi$ , при якому відбувається відрив

пограничного шару (рис. 2) після нескладних алгебраїчних перетворень отримуємо

$$\frac{dV}{dx} = 2 \cdot \frac{V_{\infty}}{d} \cdot \cos(\varphi). \quad (13)$$

Згідно досліджень Г. Блазіуса для нижньої ламінарної частини пограничного шару кулі(рис.2), відрив настає при значенні кута  $\varphi = 1,913$  рад та форм-параметрів  $\chi$ ,  $\Delta$  відповідно: -12 і -0,1567 (Г. Хольштейн та Т. Болен), причому, як показали дослідження, наведені форм- параметри не залежать від форми частки [6, 7].

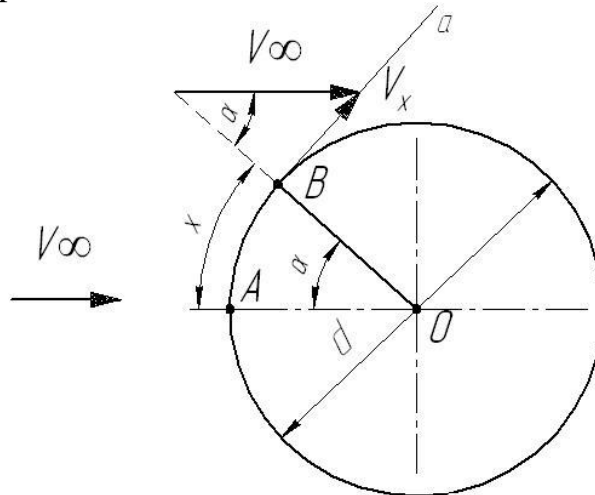


Рис. 3. Схема до визначення залежності проекції швидкості повітряного потоку  $V_x$  на дотичну від довжини дуги  $x$

Підставляючи чисельні значення форм-параметрів  $\chi$ ,  $\Delta$  та кута в вирази (13), (9) і (8), після нескладних перетворень отримаємо напівемпіричну залежність:

$$\delta = 4,337 \cdot \sqrt{\frac{v \cdot d}{V_{\infty}}}. \quad (14)$$

Підставивши її в вираз (3) отримуємо умову ефективної роботи пневмосепаратора:

$$q \leq \rho_{\text{час}} \cdot \frac{d^3}{81,577 \cdot \left(\frac{v \cdot d}{V_{\infty}}\right)^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h. \quad (15)$$

З цієї умови видно, що максимально можлива подача нелінійно залежить ще й від швидкості повітряного потоку та розміру зернової фракції. Емпіричний коефіцієнт свідчить проте, що отримана залежність наближено описує технологічний процес, внаслідок складності теоретичного розрахунку критичної товщини пограничного шару.

*Висновки.* В результаті проведений теоретичний аналіз показав, що причиною зниження ефективності сепарації є щільне вкидання в повітряний потік, в результаті чого внаслідок дії сил тертя значно погіршуються умови відриву пограничного шару і як наслідок зменшуються сили опору. Отримано умову, яка показує максимально

можливу подачу без зниження ефективності процесу в залежності від показників вкидання в повітряний потік.

#### Література

1. *Малис А.Я.* Машины для очистки зерна воздушным потоком / А.Я. Малис, А.Р. Демидов – М.:Машгиз, 1962. – 175 с.
2. *Гладков Н.Г.* Зерноочистительные машины. Конструкция, расчёт, проектирование и эксплуатация. / Н.Г. Гладков – М.: МАШГИЗ, 1961. – 447 с.
3. *Заика П.М.* Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств. / П.М. Заика, Г.Е. Мазнев. — М.: Колос, 1978.
4. *Гортинский В.В.* Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях. / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. — М.:Колос, 1980. - 303 с.
5. *Авдеев Н.Е.* Центробежные сепараторы для зерна. / Н.Е. Авдеев — М.: Колос, 1975. – 152с.
6. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. / Г. Шлихтинг пер. с немецкого. – М.: «Наука», 1974 – 711 с.
7. *Holstein H.* Ein einfaches Verfahren zur Berechnung laminarer Reibungsschichten, die dem Näherungsverfahren von K. Pohlhausen genügen. / H. Holstein, T. Bohlen, Lilienthal - Bericht - 10, 5 — 16 (1940).

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЕРОДИНАМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА СЕПАРАЦИИ ЗЕРНА

Швидя В.О.

#### *Аннотация*

**В статье описано теоретическое исследование аэродинамических процессов сепарации зерна. Найдено условие эффективной работы пневмосепаратора на высокой подаче.**

### THEORETICAL RESEARCH OF AERODYNAMIC PROCESS SEPARATION OF CORN

V. Shvidya

#### *Summary*

**The article is described in theoretical research of aerodynamic process separation of corn. The condition is found in efficiency work of pneumatic separation on the high serve.**

УДК 633.853.55

## РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИНИ ДЛЯ ЗБИРАННЯ РИЦИНИ МЕТОДОМ ОЧІСУВАННЯ НА КОРЕНІ

Дідур В.А., д.т.н., професор

Леженкін О.М., д.т.н. РФ

Головін С.В., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-14-38

**Анотація** – роботу присвячено аналізу отриманих результатів польових досліджень машини для збирання рицини методом очісування на корені.

**Ключові слова** – рицина, методика дослідження, програма, фракційний склад, результати.

*Постановка проблеми.* Збирання і післязбиральна обробка рицини — фінішні операції з вирощування даної технічної культури. Вони підводять результат всьому комплексу попередніх робіт з оптимального вибору районованих сортів, підготовки насіння, ґрунтообробці, посіву, догляду за рослинами. Разом з тим це найбільш ресурсоємкі операції. Так, експлуатаційні витрати на збирання врожаю з поля і його транспортування на господарський пункт післязбиральної обробки насіння складає 50...55% всіх витрат на його вирощування. Це обґрунтовує необхідність постійного удосконалення технології збирання і технічних засобів для їх реалізації.

*Аналіз публікацій.* Дослідженню фізико-механічних властивостей рицини присвячено ряд праць [1, 2, 3]. В роботі [4] наводяться результати проведення біометричних досліджень сортів рицини, що вирощуються на півдні України.

*Формулювання цілей статті.* З метою обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів машини, зниження витрат на збирання рицини провести дослідження результатів роботи очісуючого модуля для збирання рицини методом очісування рослин на корені і на підставі цього розробити рекомендації для подальшого удосконалення конструкцію очісуючого модуля для збирання рицини методом очісування рослин на корені.

*Основна частина.* Програма досліджень передбачала:

- дослідження біометричних характеристик рицини і їх аналіз;
- дослідження агробіологічних якостей рицини в період збирання;
- дослідження фізико-механічних властивостей рицини;
- дослідження впливу конструктивних параметрів очісуючого

модулю на якісні показники його роботи.

Дослідження біометричних характеристик рицини проводились згідно методики [1]. Дослідження чисельних характеристик біометрії проводились на трьох сортах: Донська крупнокісна, Афродіта, Хортицька.

З метою обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів і параметрів налаштування очисуючого модулю були проведені дослідження біометричних характеристик рицини сортів Донська крупнокісна, Афродіта та Хортицька. Досліджувались наступні біометричні характеристики, а саме: довжина рослини, зона розташування коробочок рицини, довжина кісті, кількість кістей, кількість рослин на погонний метр а також зони розташування кістей рицини.

За результатами проведених досліджень було встановлено, що середнє значення висоти рослин коливається в залежності від сорту та складає: для сорту Донська крупнокісна – 1065,86 мм, для сорту Афродіта – 975,6 мм, а для сорту Хортицька – 766,3 мм. Середнє квадратичне відхилення висоти рослин складає відповідно – 155,752 мм, 182,086 мм та 119,553 мм. Розподіл значень висоти рослин рицини надано на рисунку 1.

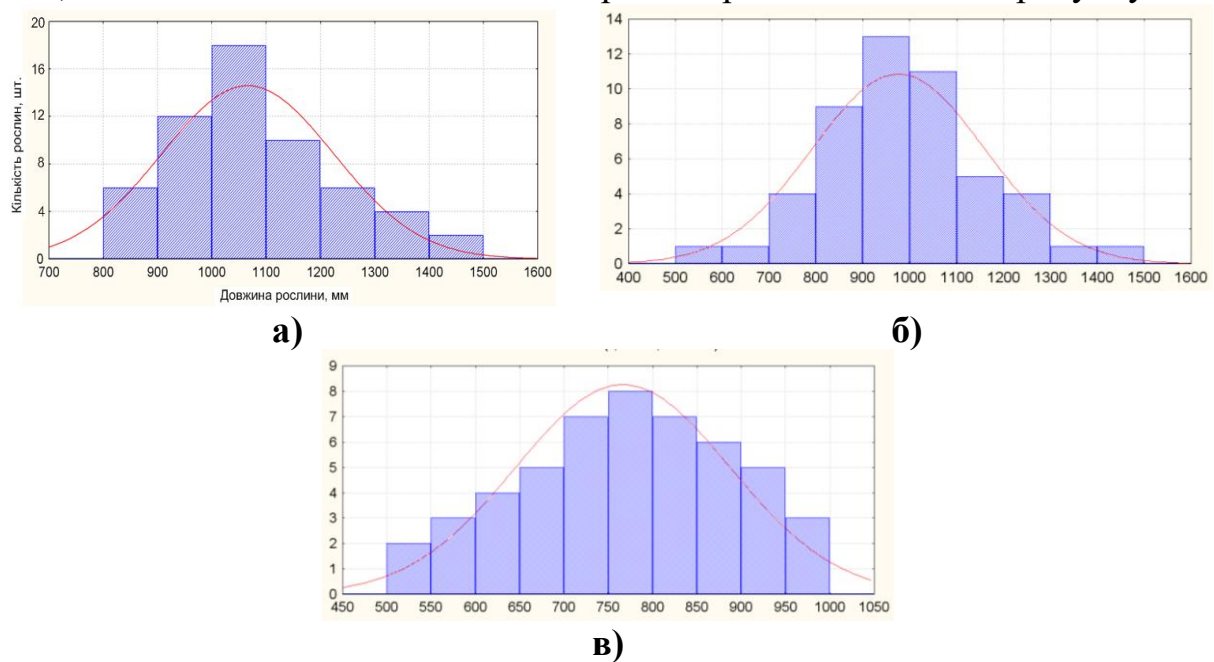


Рис. 1. Діаграми розподілу висоти рослин рицини в залежності від сорту: а) Донська крупнокісна; б) Афродіта; в) Хортицька

Другим параметром, який досліджувався була – зона розташування кістей рослини, що дозволяє більш обґрунтовано визначити висоту розташування очісуючого барабану. Дослідженнями встановлено, що зона розташування кістей рицини становить для сорту Донська крупнокісна – 729,167 мм, для сорту Афродіта – 501,2 мм, а для сорту Хортицька – 449,4 мм. Середнє квадратичне відхилення складає відповідно – 172,917 мм, 189,437 мм та 173,729 мм. Стабільність приведених параметрів підтверджує незначність чисельних значень коефіцієнтів варіації. Після статистичної обробки результатів вимірів були побудовані діаграми



розподілу зон розташування кістей рицини, що наочно надано на рисунку 2.

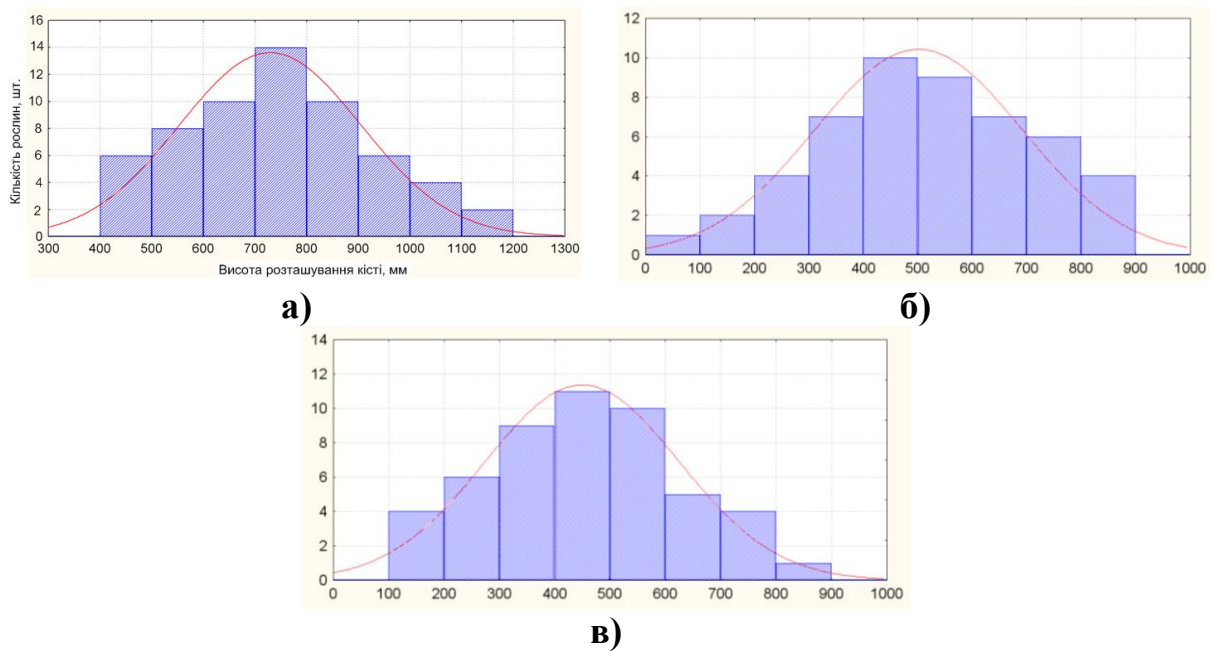


Рис.2. Діаграми розподілу зони розташування кістей рицини в залежності від сорту: а) Донська крупнокістна; б) Афродіта; в) Хортицька

Наступним параметром дослідження стало дослідження довжини кісті. За результатами дослідження встановлено, що середнє значення довжини кісті складає для сорту Донська крупнокістна – 277,759 мм, для сорту Афродіта – 241,8 мм, а для сорту Хортицька – 207,2 мм. При цьому середнєквадратичне відхилення становить відповідно – 74,83 мм, 101,187 мм та 61,71 мм. Графічне зображення результатів обробки даних надано на рисунку 3.

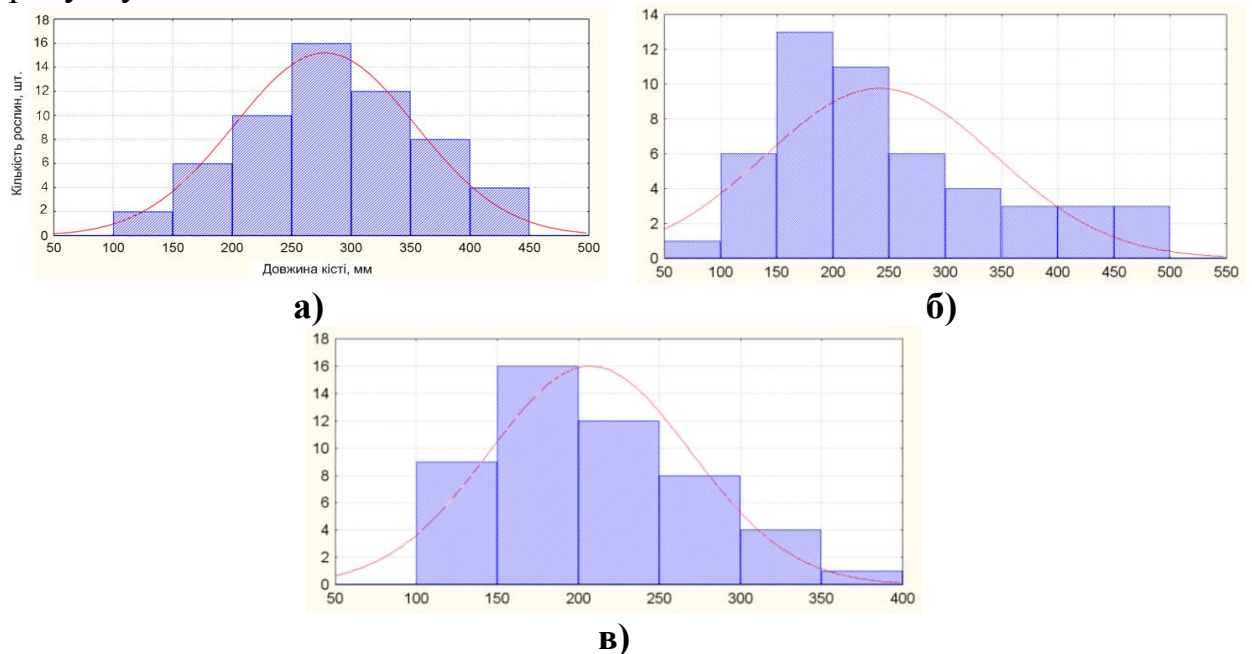


Рис. 3. Діаграми розподілу висоти кісті рослини в залежності від сорту: а) Донська крупнокістна; б) Афродіта; в) Хортицька

Не на останньому місці є характеристика - кількість кістей на рослині. За результатами дослідження даного параметру встановлено, що сорт Донська крупнокістна має 1...2 кісті, сорт Афродіта – 1...4 кістей та сорт Хортицька – 1...7 кістей. Більш повна картина аналізу даного параметру надана на рисунку 4.

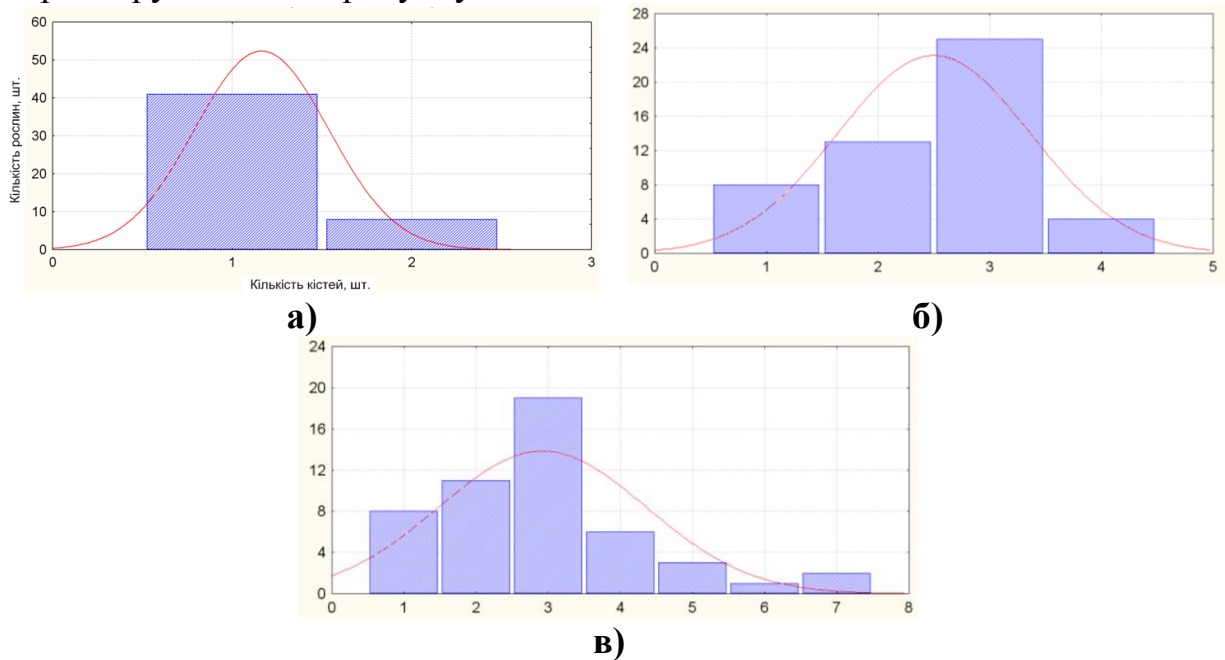
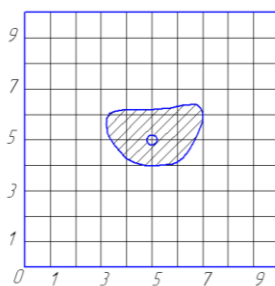


Рис. 4. Діаграма аналізу кількості кістей в залежності від сорту рицини: а) Донська крупнокістна; б) Афродіта; в) Хортицька

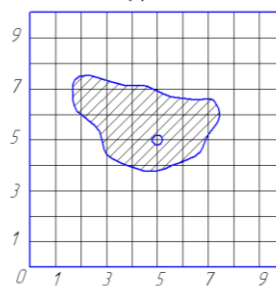
Крім того, цікавість викликала зона розташування кістей в горизонтальній площині. Були проведені дослідження цього з використанням рамки з кроком сітки 100 мм і фотоапарату (рисунок 5).

Як свідчать отримані результати, найменша зона розташування кістей у сорту Донська крупнокістна (рослина має 1...2 кісті), а найбільша – у сорту Хортицька (1...7 кістей). Велика зона розташування кістей збільшує втрати врожаю при збиранні.

*Донська крупнокістна*



*Афродіта*



*Хортицька*

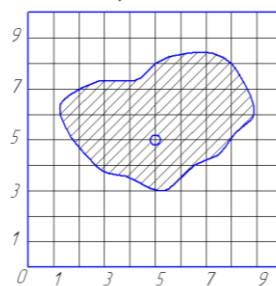


Рис. 5. Зона розташування кістей в горизонтальній площині

## 2. Врожайність рицини (коробочок)

Ефективність вирощування рицини характеризується врожайністю. Врожайність оцінювалась - врожайність рослинної маси, врожайність

коробочок та врожайність чистого зерна.

Врожайність рицини оцінювалась на трьох сортах Донська крупнокісна, Афродита та Хортицька (рисунок 6). Досліджувалась шляхом посіву та збору врожаю вручну.

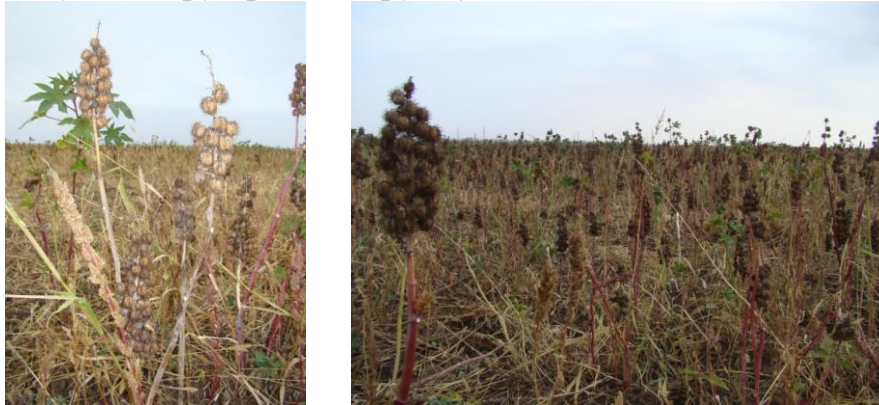


Рис. 6. Рицина

Середні значення врожайності за результатами дослідження нижче представлені:

1. Сорт – Донська крупнокісна: рослинна маса – 9220 кг/га, коробочки – 1837 кг/га, чисте зерно – 1350 кг/га.

2. Сорт – Афродіта: рослинна маса – 8920 кг/га, коробочки – 1825 кг/га, чисте зерно – 1341,5 кг/га.

3. Сорт – Хортицька: рослинна маса - 7070 кг/га, коробочки – 1545 кг/га, чисте зерно - 1136 кг/га.

Як показують отримані дані: середня маса коробочок рицини сорту Донська крупнокісна становить -1837 кг, сорту Афродіта – 1825 кг. Значно нижча врожайність по сорту Хортицька – 1545 кг. Пояснюється це чисельністю кістей: їх багато, але вони невеликі і не завжди повністю розвинуті. Співвідношення маси коробочок рицини та чистого зерна у всіх сортів майже однакова і становить – 1,36...1,37.

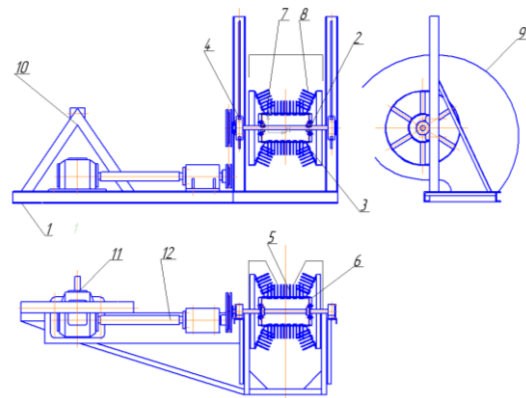
### 3. Польові дослідження очисуючого модулю

#### 3.1 Методика польових досліджень.

Об'єктом польових досліджень є очисуючий модуль. Загальний вигляд розробленої конструкції очисуючого модулю представлена на рисунку 7. Очисуючий модуль навісний з приводом від валу відбору потужності.

Пристрій для збирання рицини складається з рами 1, на якій на валу 2 встановлений очисуючий барабан 3. Вал 2 встановлений в циліндричних підшипниках 4, корпуса яких мають можливість у випадку потреби регулювання глибини занурення очисуючого барабану в стеблостій переміщатися у вертикальній площині, за рахунок вертикальних пазів. На валу 2 за допомогою шпонок встановлена циліндрична частина 5 очисуючого барабану, а на ній жорстко симетрично встановлені два урізаних конуса 6. По твірним на циліндричній і конічних поверхнях

змонтовані секції робочих елементів 4. Кожна секція робочих елементів 7 виконана з пружних пальців 8 (фіг.2), які теж закріплені жорстко. Очісуючий барабан закритий кожухом 9 очисуючої камери, який повністю копіює траєкторію руху коробочок рицини.



а)

б)

Рис. 7. Пристосування для очісування коробочок рицини:

а) загальний вид; б) схема очисуючого модулю.

Пристрій для збирання рицини працює наступним чином: рама 1 приєднується до трактора за допомогою навіски 10. Крутний момент від валу відбору потужності трактора передається за допомогою карданного валу на конічний редуктор 11, звідки вал 12 передає обертання через пасову передачу на очісуючий барабан. При обертанні очісуючого барабану рослини поступають в щілину між очісуючими пальцями 8 і за рахунок механічного впливу на рослину здійснюється відокремлення коробочок рицини від кисті. При цьому пружність пальців більше зусилля на розрив центральної кисті, частота обертання така, що кожна рослина прочісується пальцями за один прохід пристрою три-чотири рази. Наявність пружних пальців зогнутої форми дозволяє значно знизити втрати врожаю, а криволінійна форма кожуху, що копіює траєкторію руху коробочок рицини сприяє зниженню травмування насіння.

Робочі органи розроблені для даного очісуючого модулю наведено на рисунку 8.

Дослідження технологічного процесу збирання врожаю рицини методом очісування рослин на корені проводилися на різних швидкостях руху збирального агрегату – 0,86...1,73 м/с та різних частотах обертання валу машини - 400...600 хв<sup>-1</sup>.



а)



б)

Рис. 8. Загальний вид робочих органів: а) робочий орган з конічними частинами; б) робочий орган з пружними елементами

### 3.2 Результати польових досліджень

#### 3.2.1 Дослідження втрат

На рисунку 9 наведено результати роботи очісуючого модулю, а саме надано вид поля до і після проходу оточуючого агрегату.



а)



б)

Рисунок 9 – Вид поля: а – до проходу очісуючого агрегату; б – після проходу

Втрати коробочок на різних швидкостях вимірювалися з використанням рамок розміром 1x1 м (рис. 11).



Рис. 10 . Визначення втрат врожаю

Досліджувалась робота очісуючого модуля з конічними частинами і прямими робочими органами, а також циліндричний барабан з пружними робочими елементами. Дослідження показали, що середні значення втрат

коробочок рицини при роботі очошуючого модулю з барабаном з конічними частинами і прямими робочими органами становить 8,7 %, а при роботі з циліндричним барабаном та з пружними робочими елементами – 2,39%. Великі втрати при застосуванні конічних частин з прямими робочими органами пов'язано з непрогнозуємою траєкторією польоту коробочок та недосконалістю конструкції захисного кожуха очошуючого модулю, який не враховує це.

Аналізуючи отримані результати слід відмітити, що застосування пружних робочих елементів дозволило зменшити втрати коробочок майже в 3 рази.

### 3.2.2 Дослідження фракційного складу

В результаті роботи очошуючого модулю отримано ворох. Фракційний склад очосаного вороху наданий на рисунку 11, а його аналіз із застосуванням різних робочих органів на діаграмах (рисунок 12). Як видно з рис.11 очосаний ворох включає коробочки рицини, як цілі, так і розламані, значну масу рослинної частини: стебла і листя, та має місцями наявність сторонніх домішок, що обумовлено станом агрофону перед збиранням врожаю рицини.



Рис. 11. Очосаний ворох

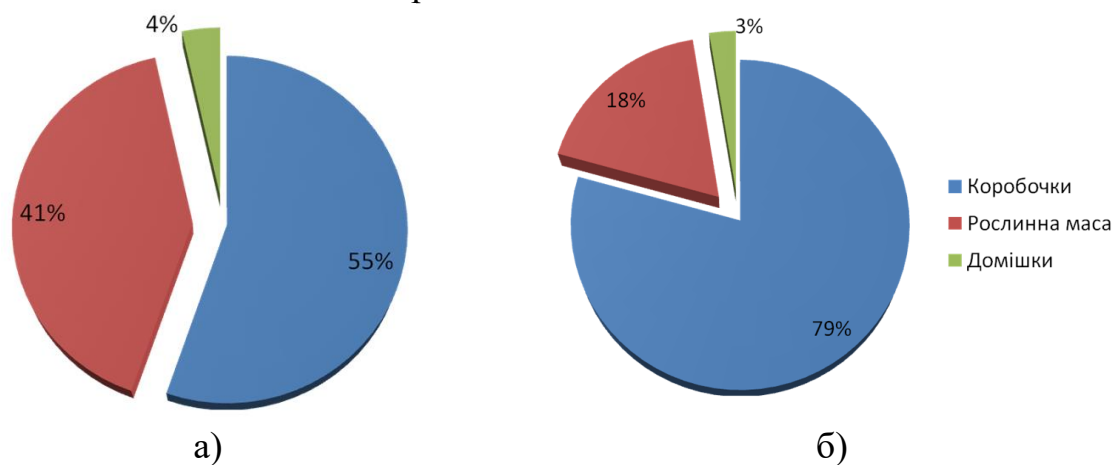


Рис. 10. Фракційний склад очосаного вороху: а) барабан з конічними частинами та прямими жорсткими гребінками; б) циліндричний барабан з пружними робочими елементами

Аналіз діаграм свідчить, що застосування циліндричного барабану з пружними робочими органами сприяє зниженню вмісту рослинної маси в очосаному вороху більше ніж в 2 рази (з 41% до 18%), а також зниження

вмісту дрібних домішок з 4% до 3%.

Дослідження фракційного складу очосаного вороху дозволили виявити, що листя, що входить до складу вороху має розміри: максимальний – 140 мм; мінімальний – 30 мм, довжина стебла у вороху варіюється в межах:

- для барабану з конічними частинами і прямими робочими органами – від 170 до 730 мм;

- для циліндричного барабану з пружними робочими елементами – від 70 до 420 мм.

Після проходження очісуючого модулю частина стебла потрапляє до бункеру і в подальшому будуть вилучені з вороху, а значна частина стебла рослини – залишається на полі. Для обґрунтування застосування технології та технічних засобів для збирання незернової частини проведено дослідження висоти рослин ріцини після проходу очісуючого модулю (рис. 13).

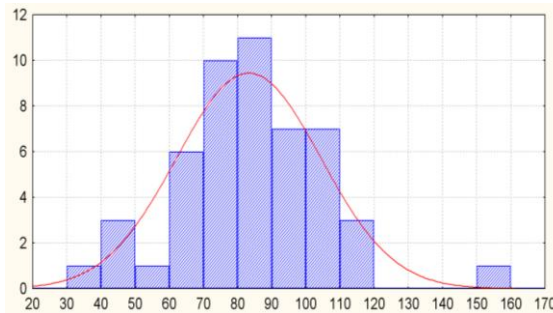


Рис. 13. Висота рослини після проходження очісуючого модуля

Як показав аналіз висоти рослин, що залишилися на полі, середнє значення довжини рослини становить 83,24 мм, середнє квадратичне відхилення – 20,9 мм. Таке значення висоти рослини потребує введення до конструкції очосуючого модуля пристосування для зрізання стебла, з метою зменшення витрат на збирання врожаю.

#### *Висновки.*

1. В результаті дослідження біометричних характеристик ріцини встановлено, що середня висота рослин сорту Донська крупнокістна складає 1065,89 мм, сорту Афродіта – 975,6 мм, а сорту Хортицька – 766,3 мм; при цьому середньоквадратичне відхилення складають – 155,752 мм, 182,086 мм та 119,553 мм відповідно. В основному, всі біометричні характеристики ріцини розглянутих сортів підпадають під нормальний закон розподілу.

2. Середнє значення врожайності коробочок ріцини складає для сорту Донська крупнокістна – 1837 кг/га, сорту Афродіта – 1825 кг/га та сорту Хортицька – 1545 кг/га.

3. Встановлено, що фракційний склад вороху представляє собою сукупність коробок ріцини (цілих та третинок), рослинної маси (стебла та листя), а також дрібних домішок. Для барабана з конічними частинами і

прямими робочими органами ворох складається з коробочок – 55%, рослинної маси – 41% та дрібних домішок – 4%. Для циліндричного барабану з пружними робочими органами очосаний ворох містить коробочки – 79%, рослинну масу – 18% та дрібні домішки – 3%.

4. Виявлено, що втрати коробочок рицини при роботі очосуючого барабану з конічними робочими органами складають – 8,7%, а при роботі з пружними робочими елементами – 2,39%.

5. Використання пружних робочих елементів дозволило знизити втрати коробочок майже в 3 рази.

6. Дослідження показали, що подрібнення зерна рицини при збиранні методом очісування рослин на корені із застосуванням запропонованих робочих органів відсутнє.

#### Література

1. *Никитчин Д.И.* Интенсивная технология выращивания подсолнечника и клещевины/ Д.И. Никитчин – К.: Урожай, 1990. – 176 с.
2. Розробка технологій і технологічного обладнання для глибокої переробки насіння рицини: Звіт про НДР (проміжний) ТДАТА; Кер.В.А.Дідур; - Тема 1.16; №ДР0104V003927N2006. — Мелітополь, 2006. – 39 с.
3. Физиология и биохимия сельскохозяйственных растений: учебник /Н.Н.Третьяков и др. – М.: Колос, 1998. – 640 с.
4. *Головін С.В.* Результати досліджень фізико-механічних властивостей рицини / С.В.Головін //Праці ТДАТА. Вип.8 – Мелітополь, 2008. – с. 45-51.
5. Тракторы, машины, орудия. Клещевино-уборочный комбайн ККС-6/ В. Москаленко, А.Савин.
6. Пат.37775 Україна МКИ<sup>7</sup> А01D41/08 А01D45/30 Пристрій для збирання рицини /В.А.Дідур, В.Т.Надикто, О.М.Леженкін, С.В.Головін, ТДАТУ // Промислова власність. – 2008. – Бюл.№23.

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МАШИНЫ ДЛЯ СОБИРАНИЯ КЛЕЩЕВИНЫ МЕТОДОМ ОЧЕСЫВАНИЯ НА КОРНЕ**

Дідур В.А., Леженкин О.М., Головин С.В.

### *Аннотація*

**Работа посвящена анализу полученных результатов полевых исследований машины для собирания клещевины методом очесывания на корне.**

## **RESULTS OF FIELD RESEARCHES OF THE CAR FOR GATHERING RICINUS BY THE BREAKAGE METHOD ON THE ROOT**



V. Didur, A. Legenkin, S. Golovin

*Summary*

**Work is devoted to the analysis of the received results of field researches of the car for cleaning ricinus by a breakage method on a root.**

УДК 629.114.2.032.001.1

**ВЛИЯНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ НА НАДЕЖНОСТЬ  
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

Полянский А.С., д.т.н., профессор

Дубинин Е.А., к.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Хворост А.Г., аспирант\*

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*

**Аннотация - оценены наиболее весомые факторы, влияющие на надежность гусеничных тракторов. Полученные результаты могут быть использованы для повышения их надежности при конструировании и производстве.**

**Ключевые слова – надежность, нагруженность, факторы влияния, гусеничный трактор.**

*Постановка проблемы.* Повышение технического уровня и надежности гусеничных тракторов является актуальной проблемой. Одним из важнейших элементов гусеничного трактора является трансмиссия. Высокая нагруженность деталей трансмиссий гусеничных тракторов подтверждается данными об отказах и недостаточным ресурсом. Так, по данным эксплуатации, отказы трансмиссий, возникающие через 4-6 тысяч часов работы, составляют до 25% от общего числа отказов. В то же время современные трансмиссии энергонасыщенных машин должны иметь ресурс в пределах 14-16 тысяч часов до капитального ремонта.

Из опыта реальной эксплуатации известно, что для тракторной трансмиссии характерным является резкопеременный режим нагружения, обусловленный как сложными условиями эксплуатации, так и внутренними динамическими процессами, связанными с переменной жесткостью, деформациями и недостаточной точностью изготовления

---

© д.т.н., профессор А.С. Полянский, к.т.н. Дубинин Е.А.

\*Научный руководитель -д.т.н., профессор А.С. Полянский

деталей. По мере эксплуатации нагруженность силовых элементов увеличивается.

*Анализ последних достижений и публикаций.* Обзор литературы показал, что в настоящее время проведено большое количество исследований по оценке нагруженности элементов машин [1-3]. В то же время актуальными являются исследования, направленные на более глубокое изучение факторов, влияющих на нагруженность силовых элементов трансмиссий, и разработка на этой базе научно-обоснованных методов и технических решений, позволяющих не только более достоверно учесть нагрузки при расчетах, но и разработать рекомендации, обеспечивающие снижение нагруженности и повышение эксплуатационных показателей трансмиссий.

*Формулировка целей статьи.* Целью исследования является повышение надежности гусеничного трактора на основе оценки и учета динамических процессов, происходящих во время его работы. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить наиболее весомые факторы и оценить их влияние на надежность силовых агрегатов гусеничных тракторов;
- **разработать рекомендации по снижению отрицательного влияния установленных факторов на надежность.**

*Основная часть.* Оценку влияния на надежность процессов, которые наблюдаются во время работы гусеничных тракторов, целесообразно начинать с определения вертикальных реакций на опорных катках гусеничных движителей. Наиболее полно учесть все разнообразие факторов позволяют вероятностные методы.

На рисунке 1 приведена расчетная схема сил, действующая на опорные катки гусеничного движителя. На указанном рисунке показаны суммарные вероятностные реакции поверхности, приходящиеся на каждую пару симметрично расположенных опорных катков.

Неравномерность распределения вертикальных реакций между катками определяется многими случайными факторами, строго детерминировать которые сложно. Результатом является смещение линии действия суммарной вертикальной реакции на опорные катки относительно линии действия силы тяжести, приложенной в центре масс машины.

Вероятностный метод определения нагрузки на опорные катки заключается в том, что определяют максимально и минимально возможные величины указанной нагрузки, а затем их усредняют, находя оценку математического ожидания.

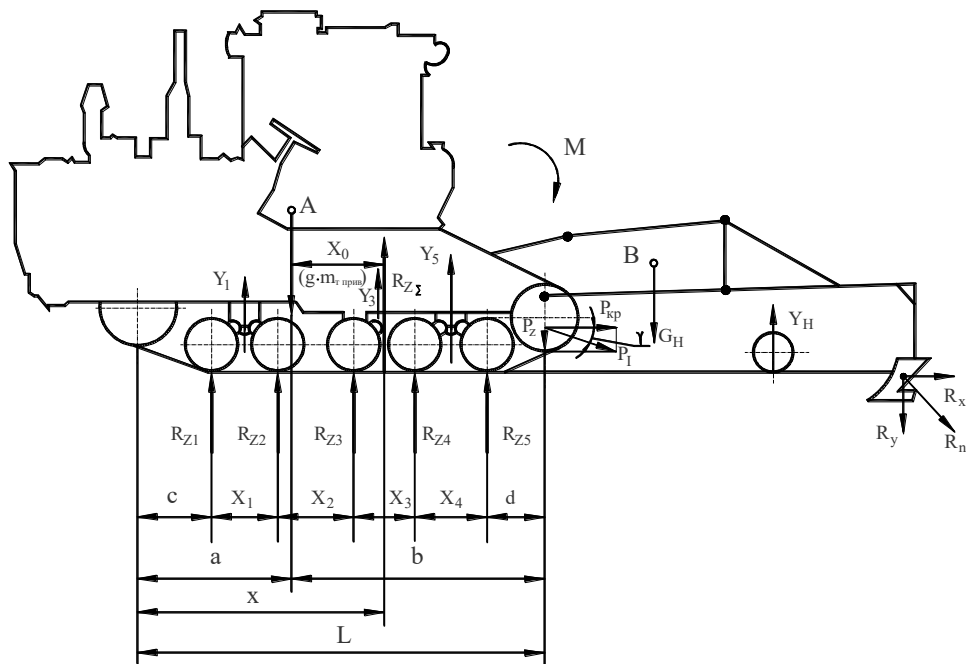


Рис.1. Расчетная схема сил, действующих на ходовую часть трактора

Допуская, что вероятностное распределение величин нагрузок на катки подчиняется нормальному закону, находят среднее квадратическое отклонение как одну шестую разности между максимально и минимально возможными значениями нагрузок [4]. При этом при работе гусеничного трактора с плугом возникает опрокидывающий момент, вызывающий перераспределение вертикальных реакций между бортами, что также следует учитывать при расчетах.

Полученные зависимости [5] позволяют определить среднее значение вертикальной нагрузки на каждый опорный каток гусеничного движителя и ее рассеяние в зависимости от величины смещения линии действия суммарной вертикальной реакции относительно проекции центра масс трактора на опорную плоскость. Проведенные исследования позволили обосновать зависимости крутящих моментов на ведущих колесах гусеничного трактора от перераспределения нормальных реакций гусеницы под опорными катками, подтвержденные экспериментально при оценке неравномерности распределения нагрузок по бортам трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом [6].

Исследования позволили определить, что элементы силовой передачи правого борта трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугами нагружены в 1,3...1,5 раза выше, чем левого при повышении динамической составляющей нагрузки на 6...8%; соотношение динамической и статической составляющих нагрузки элементов силовой передачи левого борта выше, по сравнению с правым бортом, на 4...10%. Такая неравномерность отрицательно сказывается на надежности силовой

передачи гусеничного трактора и может привести к возникновению аварийных отказов при его эксплуатации.

Анализ работы гусеничного трактора различных режимах (трогание, переключение передач) показал, что:

- при плавном трогании гусеничного трактора Т-150-09 без тяговой нагрузки отмечена резонансная зона крутильных колебаний на валу муфты сцепления. При трогании трактора с плугом элементы силовой передачи перегружены в среднем в 1,5...2,35 раза [7]. При экспериментальных исследованиях трактора Т-150-09 на пахотных работах отмечены при трогании с места перегрузки элементов трансмиссии, являющиеся в основном следствием резонансных частот элементов силовой передачи (табл. 1).

- при переключении с низшей на высшую передачу гусеничной машины с тяговой нагрузкой отмечен колебательный переходной процесс, при котором все элементы трансмиссии перегружены в 1,4...2,3 раза. При переключении с высшей на низшую передачу отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышающие по своей величине среднего момента при установившемся движении машины [8].

Отмеченные перегрузки также могут привести к возникновению аварийных отказов при эксплуатации гусеничного трактора.

Таблица 1 - Перегрузки в элементах силовой передачи трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35

Параметр	Глубина заглабления плуга		
	h = 25...27 см	h = 27...30 см	плуг выглублен
Вал муфты сцепления			
$M_{\max}$ , Н·м	1200	1320	700
$K_n$	1,69	1,85	0,98
Кардан левый			
$M_{\max}$ , Н·м	710	960	400
$K_n$	1,52	2,1	0,86
Кардан правый			
$M_{\max}$ , Н·м	900	1070	700
$K_n$	1,92	2,24	1,50
Полуось левая			
$M_{\max}$ , Н·м	3418	4778	2010
$K_n$	1,64	2,35	0,98
Полуось правая			
$M_{\max}$ , Н·м	3950	4410	3160
$K_n$	1,90	2,13	1,51

$M_{\max}$  – максимальное значение момента;  $K_n = M_{\max} / M_n$  – коэффициент перегрузки;  $M_n$  – средний крутящий момент при номинальной мощности

При анализе нагруженности элементов машин также необходимо

учитывать прозрачность силовой передачи к низкочастотным возмущающим воздействиям. Установлено, что трансмиссия трактора Т-150К-09 при агрегатировании с плугом как динамическая система не обладает фильтрующими свойствами и «прозрачна» для низкочастотных колебаний в полосе частот менее 5 Гц [9]. Можно утверждать, что движения остова трактора при его движении по неровностям и колебания тягового сопротивления от плуга передаются через силовую передачу на вал муфты сцепления двигателя, что отрицательно сказывается на надежности всех элементов, входящих в эту цепочку.

Проведенные исследования позволили выделить наиболее весомые факторы, влияющие на надежность силовых агрегатов гусеничных тракторов. Результаты представлены на рис.2.

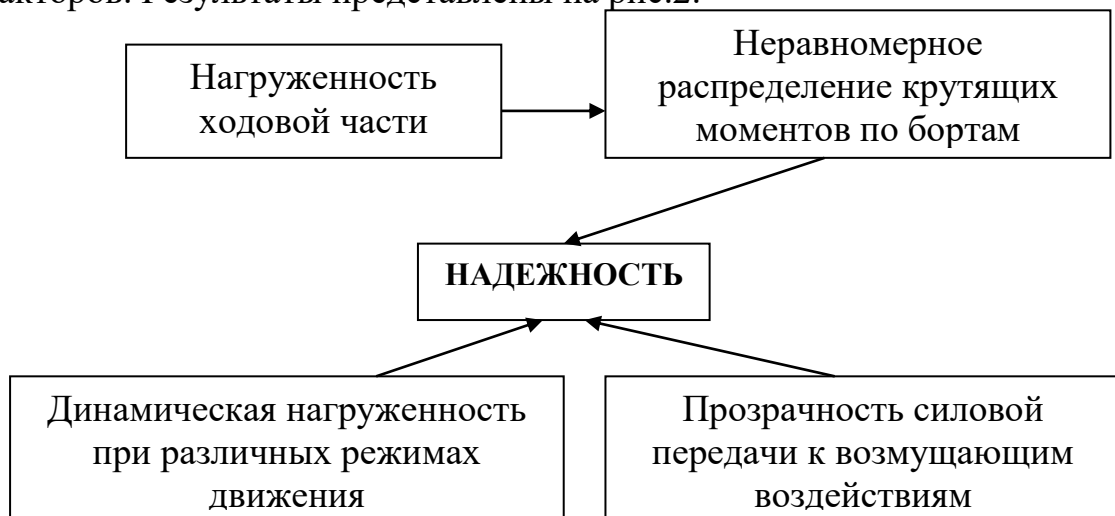


Рис.2. Факторы, влияющие на надежность силовых агрегатов гусеничных тракторов

Исходя из проведенного анализа, разработаны рекомендации по снижению отрицательного влияния установленных факторов (на примере резонансных воздействий при трогании с места) на надежность отечественных гусеничных тракторов Т-150-09:

- изменить жесткости элементов муфты сцепления и валов трансмиссии;
- изменить моменты инерции масс (от коробки передач до главной передачи), либо жесткости валопроводов от ДВС до конечной передачи;
- изменить моменты инерции ведомых элементов муфты сцепления и карданного вала, либо жесткости связи на участке двигатель-муфта сцепления;
- уменьшить жесткости валов коробки передач, либо увеличить жесткости участков трансмиссии от конечной передачи до ведущего колеса.

*Выводы.* Определены наиболее весомые факторы (неравномерное распределение крутящих моментов по бортам, динамическая нагруженность при различных режимах движения, прозрачность силовой

передачи к возмущающим воздействиям) и оценено их влияние на надежность силовых агрегатов гусеничных тракторов. Разработаны рекомендации по снижению отрицательного влияния установленных факторов на надежность.

Литература.

1. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко Ц.А., Тедович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Мантырин А.Н. / под редакцией М.А. Подригало – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614с.
2. Підвищення ефективності функціонування мобільного сільськогосподарського агрегату шляхом поліпшення його динамічних параметрів: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01 / М.Я. Хандрос; Нац. аграр. ун-т. – К., 1999. – 21 с.
3. Повышение эффективности колесных и гусеничных машин совершенствованием и стабилизацией характеристик моторно-трансмиссионных установок: Автореф. дисс... д-ра техн. наук: 05.04.02, 05.05.03 / Б.Л. Арав; – Челябинск, 2005. – 428 с.
4. Дубинин Е.А. Определение вертикальных реакций на опорных катках гусеничных движителей вероятностным методом /Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. праць, Вип. 75.- Т. 1. – Харків, 2008. – С. 323-328.
5. Дубинин Е.А. Оценка нагруженности катков с учетом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами гусеничного трактора/Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць, Вип. 80. – Харків, 2009. – С. 79-86.
6. Полянский А.С. Неравномерное распределение крутящего момента в элементах гусеничного трактора при агрегатировании с плугом /А.С. Полянский, С.А. Лебедев, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов ТДАТУ, Вып. 9. - Т.1. – Мелитополь, 2009. – С. 96-102.
7. Полянский А.С. Динамическая нагруженность силовой передачи тяговой гусеничной машины при трогании с места/ А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов. Системы обработки информации ХУ ПС. – Харьков, 2009. – С. 105-109.
8. Полянский А.С. Динамическая нагруженность трансмиссии тяговой гусеничной машины при переключении передач/А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов. Системы управления, навигации и связи, Вып. 1 (9), Т.1. – 2009. – С. 129-132.
9. Полянский А.С. Прозрачность силовой передачи гусеничного трактора к низкочастотным возмущающим воздействиям/ А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, А.Г. Хворост//Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Технічний

сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: зб. наук. праць.- Вип. 77. – Харків, 2009. – С. 371-374.

## **ВПЛИВ НАВАНТАЖЕНОСТИ ЕЛЕМЕНТІВ НА НАДІЙНІСТЬ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН**

Полянський О.С., Дубінін Є.О., Хворост О.Г.

### *Анотація*

**Оцінені найбільш вагомі фактори, які впливають на надійність гусеничних тракторів. Отримані результати можуть бути використані для підвищення їхньої надійності при конструюванні та виробництві.**

## **INFLUENCE OF THE ELEMENTS LOAD ON CATERPILLAR MACHINES RELIABILITY**

E. Dubinin, A. Poljansky, A. Khvorost

### *Summary*

**The most weighty factors wich influencing upon the caterpillar tractors reliability are evaluated. The got results can be used for increasing of their reliability under construction and production.**

УДК 631.22:628.6

## **ДЕЯКІ АСПЕКТИ УПРАВЛІННЯ БЕЗПЕКОЮ ПРАЦІ В ТВАРИННИЦТВІ РЕФОРМОВАНИХ ГОСПОДАРСТВ**

Бутко Д.А., к.т.н.

Циб В.Г., інженер-механік

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.(06192) 42-12-84

**Анотація – у статті наведено методику прогнозування ефективності заходів з охорони праці.**

**Ключові слова – модель, травма і працездатність, безпечність, надійність, оператор.**

**Постановка проблеми.** В системі управління охороною праці в тваринницькому технологічному комплексі АПК, яка є дуже складною, велике значення мають оцінка і прогноз ефективності планових заходів.

В сучасному виробництві найбільш поширеним методом є метод аналогій на основі досвіду і інтуїції.

Програму вирішення задачі управління безпекою праці можна розглядати як результат взаємодії оператора і машини

$$k_T = \varphi + (1 - \varphi) \cdot k \quad (1)$$

де  $k_T$  - показник безпеки праці;

$\varphi$  – надійність оператора;

$k$  – показник безпечності обладнання.

Всі показники мають імовірну основу і шкалу вимірювання від 0 до 1.

Структура моделі управління має дві основні гілки (Рис.1):

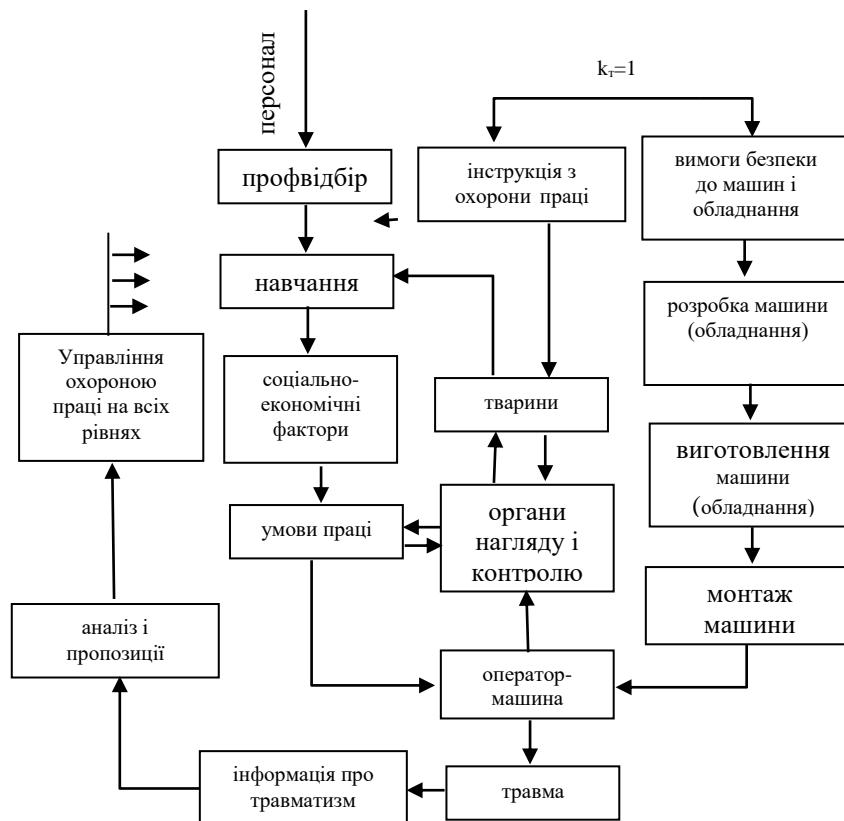


Рис.1. Складові системи управління безпекою праці в тваринництві.

– перша відображає шлях зміни надійності роботи оператора від заданого значення, вплив інструкції з охорони праці, умов праці і індивідуальних якостей самого оператора;

– друга відображає зміну показника безпечності машини, вплив на нього вимог безпеки до конструкції, монтажу і умов експлуатації.

Окремі блоки мають зворотній зв'язок, що відображає вплив наглядових органів. Зворотній зв'язок здійснюється через блок “аналізу”, являється універсальним, в нього поступає інформація з виходів всіх блоків, його дія можлива також на любий блок.



*Основна частина.* Аналітичний запис взаємодії в системі розрахований на двох принципах:

- по-перш, в якості вхідного  $k_i$  і вихідного  $k_{i+1}$  сигналів на всіх блоках використовується безрозмірний сигнал, що полегшує в значній мірі синтез системи;
- по-друге, застосовано нормування передаточних чисел блоків системи  $f_i$  і самого сигналу.

Нормування припускає оцінку ефективності всіх служб, що складають гілки системи і зміну самого сигналу в межах від 0 до 1. На вхід системи подається сигнал (показник БТ  $k_1$ ) що має єдино соціально-оправдане значення, що дорівнює 1.

В подальшому після проходження через блоки він одержує своє реальне значення в блоці “оператор-машина”. Результат функціонування всієї системи охорони праці в кінцевому рахунку виражається його значенням.

Значення показника при проходженні через один із блоків змінюється в відповідності з передаточним числом блока

$$k_{i+1} = f_i \cdot k_i. \quad (2)$$

Послідовно з'єднаних два блока трансформують сигнал у відповідності із значеннями їх передаточних чисел

$$k_{i+2} = f_{i+1} \cdot k_{i+1} = f_{i+1} \cdot f_i \cdot k_i. \quad (3)$$

При проходженні сигналу через декількох послідовно з'єднаних блоків

$$k_{i+n} = k_i \cdot \prod^n f_i. \quad (4)$$

Із цього витікає, що збільшення числа послідовно з'єднаних блоків приводить до зниження показника, тому що значення ефективності кожного із блоків менше 1 (добуток чисел, менших 1 не може бути більше найменшого із співмножників).

Якщо блок має зворотній зв'язок через інший блок, то на вхід першого подається два сигналу.

$$k_{i+1} = f_i(k_i + f_i \cdot k_{i+1}),$$

де  $f_i$  - передаточне число блока, встановленого в зворотному зв'язку.

Тоді після простих перетворювань одержимо

$$k_{i+1} = k_i \cdot \frac{f_i}{1 - f_i \cdot f_i}. \quad (4)$$

Але в цій моделі найчастіше існує другий тип зворотнього зв'язку, заснований на тому, що на вхід основного блоку зі сторони зворотнього зв'язку подається сигнал, пропорційний різниці між сигналами на вході і виході блока.

Наприклад, сигнал, поданий машино-випробуванням, визначається різницею між технічними умовами (або вимогами безпеки) і якістю машини, випущеною підприємством – виготовлювачем.

Тоді сигнал, поданий підприємством – виготовлювачем машини (обладнання) на вході блоку “виготовлення” визначається залежністю

$$k_{\gamma} = (k_i - k_{i+1})f_{\gamma},$$

а показник безпеки на виході із підприємства – виготовлювача з урахуванням впливу цього підприємства визначається після вирішення рівняння:

$$k_{i+1} = f_i \cdot [k_i + (k_i - k_{i+1}) \cdot f_{\gamma}]$$

Виконавши прості перетворення, одержимо

$$k_{i+1} = f_i \cdot \frac{1 + f_{\gamma}}{1 + f_i \cdot f_{\gamma}} \cdot k_i, \quad (5)$$

При ефективності роботи підприємства – виготовлювача  $f_{\gamma} = 0$ , а рівняння (5) перетворюється в рівняння (2), що характерно для звичайного вузла.

Друга ситуація: підприємство – виготовлювач машини (обладнання) випускає їх (його) таким, що повністю відповідає технічній документації, тобто  $f_{\gamma} = 1$ . Тоді рівняння (3) матиме наступний вид

$$k_{i+1} = k_{\gamma} \cdot \frac{1 + f_{\gamma}}{1 + f_{\gamma}}$$

Вид цього рівняння підтверджує, що при будь-якій ефективності необхідність в машино-випробуванні зникає.

При відомих показниках ефективності кожного блоку можна розрахувати показник безпеки праці.

По знайденому показнику травматизму надається можливість розрахувати динаміку травматизму при впровадженні нової машини (обладнання). Для цього необхідні додаткові відомості про програму випуску нової машини (обладнання), термін її служби, програму випуску операторів, а також термін їх перепідготовки.

Кількість травмованих на машинах (обладнанні) визначається по наступній формулі:

$$a(t, \tau) = \alpha [1 - k_T(t, \tau)] \cdot n(t, \tau), \quad (6)$$

де  $\tau$  - число машин (обладнання) випущених в розглядаємо му періоді;

$k_T(t, \tau)$  - показник безпеки праці;

$a(t, \tau)$  - число травмованих на машинах (обладнанні);

$\alpha$  - коефіцієнт відповідності між числом небезпечних ситуацій і потоком травм в одиницю часу.

Поточне число травмованих по всім партіям за відрізок часу визначиться їх складанням.

$$A(t) = \int_{0, t-T}^t \alpha(t, \tau) d\tau, \quad (7)$$

де  $T$  – строк служби машини (обладнання).

В формулі (7) нижня межа інтегрування до значення перемінної приймається рівною 0, а при  $t > T = t - T$ .

Для прикладу наведемо криву зміни травматизму при впровадженні нової машини (обладнання), при наступних вихідних даних:

а)  $f_2 \times f_2 \times f_7 = 0,6$ ; всі останні числа  $f_i = 0,98$ ;

б) тимчасові затримки, що обумовлені терміном проходження сигналу через блок  $\tau_3 = 0$ , враховується навченість оператора  $t_4$ ; термін виготовлення машини,  $t_{14}$ ; монтаж машини,  $t_{15}$ ; термін випробовування,  $t_{17}$ .

При цьому  $t_4 = t_{14} = t_{15} = t_{17} = 0,5$  року.

в) середній строк служби машини (обладнання) прийнято 5 років.

Річний випуск машин (обладнання) складає 1000 штук/рік.

Коефіцієнт відповідності між кількістю небезпечних ситуацій і кількістю травмованих  $\alpha = 1$ .

Розрахунок динаміки травматизму представлено на рис.2.

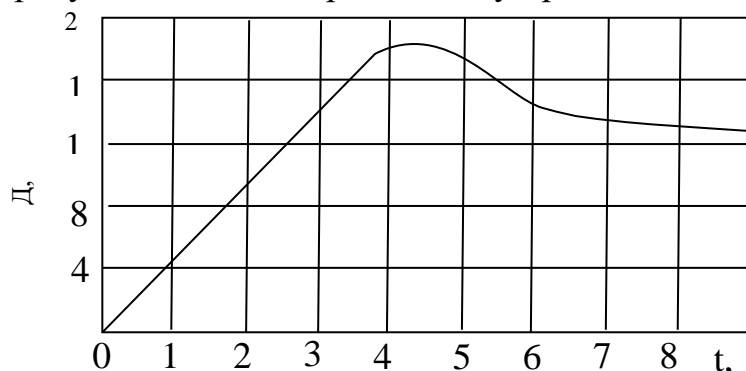


Рис. 2. Динаміка травматизму по даним прикладу.

Система управління безпекою праці може бути реалізована при розробці теорій і методик:

- впливу навченості операторів, умов праці, соціально-економічних факторів і психофізіологічних даних операторів на їх надійність;
- ефективності служб управління і нагляду;
- безпечності машин на стадіях випробування і експлуатації;
- ефективності впливу підприємств-виготовлювачів на безпеку машини.

Всі методики оцінки і самі результати повинні мати статистичний характер і шкалу оцінки від 0 до 1. При цьому, повинна бути проведена класифікація машин, документації операторів і служб, а вихідний матеріал

представлено в виді значень показника ефективності і-го блоку в відповідності з класифікацією.

Використання математичної моделі системи управління безпекою праці дозволяє вирішувати задачу раціонального використання матеріальних коштів, що виділяються на охорону праці.

*Висновки.* Запропонований метод розрахунку ефективності заходів по підвищенню безпеки праці ґрунтується на засадах врахування основних шляхів формування системи “оператор-машина (обладнання)”

Література

1. Рекомендації відносно побудови, впровадження і поліпшення СУОП “Наказ Держгіпромнагляду №35 від 22.02.08 ”.
2. *Бутко Д.А.* Організація охорони праці в сільському господарстві /Д.А. Бутко, В.Л. Луценков, С.Д. Мазілін, М.Т. Воїнов // . – Сімферополь: “Бізнес-Інформ”, 1998.-368с.
3. *Бутко Д.А.* Безпека технологічних процесів при ремонті і технічному обслуговуванні машин та обладнання АПК /Д.А. Бутко, В.Л. Луценков, С.Д. Воїнов // – Сімферополь: “Бізнес-Інформ”, 1999.-328с.

## **НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТЬЮ РАБОТЫ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ РЕФОРМИРОВАННЫХ ХОЗЯЙСТВ**

**Бутко Д.А., Циб В.Г.**

### *Аннотация*

**В статье приведена методика прогнозирования эффективности мероприятий по охране труда.**

## **SOME ASPECTS OF MANAGEMENT SAFETY OF WORK IN ANIMAL INDUSTRIES OF THE REFORMED FACILITIES**

**D. Butko, V. Tsib**

### *Summary*

**In article the technique of forecasting of efficiency of actions on a labour safety is resulted.**

УДК 629.017

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ДВИЖЕНИИ НА УКЛОНЕ

Подригало М.А., д.т.н., профессор

Полянский А.С., д.т.н., профессор

Клец Д.М., ассистент

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Задорожная В.В., ассистент

Кот А.В., аспирант

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*

**Аннотация** - разработан мобильный измерительный комплекс, с помощью которого можно определять динамические параметры тягово-транспортных средств при их движении по различным опорным поверхностям с уклоном.

**Ключевые слова** - ускорения, мобильный измерительный комплекс, тягово- транспортное средство, опорная поверхность, уклон.

*Постановка проблемы.* Тягово-транспортные средства зачастую эксплуатируются на поверхностях с различными подъемами и спусками, различным микропрофилем, что существенно изменяет сопротивление движению, нагруженность и долговечность трансмиссии, влияет на устойчивость движения (курсовую устойчивость) и положения. Сочетание указанных дорожных условий носит случайный характер.

На сегодняшний день актуальным является использование высокоточных мобильных регистрационных комплексов для оценки динамических параметров тягово-транспортных средств при движении их на уклоне.

*Анализ основных исследований.* В работе [1] определены обобщенные углы подъема опорной поверхности. Так, указывается, что вероятность уклона до  $1^\circ$  составляет примерно 13%, уклонов от  $1^\circ$  до  $2^\circ$  - примерно 20%, уклонов от  $2^\circ$  до  $3^\circ$  - около 13,5%. То есть применительно к движению тягово-транспортных средств в полевых условиях наиболее вероятные значения углов подъема (уклона) опорной поверхности составляют  $0^\circ \dots 3^\circ$ .

Наиболее вероятные значения углов уклона (подъема) грунтовых дорог занимают промежуточное положение между наиболее вероятными уклонами гравийных дорог и наиболее вероятными уклонами грунтовой поверхности в условиях бездорожья, т.е.  $0,5^{\circ} \dots 1,5^{\circ}$  [1].

Вопросы влияния уклона дороги на устойчивость против опрокидывания транспортных средств посвящены работы [2, 3].

В зависимости от высоты неровностей профиля дороги изменяются условия работы и движения тягово-транспортного средства, особенности таких режимов рассмотрены в работе [3].

В последних опубликованных работах в основном исследуется влияние профиля дороги на управляемость и устойчивость тягово-транспортного средства [2].

*Формулировка целей статьи.* Целью исследования является экспериментальное определение величин продольных, боковых и вертикальных ускорений тягово-транспортного средства при движении на уклоне.

Для достижения указанной цели необходимо было разработать мобильный измерительный комплекс и провести экспериментальные исследования при движении по грунтовой поверхности с уклоном.

*Основной материал.* Для определения продольных, боковых и вертикальных ускорений тягово-транспортного средства, возникающих при его движении, на кафедре технологии машиностроения и ремонта машин ХНАДУ разработан мобильный измерительный комплекс (рис. 1), состоящий из двух датчиков ускорений Freescale Semiconductor модели MMA7260QT, а также ЭВМ для снятия и архивации данных.



Рис. 1. Мобильный измерительный комплекс для определения динамических параметров тягово-транспортных средств

Датчики ускорения широко применяются в автомобильной электронике для измерения ускорения транспортного средства в различных направлениях, для измерения вибраций в системах контроля состояния шасси, в АБС, в системах защиты от опрокидывания и в противоугонных устройствах.

Использованные нами датчики MMA7260QT – емкостные акселерометры с тремя рабочими осями и пределом измерения  $\pm 1.5 g$ . Обладают высокой чувствительностью (800 мВ/г). Максимальная погрешность акселерометров составляет 1% по паспорту.

Экспериментальные исследования проводились на тягово-транспортном средстве, общий вид которого показан на рисунке 2.



Рис. 2. Тягово-транспортное средство, используемое при экспериментальных исследованиях

Подготовка к проведению экспериментальных исследований заключалась в следующем:

- на тягово-транспортном средстве устанавливались датчики ускорений;
- настраивалась регистрационная аппаратура (ноутбук);
- выполнялись замеры в статическом положении тягово-транспортного средства для определения угла наклона.

Во время проведения экспериментальных исследований тягово-транспортное средство прямолинейно двигалось на уклон, с уклона и вдоль уклона по участку грунтовой поверхности (рис. 3).

При движении тягово-транспортного средства датчиками мобильного измерительного комплекса регистрировались и обрабатывались значения продольных, боковых и вертикальных ускорений. Результаты полученных заездов представлены на рисунках 4-6.



движение на уклон



движение с уклона

Рис. 3. Проведение экспериментальных исследований на уклоне

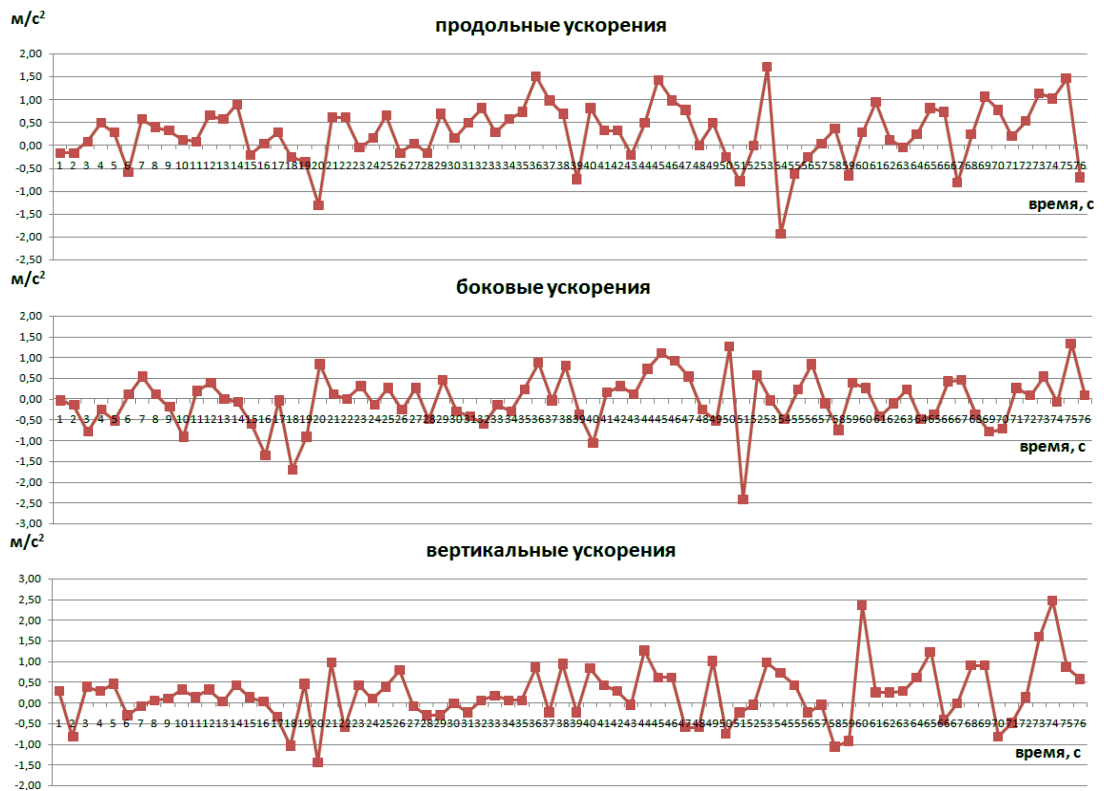


Рис. 4. Ускорения тягово-транспортного средства при движении с уклона



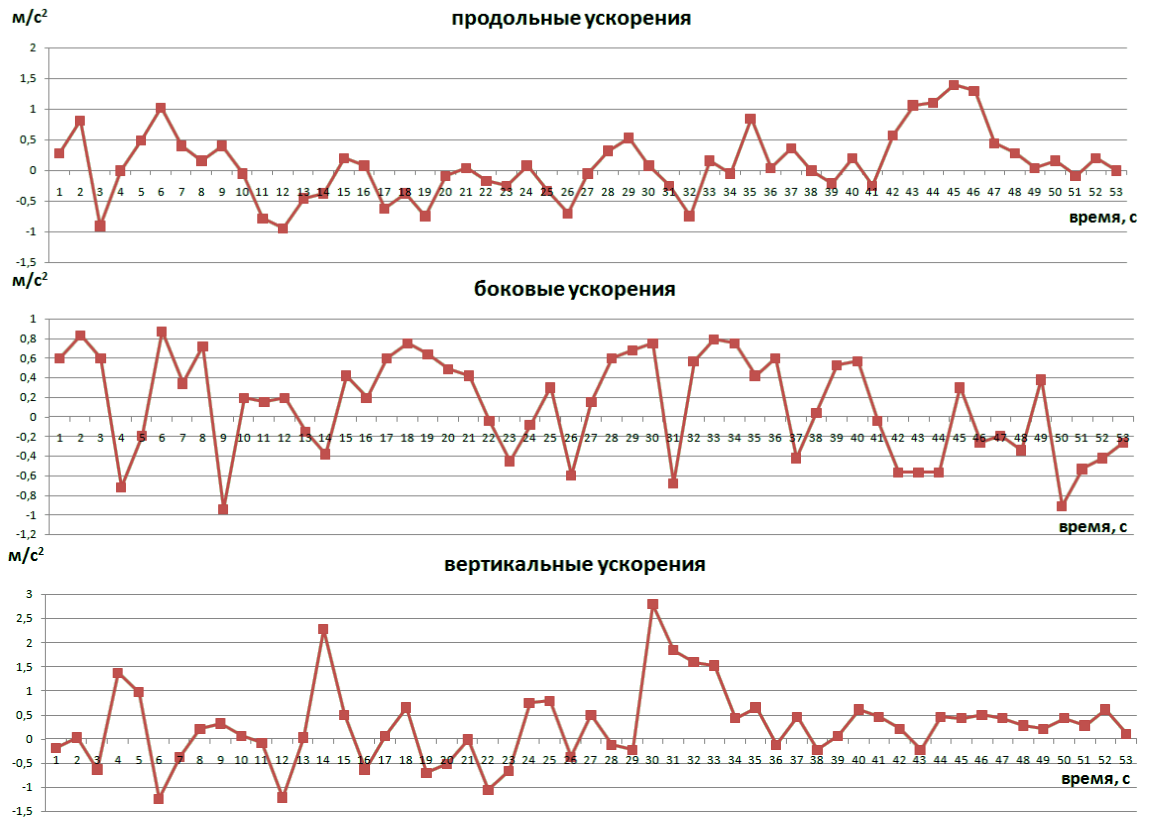


Рис. 5. Ускорения тягово-транспортного средства при движении на

уклон

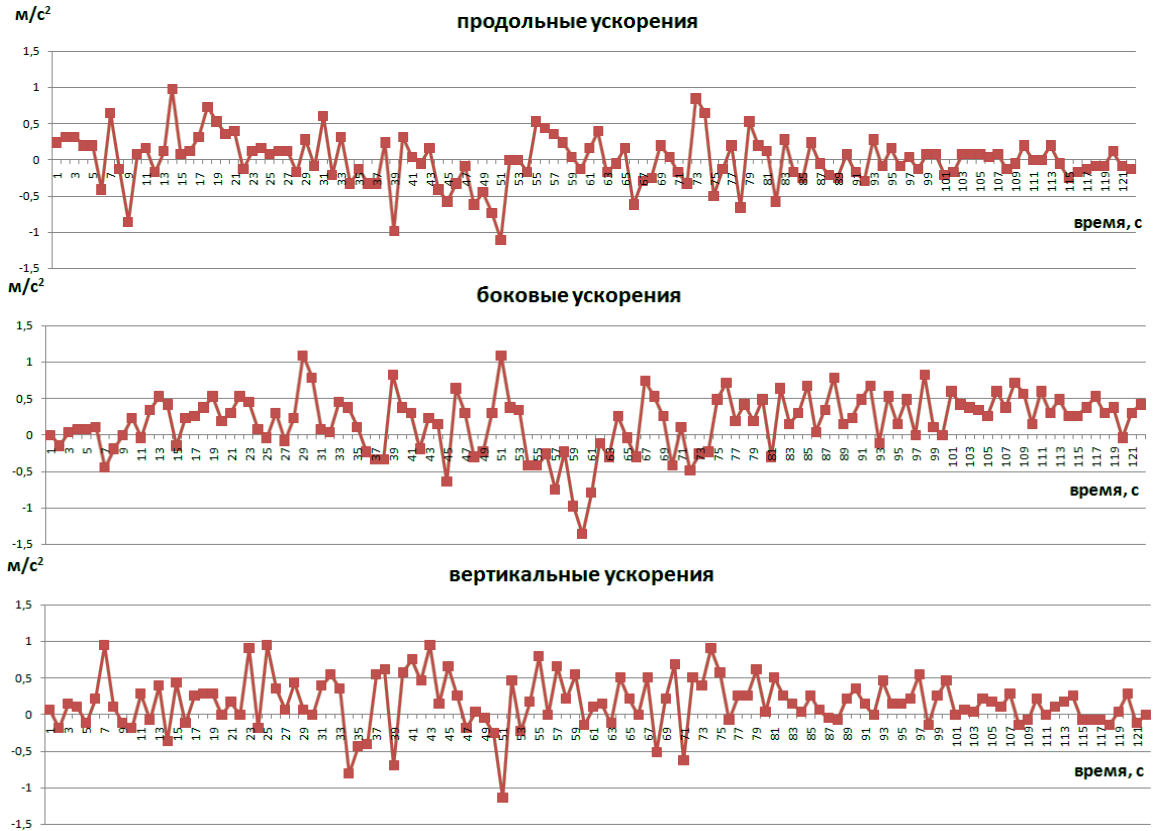


Рис. 6. Ускорения тягово-транспортного средства при движении вдоль уклона

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что величины ускорений тягово-транспортного средства на уклоне до 2% могут изменяться в следующих пределах при движении:

- с уклона: продольные – до  $1,5 \text{ м/с}^2$ , боковые – до  $1 \text{ м/с}^2$ ;
- на уклон: продольные – до  $1 \text{ м/с}^2$ , боковые – до  $1 \text{ м/с}^2$ ;
- вдоль уклона: продольные – до  $1,2 \text{ м/с}^2$ , боковые – до  $1,3 \text{ м/с}^2$ .

*Выводы.* Разработанная контрольно-сигнальная система позволяет измерять величины продольных, боковых и вертикальных ускорений тягово-транспортного средства. Экспериментальным путем определены закономерности изменения ускорений тягово-транспортного средства при движении его на уклоне.

Литература.

1. Балабина Т.А. Выбор показателей условий движения полноприводных автомобилей общетранспортного назначения, необходимых для расчета типовых режимов нагружения трансмиссии / Т.А. Балабина, А.Н. Мамаев, С.И. Чепурной, Г.В. Шутин – М. : МГТУ «МАМИ», 2009. – с. 11-15.
2. Смирнов Г. А. Теория движения колёсных машин / Г. А. Смирнов – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер – М. : Машгиз, 1947. – 156 с.
4. Гаврилов Э. В. Принципы работы мобильных вычислительных комплексов / Э. В. Гаврилов, О. П. Алексеев, О. П. Смирнов Информационные технологии. – Харьков : Магдебург, 1999. – с.139-141.

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМИКИ ТЯГЛОВО-ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС РУХУ НА СХИЛІ

Подригало М.А., Полянський О.С., Клец Д.М.,  
Задорожня В.В., Кот О.В.

### *Анотація*

**Розроблено мобільний вимірювальний комплекс, за допомогою якого можна визначати динамічні параметри тягово-транспортних засобів при їх русі по різних опорних поверхнях з ухилом.**

## DEFINE DYNAMIC PARAMETERS OF WHEEL-VEHICLES AT ITS MOVEMENT WITH DOWNHILL IS DEVELOPED.

M. Podrigalo, A. Poljansky, D. Kletch, W. Zadorozhna, A. Kot

### *Summary*

**The mobile gaging complex by means of which it is possible to define dynamic parameters of wheel-vehicles at its movement on the various basic groundings with downhill is developed.**

УДК 631.3

## ЗМІНИ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ МЕЗ ПІД ВПЛИВОМ НА НИХ НАДІЙНОСТІ

Болтянська Н.І. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

**Анотація** – в статті представлено результати щодо аналітичного опису оцінення техніко-експлуатаційних показників МЕЗ з урахуванням показників надійності та перспектив їх розвитку.

**Ключові слова** – надійність, МЕЗ, показник, модель, наробіток, ефективність.

*Постановка проблеми.* Оцінку і визначення перспективності нових МЕЗ, що розроблені і рекомендуються сільськогосподарському виробництву необхідно проводити у відповідності до галузевого сприйняття методики оцінки їх технічного рівня. Загальна математична модель для визначення техніко-економічних показників МЕЗ потрібна з метою розробки пропозицій по застосуванню в господарствах ефективних МЕЗ.

*Аналіз останніх досліджень.* Однією з фундаментальних робіт з цього питання є результати досліджень академіка АІНУ В.Т. Надикта [1], однак в ній не враховується технічний стан самого МЕЗ.

Професор К.М. Кавалерчик встановив, що наробіток МЕЗ змінюється за залежністю [2]

$$W = a \cdot t^b \cdot e^{ct}, \quad (1)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – емпіричні коефіцієнти, встановлені для гусеничних і колісних тракторів;

$t$  – вік трактора, років.

Також встановлено [2], що в середньому на 6 % зменшується продуктивність агрегатів з гусеничними тракторами і на 5 % – з колісними.

Професор С.С. Некрасов [3] вказує, що витрати палива на одиницю потужності тракторами в межах строку експлуатації постійні, продуктивність за перші 4 роки зменшується на 15 %, а потім залишається стабільною до 10 років. Проте, такий висновок не підтверджується дослідженнями інших авторів [4], а також нашими дослідженнями за

даними, що одержані машинно-випробувальними станціями Російської Федерації і УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.

*Формулювання цілей статті.* Оцінити техніко-експлуатаційні показники МЕЗ з урахуванням показників надійності та виконати аналіз перспектив їх розвитку.

*Основна частина.* Для визначення залежностей зміни продуктивності і витрат палива застосували байесовський підхід і об'єднали дані ННЦ "ІМЕСГ" [5] і методику К.М. Кавалерчика [2].

За даними з 117 протоколів випробування тракторів одержано інформацію про зміну продуктивності МЕЗ і витрати палива в залежності від віку тракторів. Побудовано часові ряди залежності наробітку тракторів і витрати палива в процентах від другого року використання трактора. Всі трактори згруповано по їх виду: гусеничні і колісні, при цьому визначено ймовірність об'єднання всіх тракторів одного виду в одну сукупність.

Результати показують, що з ймовірністю 0,95 дані про трактори одного виду можна об'єднати в одну групу.

Вхідні дані оброблено методом регресійного аналізу і одержано емпіричні залежності зміни продуктивності і витрати палива від віку трактора. При цьому функцію виражено в відсотках відносно другого року експлуатації. Одержані емпіричні залежності наведені в таблиці 1, а розраховані показники наведено в таблиці 2.

Таблиця 1 - Емпіричні залежності зміни техніко-експлуатаційних показників МЕЗ від віку техніки, в % відносно другого року експлуатації

Показник	Залежність
1	2
Гусеничні трактори	
До першого ремонту	
Продуктивність	$W=27,6438 + 259,6738/t - 199,4801/t^2$
Витрати палива	$q=99,0793 + 0,7963 t + 0,0579 t^2$
Після першого ремонту	
Продуктивність	$W=133,6606 - 9,7681 t + 0,3901 t^2$
Витрати палива	$q=93,0844 + 1,6206 t + 0,0229 t^2$
Після другого ремонту	
Продуктивність	$W=150,4179 - 8,0586 t + 0,1416 t^2$
Витрати палива	$q=89,1376 + 1,3388 t + 0,0293 t^2$
Після третього ремонту	
Продуктивність	$W=174,2187 - 8,8750 t + 0,1416 t^2$
Витрати палива	$q=75,9414 + 1,5117 t + 0,0507 t^2$
Колісні трактори	
До першого ремонту	
Продуктивність	$W=53,9528 + 164,3118/t - 130,1990/t^2$
Витрати палива	$q=99,3925 + 0,3493 t + 0,0769 t^2$

## Продовження таблиці 1

1	2
Після першого ремонту	
Продуктивність	$W=118,137 - 4,5427 t - 0,0115 t^2$
Витрати палива	$q=91,1474 + 2,2978 t - 0,0468 t^2$
Після другого ремонту	
Продуктивність	$W=146,4462 - 7,5635 t + 0,14648 t^2$
Витрати палива	$q=91,26953 + 1,0117 t + 0,03320 t^2$
Після третього ремонту	
Продуктивність	$W=160,0176 - 7,4472 t + 0,1269 t^2$
Витрати палива	$q=135,9941 - 6,4863 t + 0,3125 t^2$

Таблиця 2 - Зміна техніко-експлуатаційних показників МЕЗ в залежності від віку тракторів, в % відносно другого року експлуатації

Вік трактора, років	Продуктивність		Витрати палива	
	Гусеничні	Колісні	Гусеничні	Колісні
ДО ПЕРШОГО РЕМОНТУ				
1	87,84	88,07	99,93	99,82
2	100,00	100,00	100,00	100,00
3	99,54	94,26	101,99	101,13
4	88,83	86,89	103,19	102,02
ПІСЛЯ ПЕРШОГО РЕМОНТУ				
5	94,57	95,13	101,76	101,46
6	89,10	90,47	103,64	103,25
7	84,40	85,78	105,55	104,94
8	80,48	81,06	107,52	106,53
ПІСЛЯ ДРУГОГО РЕМОНТУ				
9	89,36	90,24	103,56	10,06
10	83,99	85,46	105,46	104,71
11	78,91	80,97	107,41	106,42
12	74,11	76,79	109,42	108,19
ПІСЛЯ ТРЕТЬОГО РЕМОНТУ				
13	82,77	84,66	104,18	104,48
14	77,72	80,64	107,06	106,44
15	72,95	76,87	110,04	109,01
16	68,47	73,36	113,13	112,21

Результати досліджень показують, що зміна техніко-експлуатаційних показників тракторів (наробіток і витрати палива) проходить стрибкоподібно: спочатку в середньому за рік на 6 % зменшується продуктивність агрегатів з гусеничними тракторами і на 5 % - з колісними. Витрати палива збільшуються на 1-2 % за рік. Причому така зміна спостерігається на протязі перших 4-х років, тобто до першого

капітального ремонту. Потім після капітального ремонту показники покращуються до значень близьких до показників другого року експлуатації і знову зменшуються такими ж темпами до 8-го року експлуатації, тобто до другого капітального ремонту. Після ремонту знову показники покращуються до близьких до номінальних значень (із зменшенням на 5 відсотків) і далі змінюються такими ж темпами. Як правило, третього капітального ремонту не проводять і після 10 років експлуатації трактор списують. Проте є багато випадків, коли трактори ремонтують після 12-го року експлуатації (тобто виконують третій капітальний ремонт), тоді стрибок у зміні показників спостерігається знову.

При цьому помітна така тенденція: після капітального ремонту показники не досягають тих значень, якими вони були під час другого року експлуатації, а на 4-5 % гірші.

Одержані результати використані при удосконаленні раніше розробленого програмного комплексу і бази даних для визначення продуктивності і витрати палива польовими машинно-тракторними агрегатами. Використання цих результатів досліджень може бути як самостійне при визначенні коректуючих значень продуктивності і витрат палива машинно-тракторними агрегатами в залежності від віку тракторів, а також в автоматизованій системі.

Якщо розрахунки проводять для конкретного агрегату, то використовують залежності з таблиці 1 або за даними таблиці 2. Якщо потрібно визначати продуктивність і витрати палива для зони, області, району, господарства в цілому, то використовують залежності за таблицею 2 і вік тракторів приймають середній для даних умов.

Крім того, варто відмітити основні напрямки розвитку технологій і техніки в розвинених країнах. Досягнутий рівень енергозабезпеченості та енергоозброєності, забезпеченості необхідною технікою, добривами, засобами захисту рослин в розвинених країнах дає їм змогу переключити увагу на якісну сторону цих показників:

а) покращення структури енергетичних потужностей шляхом збільшення потужностей МЕЗ;

б) оптимізація складу МЕЗ (співвідношення тракторів і сільгоспмашин складає 1:3, а в Україні - 1:2);

в) оновлення парку на базі нових поколінь МЕЗ, де використовують найновіші досягнення в мікроелектроніці, робототехніці, лазерній і мікрохвильовій техніці;

г) створення МЕЗ не лише для окремих технологій, але й для певних типів господарств (великі спеціалізовані, багатогалузеві, дрібні фермерські та ін.).

Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві, перш за все, залежить від енергетичних засобів. Сільськогосподарський МЕЗ - це, в

основному, повноприводна машина, яка оснащена шинами збільшеного профілю, що мало пошкоджують ґрунт. Кабіна є автоматизованим "командним пунктом" не тільки керування, але й управління. МЕЗ оснащується економічним двигуном, передньою і задньою навіскою з швидкодіючою зчіпкою, багатодіпазонною коробкою зміни передач з автоматичним перемиканням передач без розриву потоку потужності, що забезпечує швидкість від 95 м/год до транспортної - до 40 км/год. Потужність двигунів коливається в межах від 10 до 400 к.с. Удосконалюється дизайн МЕЗ. Для порівняння: Україна виробляє трактори потужністю 30, 60, 135 і 160 к.с., що будуть базою МЕЗ. Поки ведуться розробки на 55, 70 і 200-220 к.с. В розвинених країнах поки що йде неспинне зростання потужності МЕЗ. З 1980 р. їх середня потужність у Франції піднялась з 49 до 62 кВт, а в Англії - з 78 до 90 кВт. І така тенденція помітна по всьому світу і навіть там, де основним сільськогосподарським виробником є фермер. Найбільш популярний на Заході діапазон потужностей складає 65-100 к. с. Помітне зниження питомих витрат палива - до 145 г/(е.к.с.-год) і масла на угар - до 0,2 - 0,3 % від палива. Для порівняння: вітчизняні двигуни витрачають 175 - 184 г/(е.к.с.-год).

Основні шляхи досягнення таких показників:

- удосконалення камер згоряння, доведення тиску впорску до 100 МПа, впровадження розпилювачів з 5-7 отворами;
- застосування удосконалених турбокомпресорів з проміжним охолодженням повітря, що в цілому дає 1,5-кратне підвищення потужності двигуна;
- поліпшення теплового режиму двигунів за рахунок автоматизованого відключення вентилятора;
- використання пластмас і інших нових матеріалів і технологій;
- значне підвищення надійності МЕЗ - у деяких фірм моторесурс досягає 12 - 15 тис. мотогодин і наробіток на відмову - до 1000 годин при строках гарантії два роки, тобто 5000 мотогодин. Звичайно, це непорівнянно краще показників вітчизняної техніки.

Нові закордонні МЕЗ помітно покращені в екологічному плані шляхом удосконалення процесів згоряння палива, застосування каталізаторів, зменшення тиску на ґрунт і герметизації. В силових передачах використовують косозубі шестерні. Трактори и комбайни оснащені гідротрансмісією, а робочі органи сільгоспмашин - гідроприводом. Найбільше розповсюджений робочий тиск 20 – 22 МПа. Вантажопідйомність гідроначіпних пристосувань доведена до 7 - 8,6 т. Практично всі МЕЗ виготовляють з переднім ведучим мостом. Вантажопідйомність передніх начіпних засобів досягає вже 6 т, проте, це менше, ніж задніх. Широке застосування знаходять дискові гальма, що охолоджуються маслом, це сприяє різкому підвищенню їх довговічності.

Сучасні закордонні МЕЗ оснащуються комп'ютерами. Всі провідні тракторобудівельні компанії працюють над створенням багатофункціональних бортових комп'ютерів.

В конструкціях МЕЗ все ширше використовують нові матеріали: пластмаси (паливні баки, крила коліс, окремі елементи облицювання), кераміка (випускні тракти двигунів), поліамідні ущільнення, композити, а також нові технології оздоблення і покраски. Впроваджуються керамічні накладки веденого диску, безасбестові накладки гальмівних дисків, фрикціонів та ін.

Покращується оглядність і комфортність кабін. Рівень шуму знижено до 72 дБА. Сидіння обладнують пневматичною підвіскою, системами автоматичного регулювання за масою водія-оператора і з кутом нахилу на 20 градусів. Випробування МЕЗ регулюється більше ніж 30 директивами ЄЕС. Їх успішне проходження дає право фірмі реалізувати МЕЗ у всіх країнах ЄЕС.

*Висновки.* Наведенне в статі рішення дозволяє з урахуванням кінцевих результатів сільськогосподарського виробництва не тільки вести облік витрат на експлуатацію системи машин, але й витрат продукції виробництва внаслідок нераціонального використання сільськогосподарських машин. Приведені розрахункові вирази дозволяють визначити фактичну ефективність використання системи машин на підставі лише даних про фактичні терміни і якість виконаних робіт.

#### Література

1. *Надикто В.Т.* Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. –К., 2005.– 338
2. *Кавалерчик К.М.* О закономерностях изменения производительности стареющих машин / К.М. Кавалерчик // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1976. – № 10. – С. 36–38.
3. *Некрасов С.С.* О сроках службы сельскохозяйственной техники / С.С. Некрасов, И.Ф. Байчук // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 3. – С. 4–8.
4. Программа и методика разработки прогноза основных направлений развития комплексной механизации и автоматизации растениеводства на период до 2010 года. – М.: ВИМ. – 1986. – 80 с.
5. Удосконалити методи, обґрунтувати структуру машинно-тракторного парку і нормативи потреби в матеріально-технічних ресурсах на виробництво продукції рослинництва за ресурсозберігаючими технологіями / Звіт про НДР // ННЦ "ІМЕСГ". – №ДР0102U000208. – Глеваха, 2003. – 59 с.



## ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МЕЗ ПОД ВЛИЯНИЕМ НА НИХ НАДЕЖНОСТИ

Болтянская Н.И.

### *Аннотация*

В статье представлены результаты аналитического описания оценки технико-эксплуатационных показателей МЕЗ с учетом показателей надежности и перспектив их развития.

## CHANGE OF TECHNICO-EXPLOITATION PARAMETERS MEZ UNDER AFFECTING ON THEM RELIABILITY

N. Boltyanska

### *Summary*

Results of the analytical description of an estimation of tehniko-exploitation parameters MEZ under affecting on them of parameters of reliability and prospects of their development are presented in paper.

УДК 629.083

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Полянский А.С., д.т.н., профессор

Молодан А.А., ассистент

Плетнёв В.Н., аспирант\*

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

**Аннотация** - предложена методика оценки качества капитального ремонта цилиндропоршневой группы в зависимости от достигнутой погрешности геометрической формы деталей. Методика позволяет прогнозировать показатели надежности отремонтированных двигателей КамАЗ-740 в начальный период эксплуатации.

**Ключевые слова** - цилиндропоршневая группа, погрешность геометрической формы, качество капитального ремонта.

---

© д.т.н., профессор А.С. Полянский, ассистент А.А. Молодан, аспирант В.Н. Плетнев

\* Научный руководитель - д.т.н., профессор Полянский А.С.

*Постановка проблеми.* Качество изготовления машины характеризуется соответствием рабочим чертежам действительных размеров, геометрической формы поверхностей деталей, взаимного расположения этих поверхностей в сопряжениях деталей и сборочных единиц, физико-механических свойств материалов, шероховатости поверхностей и других параметров.

Между показателями качества и эксплуатационными свойствами машины существует корреляционная связь, которая обуславливает эффективность использования машин, их агрегатов, систем.

*Анализ основных исследований и публикаций.* Обзор литературы [1-3] показал, что в начальный период эксплуатации появляются скрытые заводские дефекты, обусловленные качеством выполнения технологических операций изготовления или ремонта машины. Отсутствие исследований, устанавливающих зависимость показателей надёжности машин от качества отремонтированных машин и их агрегатов (например, достигнутой погрешности геометрической формы деталей и других показателей), снижает точность прогнозирования надёжности машин и эффективности их использования.

*Формулировка целей статьи.* Целью исследования является прогнозирование надёжности элементов цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизельного двигателя по показателям качества ремонта (на примере погрешности геометрической формы деталей) методом аппроксимации статистических данных [1].

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- Выполнить обработку статистических данных количества «картерных» газов, являющихся диагностическим показателем качества ремонта ЦПГ;
- Оценить степень влияния качества ремонта деталей ЦПГ на допустимые и предельные отклонения параметров технического состояния машин и их агрегатов в начальный период эксплуатации.

*Основная часть.* Регрессионная модель связи между параметрами качества ремонта и надёжности в начальный период эксплуатации будет иметь вид

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x.$$

Исходной информацией служат результаты экспериментальных исследований, проводимых на протяжении 7-ми лет на автомобильно-ремонтных заводах Харьковской и Донецкой областей. В качестве исследуемых изделий послужили дизельные двигатели КамАЗ-740.10, в количестве 26 штук, при минимальном объеме выборки 24 шт., в которых диагностировалась цилиндропоршневая группа по следующим параметрам: оценка количества «картерных» газов, зазор в сопряжении

«гильза-поршень», зазор в замке компрессионного кольца, торцевой зазор компрессионного кольца (табл. 1).

Допущение при проведении исследования: Микрометраж проводился только на двигателях, поступивших в капитальный ремонт. На отремонтированных двигателях зазоры в сопряжениях принимались равными техническим условиям на капитальный ремонт двигателей.

Наиболее достоверным для прогнозирования технического состояния ЦПГ, является количество «картерных» газов в картере двигателя [4].

Таблица 1 – Результаты диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя КамАЗ-740.10

№ п/п	Кол-во картерных газов, л/мин	Зазор в сопряжении «гильза-поршень», мм	Зазор в замке компрессионного кольца, мм	Торцевой зазор компрессионного кольца, мм
1	64	0,39	1,0	0,14
2	59,2	0,37	0,9	0,15
3	33,6	0,19	0,65	0,13
4	37,2	0,25	0,65	0,14
5	36	0,27	0,6	0,16
6	39,6	0,12	0,65	0,13
7	86,3	0,27	0,8	0,16
8	72,1	0,26	0,9	0,21
9	76,8	0,28	1,1	0,19
10	71,8	0,21	1,0	0,24
11	55,8	0,14	0,85	0,20
12	68,9	0,25	0,95	0,18
13	78,1	0,24	1,1	0,24
14	88,3	0,24	1,0	0,26
15	55,4	0,20	0,8	0,22
16	59,9	0,15	0,85	0,19
17	51,0	0,26	0,85	0,22
18	62,6	0,14	1,0	0,21
19	56,9	0,12	0,85	0,20
20	77,8	0,19	1,05	0,24
21	90,2	0,31	1,1	0,23
22	92,6	0,24	1,2	0,25
23	47,4	0,16	0,8	0,19
24	51,2	0,14	0,9	0,19
25	58,5	0,12	0,9	0,21
26	69,7	0,14	0,9	0,22

По результатам экспериментальных исследований (таблица 1) получили зависимости (рис. 1,2,3).

1) количество «картерных» газов – зазор в сопряжении «гильза-поршень» аппроксимируется уравнением:

$$y = 227,43x + 72,38x^2, \quad (1)$$

2) количество «картерных» газов – зазор в замке компрессионного кольца аппроксимируется уравнением:

$$y = 8,41x + 63,54x^2, \quad (2)$$

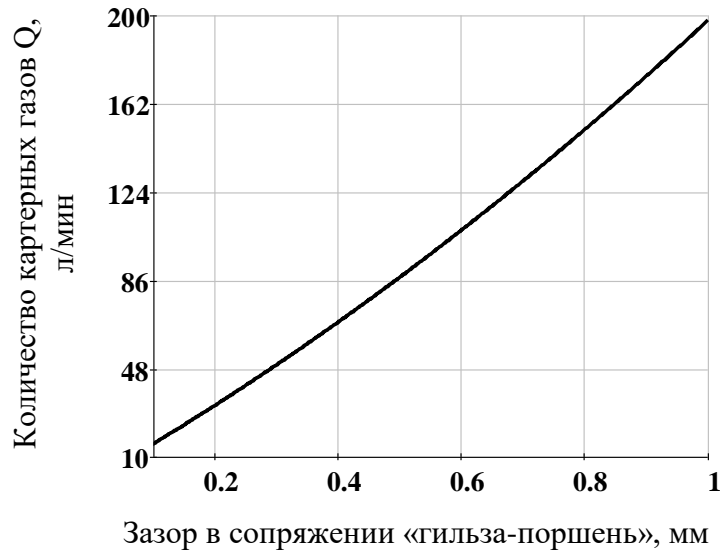


Рис. 1. Влияние зазора в сопряжении «гильза-поршень» на количество картерных газов

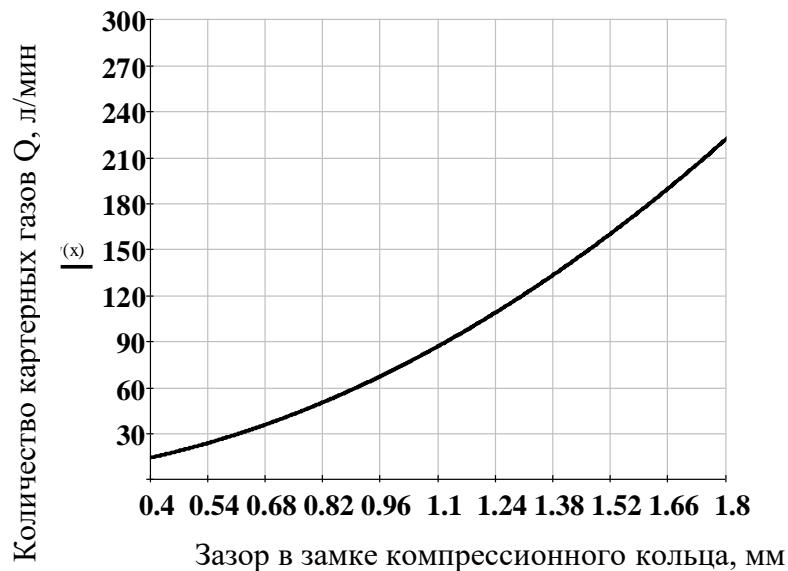


Рис. 2. Влияние зазора в замке поршневого кольца на количество картерных газов

3) Количество «картерных» газов – зазор в сопряжении «гильза-поршень» аппроксимируется уравнением

$$y = -412,35x + 2,6 \cdot 10^3 x^2. \quad (3)$$

4) Влияние зазора в сопряжении «гильза-поршень» на количество картерных газов (рис. 3)



Рис. 3. Влияние зазора в сопряжении «гильза-поршень» на количество картерных газов

Для оценки ресурса использованы показатели:  $T_{cp}$  – средний ресурс;  $\nu$  – коэффициент вариации ресурса;  $t_K$  – наработка элемента от начала эксплуатации или возобновления эксплуатации после ремонта до контроля;  $t_M$  – наработка между одноименными видами технического обслуживания;  $\Pi(t_K)$  – значение параметра при наработке  $t_K$ ;  $U(t) = \Pi(t) - \Pi_n$  – изменение параметра при  $t = t_K$ ,  $U(t) - U(t_K)$ ,  $U_{II} = (\Pi_{II} - \Pi_n) - \Delta\Pi$  – предельное отклонение параметра технического состояния, где  $\Delta\Pi$  – изменение параметра технического состояния за период наработки;  $\Pi_n$  – номинальное значение параметра,  $\Pi_{II}$  – предельное значение параметра.  $\Pi_n$  и  $\Pi_{II}$  устанавливаются отраслевой нормативно-технической документацией.

$\sigma_z$  – среднее квадратическое отклонение фактического изменения параметра от аппроксимирующей степенной функции.

В качестве аппроксимирующей степенной функции, выражающей изменение параметра  $U(t)$ , использовалась зависимость

$$U(t) = \nu_c t^\alpha + \Delta\Pi \quad (4)$$

где  $\nu_c$  – коэффициент, характеризующий скорость изменения параметра технического состояния;

$\alpha$  – показатель степени функции, аппроксимирующей изменение параметра  $U(t)$ .

Исходные данные для оценки ресурса:  $U_{ij}(t), U_{ij-1}(t), \dots, U_{im}$  – фактические отклонения, где  $i=1, 2, \dots, n$ , – номер одноименной составной части;  $i=1, 2, \dots, m$  – номер изменения параметра каждой  $i$ -й составной части;  $t_{i,j}, t_{i,j-1}, \dots, t_{im}$  – наработка, при которой измеряют параметр.

$\Delta\Pi$  и  $\alpha$  определили в такой последовательности.

Записывается статистический ряд отклонений параметра  $U_{ij}(t)$  и наработки  $t_{ij}$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ), где  $n$  – число испытываемых элементов.

По точкам с координатами  $U_{1L} = U_L - \Delta\Pi$  методом наименьших квадратов находим показатель степени по формуле

$$\alpha = \frac{\sum_{L=1}^k (x_L - m_x)(y_L - m_y)}{\left[ \sum_{L=1}^k (x_L - m_x)^2 \right]},$$

где

$$x_L = \lg t_L; m_x = \frac{\sum_{L=1}^k x_L}{k};$$

$$y_L = \lg U_{1L}; m_y = \frac{\sum_{L=1}^k U_{1L}}{k}.$$

Для определения ресурса деталей агрегата необходимы исходные данные  $\Pi_{\Pi}, \Pi_n, \alpha, \Delta\Pi, \sigma_z, \Pi(t_K), A, C, t_K$ . В соответствии с ГОСТ 21571-76 (при  $\sigma_z \leq 0,5$ ) ресурс вычисляется по формуле:

$$t_{OCT} = t_K \left[ \left( \frac{U_{\Pi}}{U_1(t_K)} \right)^{1/\alpha} - 1 \right],$$

где  $U_1(t_K) = |\Pi(t_K) - \Pi_n| \Delta\Pi$  – изменение параметра технического состояния с учетом приработки на момент контроля;

$\Pi(t_K)$  – показание диагностического прибора.

Используя статистические данные, получено поле корреляции и уравнение регрессии  $y = 219,61 - 246x$ .

Графическая иллюстрация зависимости представлена на рис.4.

*Выводы.*

1. Установлена взаимосвязь показателей качества цилиндропоршневой группы от погрешности геометрической формы деталей ЦПГ двигателя КамАЗ-740. Получены уравнения регрессии.

2. Полученные зависимости позволяют прогнозировать показатели надежности отремонтированных двигателей КамАЗ-740 в начальный период эксплуатации.

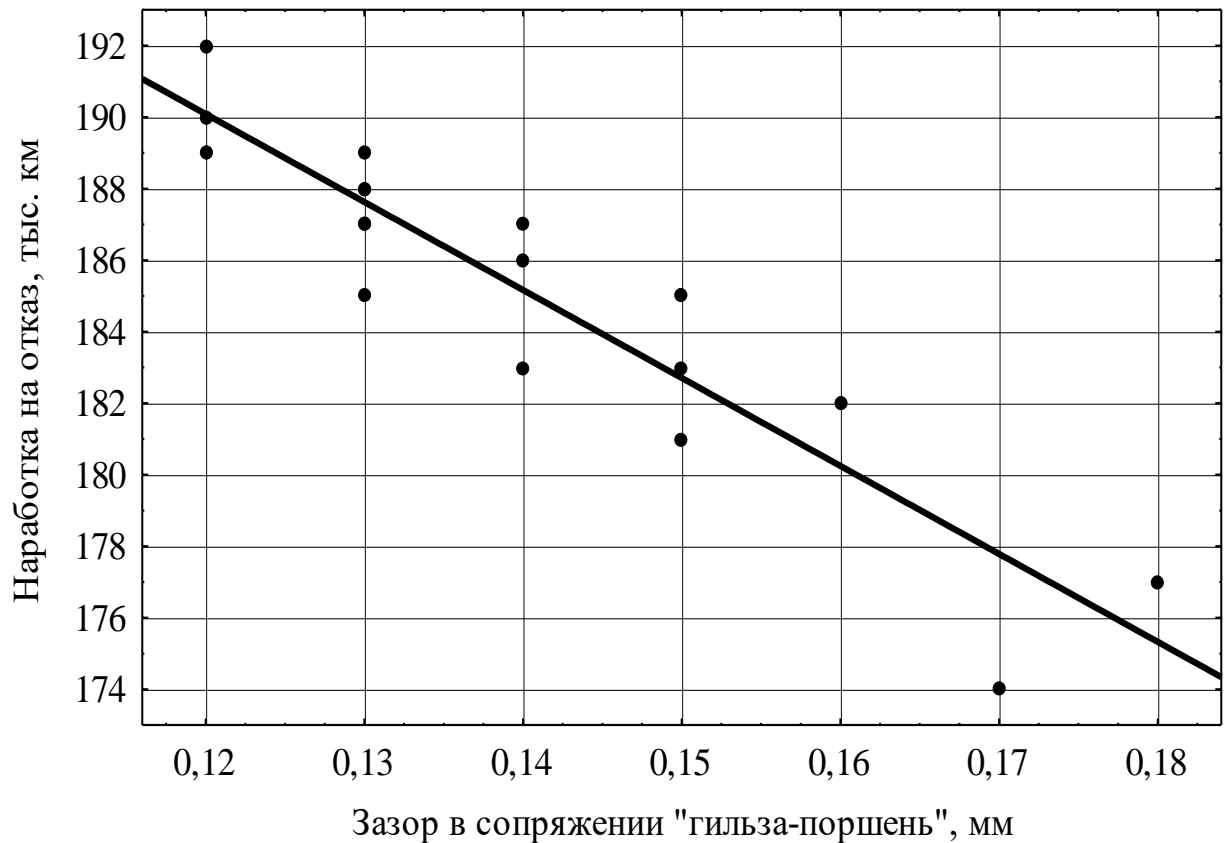


Рис.4. Влияние точности изготовления размеров сопряжения «гильза-поршень» на его безотказность в начальный период эксплуатации

#### Литература.

1. Лукомский Я.И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства / Я.И. Лукомский – М.: Госстатиздат, 1958.
2. Прейсман В.И. Основы надежности сельскохозяйственной техники: 2-е изд., доп. и перераб./ В.И. Прейсман – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 247с.
3. Надежность машин: учеб. пособие / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев // Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
4. Совершенствование средств диагностирования цилиндропоршневой группы дизельного двигателя/А.С. Полянський, В.М. Третяк, А.А. Молодан, А.С. Жижирий // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. - Вип 51, 2007.- С.55-63.

## ПРОГНОЗУВАННЯ ЯКОСТІ КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Полянський О.С., Молодан А.А., Плетнев В.Н.

*Анотація*

Запропонована методика оцінки якості капітального ремонту циліндропоршневої групи залежно від досягнутої погрішності геометричної форми деталей. Методика дозволяє прогнозувати показники надійності відремонтованих двигунів КамАЗ-740 в початковий період експлуатації.

**THE QUALITY OF REPAIR OF THE CYLINDER DIESEL ENGINE IS FORECASTING**

A. Polyanskiy, A. Molodan , V. Pletnev

*Summary*

**A method of assessing the quality of repair of the cylinder groups depending on the error reached a geometric shape parts suggested. The method allows to predict the reliability of the repaired engine KamAZ-740 in the initial period of operation.**

УДК.631.363

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ФОРМИ ТА ПОЛОЖЕННЯ ВИВАНТАЖУВАЛЬНОГО КОРМОПРОВОДУ ПОДРІБНЮВАЧА-ЗМІШУВАЧА ГРУБИХ КОРМІВ**

Матковський О.І., асистент

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел (0619)+42-05-70

Кузьмінов В.В., м.н.с.

*Інститут зрошуваного садівництва ім. М.Ф. Сидоренка НААН*

Тел (0619)+43-13-20

**Анотація** – у статті розглянуто умови забезпечення збільшення відстані вивантаження компонентів кормової суміші з вивантажувальної камери подрібнювача – змішувача.

**Ключові слова** – подрібнювач – змішувач грубих кормів, вивантажувальна камера, напрямок і швидкість руху часток кормів.

**Постановка проблеми.** Раціони годівлі повинні бути збалансовані за поживною цінністю відповідно до потреб тварин. Забезпечити це можливе за умов використання збалансованих сумішок кормів як рослинного так



тваринного походження. Виготовлення сумішок відбувається в технологіях приготування, переробки, обробки, змішування кормів. Для цього використовують відповідні машини, до яких належать комбіновані подрібнювачі – змішувачі, робочий процес яких складається з операцій подрібнення та змішування. До таких машин належать ножові подрібнювачі з радіальним розміщенням ножів на вертикальному валу типу ИСК – 3. Вони повинні бути універсальними щодо можливості переробляти кормові компоненти з різними механіко–технологічними властивостями, виконувати одночасно дві основні функції: подрібнення та змішування та додаткову – вивантаження кормової суміші.

Вивантаження компонентів кормової суміші відбувається в вивантажувальній камері за допомогою кидалки. Кидалка складається з двох лопатей, встановлених радіально. Під дією лопатей частки корму спрямовуються в вивантажувальний кормопровід скрізь отвір у камері. Вивантажувальний кормопровід, виконаний у формі короба з перетином прямокутника, приєднано до корпусу вивантажувальної камери радіально. Таке розташування кормопроводу а також менша його ширина за діаметр вивантажувальній камери спричиняють вивантаження кормової суміші кидалкою на незначну відстань (до одного метра корму [1,2]), відбувається залипання частками компонентів суміші стінок кормопроводу.

Для з'ясування умов підвищення вивантажувальної дії кидалки потрібно розглянути динаміку часток компонентів кормової суміші для визначення параметрів форми та положення вивантажувального кормопроводу.

*Аналіз останніх досліджень.* Значна частка енерговитрат, до половини, подрібнювачів-змішувачів (ИСК – 3, ИСК–3А), припадає на подрібнення кормових компонентів а остання – на переміщення компонентів від дії ножів та кидалки, яка вивантажує кормову суміш з вивантажувальної камери. Вивантажувальний кормопровід своєю повздожньою віссю розташовано радіально до вивантажувальній камери, це впливає на відстань вивантаження кормової суміші, яка складає біля одного метра [1,2]. Утворюються зони залипання компонентів кормів і не ефективно використовується перетин отвору вивантажувальної камери. Тому доцільно провести дослідження з визначення напрямку та швидкості руху часток компонентів кормової суміші для підвищення дальності вивантаження і раціонального використання перетину вивантажувального кормопроводу.

*Формулювання цілей статті.* Обґрунтування зміни параметрів форми та положення вивантажувального кормопроводу з метою підвищення дальності вивантаження кормових компонентів суміші і раціонального використання його перетину.

*Основна частина.* Під час обертання кидалки, яка встановлена радіально, частка кормового компоненту переміщуються відносно вздовж

лопаті з швидкістю  $v_r$  та має переносно переміщення, яке характеризується переносною швидкістю  $v_e$  (рис. 1). На частку діють сили: відцентрова сила  $F_r$ , сила інерції коріолісова  $F_k$ , нормальна реакція зв'язку поверхні кидалки  $N$ , сила тертя частки по кидалки  $F_1$ , сила тертя частки по корпусу камери  $F_2$ , сила тяжіння  $mg$ .

Абсолютна швидкість часток  $v_a$  на виході з вивантажувальної камери буде складатися з векторної суми швидкостей  $v_r$  та  $v_e$  і являє собою напрямок руху частки з кутом до радіусу. В існуючій машині, тільки при переміщенні десь до середини горловини частки можуть пролетіти всю довжину вивантажувальної камери а потім вони будуть спрямовані на бокову стінку камери і гальмуватись, а в кінці горловини піддаватися ущільненню. Для забезпечення умов руху часток на всю довжину вивантажувального кормопроводу доцільно встановити його повздожньою віссю під кутом, який обумовлюється напрямом абсолютної швидкості.

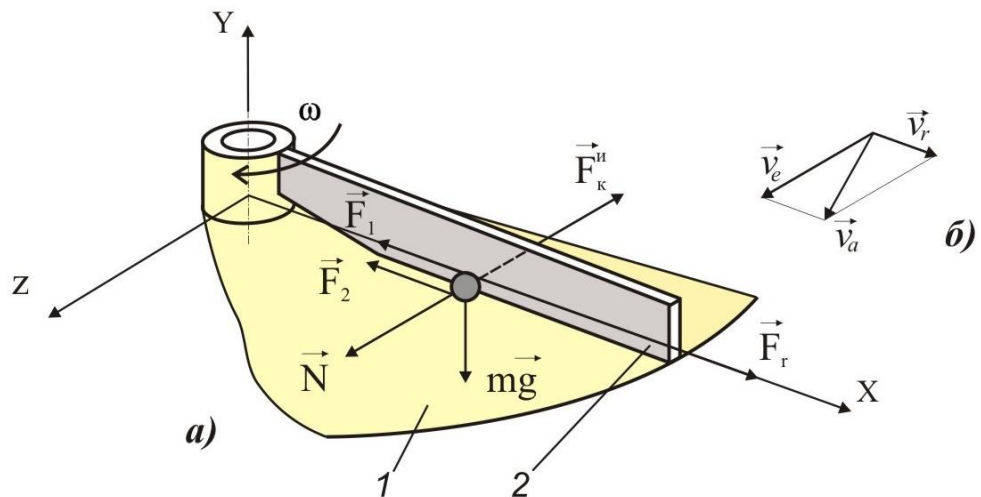


Рис. 1. Ескіз вивантажувальної камери:

а) схема сил, які діють на частку компонента корму

1 – вивантажувальна камера, 2 – кидалка; б) план швидкостей частки

корму.

Для визначення складових абсолютної швидкості руху розглянемо частку компонентів кормової суміші, яка розташована на поверхні кидалки та вивантажувальній камері. Розглянемо дію сил на частку корму, які спричиняють її рух (рис. 1). Спроектуємо сили які діють на частку корму на осі координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Відповідно до основного закону динаміки для залежного руху точки отримуємо диференціальні рівняння руху частки корму в проекціях на осі  $x$  та  $z$ .

$$\begin{cases} \frac{d^2 r}{dt^2} = F_r - F_1 - F_2 \\ \frac{d^2 z}{dt^2} = N \end{cases} \quad (1)$$

де  $F_r = m\omega^2 r$  – відцентрова сила;

$F_1 = 2 m\mu\omega r'$  – сила тертя компонентів кормів по лопаті ;

$F_2 = \mu mg$  – сила тертя по камері;

$N = 2 m\omega r'$  – нормальна реакція зв'язку поверхні кидалки.

Позначення в формулах та на рисунках:  $m$  – маса частки корму;  $\omega$  – кутова швидкість;  $r$  – поточне значення координати положення частки корму;  $r'$  – відносна швидкість частки корму;  $mg$  – сила тяжіння;  $\mu$  – коефіцієнт тертя частки корму по кидалки та камері;  $r_0$  – початкове положення частки корму;

Для зручності розглянемо рух частки корму в площині осей  $x, z$  (рис.2 ).

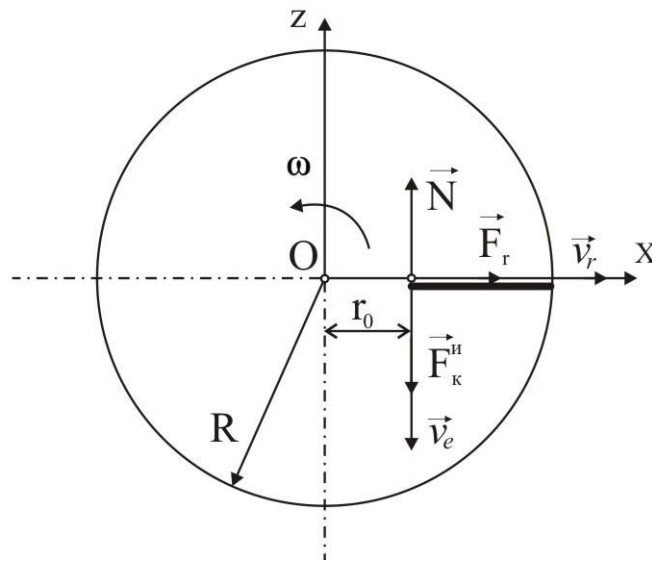


Рис. 2. Взаємодія кидалки з часткою корму

Рух частки у напрямку осі  $z$  не відбувається тому отримуємо рівняння:

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} = -m\omega^2 r - 2m\mu\omega \frac{dr}{dt} - \mu mg \quad (2)$$

Спростимо рівняння (2)

$$\frac{d^2 r}{dt^2} + \mu\omega \frac{dr}{dt} - \omega^2 r = -\mu g \quad (3)$$

Початкові умови

$$r(0) = r_0, \quad r'(0) = 0, \quad r(t) = 0 \quad (4)$$

Складемо характеристичне рівняння

$$\lambda^2 + 2\mu\omega\lambda - \omega^2 = 0 \quad (5)$$

Його корені

$$\lambda_{1,2} = \frac{-2\mu\omega \pm 2\omega\sqrt{1+\mu^2}}{2} = \omega\left(-\mu \pm \sqrt{1+\mu^2}\right) \quad (6)$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння, отриманого з (3) видаленням правої частини складе

$$r_0 = c_1 e^{\omega t(-\mu - \sqrt{1+\mu^2})} + c_2 e^{\omega t(-\mu + \sqrt{1+\mu^2})}$$

Частковий розв'язок рівняння (3) складе

$$r_{\text{ч}} = \frac{\mu g}{\omega^2}$$

Тому загальний розв'язок рівняння (3) буде мати вигляд

$$r(t) = r_0 + r_{\text{ч}} = c_1 e^{\omega t(-\mu - \sqrt{1+\mu^2})} + c_2 e^{\omega t(-\mu + \sqrt{1+\mu^2})} + \frac{\mu g}{\omega^2} \quad (8)$$

Знайдемо тепер частковий розв'язок (3), що задовольняє умов (4). Підставивши в (4), відносно постійних інтегрування  $C_1$  та  $C_2$  отримаємо систему алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} c_1 + c_2 + \frac{\mu g}{\omega^2} = r_0 \\ c_1 \omega(-\mu - \sqrt{1+\mu^2}) + c_2 \omega(-\mu + \sqrt{1+\mu^2}) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Її розв'язанням буде

$$c_1 = \frac{-\mu + \sqrt{1+\mu^2}}{\mu + \sqrt{1+\mu^2}}, \quad c_2 = \left(r_0 - \frac{\mu g}{\omega^2}\right) \frac{\mu + \sqrt{1+\mu^2}}{2\sqrt{1+\mu^2}} \quad (10)$$

Остаточно,

$$r(t) = \frac{r_0 - \frac{\mu g}{\omega^2}}{2\sqrt{1+\mu^2}} \left( (-\mu + \sqrt{1+\mu^2}) \cdot e^{-\omega t(\mu + \sqrt{1+\mu^2})} + (\mu + \sqrt{1+\mu^2}) \cdot e^{\omega t(-\mu + \sqrt{1+\mu^2})} \right) + \frac{\mu g}{\omega^2} \quad (11)$$

Визначимо тепер кут, під яким відбувається відрив частинки від лопаті кидалки. Позначимо через  $\mu_1 = -\mu + \sqrt{1+\mu^2}$ ,  $\mu_2 = \mu + \sqrt{1+\mu^2}$ , тоді (11) прийме вигляд

$$r = \frac{r_0 - \frac{\mu g}{\omega^2}}{2\sqrt{1 + \mu^2}} \left( \mu_1 \cdot e^{-\omega t \mu_2} + \mu_2 \cdot e^{\omega t \mu_1} \right) + \frac{\mu g}{\omega^2}. \quad (12)$$

Умова відриву частинки  $r = R$  ( $R$  – зовнішній радіус кидалки), тоді відносно часу взаємодії частинки з лопаттю з (12) отримуємо трансцендентне рівняння

$$\left( \mu_1 \cdot e^{-\omega t^* \mu_2} + \mu_2 \cdot e^{\omega t^* \mu_1} \right) + \frac{\mu g}{\omega^2} = \left( R - \frac{\mu g}{\omega^2} \right) \frac{2\sqrt{1 + \mu^2}}{r_0 - \frac{\mu g}{\omega^2}}. \quad (13)$$

Так як кутова швидкість лопаті  $\omega$ , то вона за час взаємодії повертається на кут

$$\varphi = \omega t^* \quad (14)$$

Підставивши (14) у похідну функції (11) та виконавши спрощення, отримаємо значення відносної швидкості при відриві частинки корму від лопаті (15)

$$v_r = \frac{r_0 - \frac{\mu g}{\omega^2}}{2\sqrt{1 + \mu^2}} \left( -\omega \cdot e^{-\varphi(\mu + \sqrt{1 + \mu^2})} + \omega \cdot e^{\varphi(-\mu + \sqrt{1 + \mu^2})} \right). \quad (15)$$

Абсолютна швидкість частки корму визначимо за рівнянням

$$v_a = \sqrt{v_e^2 + v_r^2} \quad (18)$$

Зробимо розрахунки для наступних даних:  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $\mu = 0,55$  [3];  $R = 0,4 \text{ м}$ ;  $r_0 = 0,2 \text{ м}$  швидкостей  $v_r$  за формулою (17) та  $v_e$  за рівнянням

$$v_e = \omega \cdot R \quad (19)$$

В результаті розрахунків:  $v_e = 40 \text{ м/с}$ ,  $v_r = 22,9 \text{ м/с}$ , абсолютна швидкість склала  $v_a = 46 \text{ м/с}$ . Кут між напрямком абсолютної швидкості та кидалкою склав  $60^\circ$ . Кут повороту кидалки під час руху частки по лопаті складає  $\varphi_{\Pi} = 95^\circ$ .

*Висновки* За визначеною абсолютною швидкістю і напрямком руху часток компонентів кормової суміші при сході з кидалки обґрунтовано положення вивантажувального кормового проводу відносно вивантажувальної камери. Одну сторону якого пропонується розташувати по дотичній до вивантажувальної камери, другу під кутом  $\approx 25^\circ$  до радіусу. Ширина камери дорівнює дузі з центральним кутом в межах від  $90^\circ$  до  $95^\circ$ .

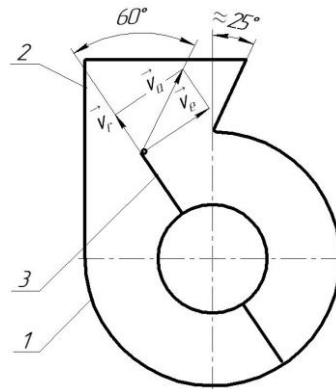


Рис. 2. План швидкостей руху частки корму:

1 – вивантажувальна камера; 2 – вивантажувальний кормопровід; 3 – лопать.

#### Література

1. Хмельовський В. С. Інтенсифікація технологічного процесу подрібнювача-змішувача кормів.: автореф. дис. канд. техн. наук/ В. С. Хмельовський. — К.,2000. — 18 с.
2. Влазнев А.И. Исследование и повышение качества процесса одновременного измельчения и смешивания стебельчатых кормов.: автореф. дис.. канд. техн. наук/ А.И. Влазнев. — Саратов, 1982. — 23 с.
3. 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.

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ФОРМЫ И ПОЛОЖЕНИЯ ВЫГРУЗНОГО КОРМОПРОВОДА ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ – СМЕСИТЕЛЯ ГРУБЫХ КОРМОВ

Матковский А.И., Кузьминов В.В.

### *Аннотация*

В статье рассмотрены условия, которые обеспечат увеличение расстояния выгрузки компонентов кормовой смеси из выгрузной камеры измельчителя – смесителя.

## SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF THE FORM POSITION FODDER WIRE UNLOADING ROUGH FORAGES OF THE GRINDER – AMALGAMATOR

A. Matkovskiy, V. Kuzminov

### *Summary*

In clauses conditions which will provide increase in distance of a unloading of components of a fodder mix from chambers of a grinder - the amalgamator are considered.

УДК 621.793.7

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ И ПАРМЕТРОВ ИГЛОФРЕЗЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ МАКСИМАЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ СЦЕПЛЕНИЯ ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ**

Полянский А.С., д.т.н., профессор

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Лузан С.А., к.т.н

Дерябкина Е.С., ассистент

*Украинская инженерно-педагогическая академия*

***Аннотация*** - установлено оптимальное количество оборотов иглофрезы, диаметр игловок, их длина и плотность расположения, обеспечивающие максимальную прочность сцепления газопламенного покрытия со стальной основой при комбинировании способа газопламенного напыления с иглофрезированием.

***Ключевые слова*** - газопламенное напыление, прочность сцепления, иглофреза, покрытие, основа.

*Постановка проблемы.* Тенденции развития современного машиностроения – увеличение мощности машин, используемых в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства. Это в свою очередь ставит задачу обеспечения эффективной защиты поверхности деталей машин и конструкций от износа и коррозии, поскольку применение традиционных материалов и методов химико-термического упрочнения не всегда удовлетворяет комплексу требований, предъявляемых к машинам и механизмам. Применение технологий нанесения защитных покрытий, среди которых газотермические процессы занимают значительное место, является одним из кардинальных путей решения данного вопроса.

Способ газопламенного напыления покрытий выгодно отличается от других газотермических процессов простотой, компактностью и мобильностью применяемого оборудования. Возможностью производить работы по восстановлению деталей непосредственно в производственных цехах и местах эксплуатации транспортной техники. Однако, существенным недостатком этого способа является недостаточная прочность сцепления напыленного покрытия с основой, что существенно

ограничивает его область применения по упрочнению новых и ремонту изношенных деталей транспортной техники.

*Анализ основных исследований и публикаций.* Современный этап развития газотермических способов напыления характеризуется совершенствованием технологии нанесения покрытий и комбинированием его с другими технологическими процессами для обеспечения возможности получения покрытий с требуемым уровнем свойств: прочностью сцепления покрытия с основой, пористостью, износостойкостью и др. Предпочтительным вариантом такого комбинирования является применение при напылении таких процессов, которые не вносят существенных изменений в схему процесса напыления покрытий.

Известны работы в этом направлении, выполненные в МГТУ имени Н.Э. Баумана по плазменному напылению покрытий [1]. Основные из них: нанесение покрытий путем наложения электрической дуги пульсирующей мощности, плазменное напыление с совмещенной электроискровой обработкой подложки, напыление покрытий с наложением колебаний на деталь. Однако, первые две технологии не применимы для газопламенного напыления, где в качестве источника тепла для расплавления напыляемого материала применяется смесь рабочего газа (ацетилен, пропан, водород) и кислорода. Наложение же колебаний на заготовку требует применения специальных вибраторов, причем различных в зависимости от массы и конфигурации детали, поскольку обработку необходимо производить на резонансных или близких к резонансным частотам.

*Формулировка целей статьи.* Целью исследования является определение оптимальной скорости обработки напыляемой поверхности и наносимых слоев, а также параметров иглофрезы (диаметр игловок, их длина и плотность расположения) при которых прочность сцепления напыленного покрытия с основой максимальная.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи исследования:

- разработать установку, обеспечивающую изменение скорости вращения иглофрезы и напыляемой детали;
- определить методику определения прочности сцепления покрытия с основой;
- произвести напыление опытных образцов при различных скоростях вращения иглофрезы и выполнить математическую обработку полученных результатов, определив обороты и параметры иглофрезы при которых обеспечивается максимальная прочность сцепления покрытия с основой.

*Основная часть.* Для проведения эксперимента были изготовлены цилиндрические образцы  $\varnothing 22$  мм,  $l=70$  мм из стали 45, на которые газопламенным способом наносилось покрытие из самофлюсующегося сплава порошком марки ПГ-10Н-01. Поверхность образцов



предварительно обрабатывалась иглофрезированием до  $Ra=6-7\text{мкм}$ . Процесс напыления осуществляли на разработанной установке, изменяя обороты вращения иглофрезы в интервале от 400 до 2000  $\text{мин}^{-1}$  при постоянной скорости вращения напыляемых образцов, равной 60  $\text{мин}^{-1}$  [2].

Оценку прочности сцепления покрытия с основой производили путем испытания на сдвиг. Испытания на сдвиг осуществляли за счет создания касательных напряжений на границе раздела покрытия с основой. Напряжения  $\sigma_{\text{сд}}$ , возникающее в покрытии касательно к поверхности, выражаются уравнением

$$\sigma_{\text{сд}} = \frac{P}{\pi \cdot D \cdot l},$$

где  $P$  - усилие срезающей нагрузки;

$D$  - диаметр цилиндрического образца;

$l$  - длина напыляемой поверхности.

Для достижения поставленной цели определения оптимальной скорости обработки напыляемой поверхности и наносимых слоев, а также параметров иглофрезы воспользуемся приемами, которые существуют в теории планирования эксперимента [3] и позволяют найти зависимость прочности в виде полиномиальной модели. Так как нам необходимо найти оптимальные значения факторов то область оптимума должна описываться как минимум уравнением второго порядка

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

Для получения математической модели области оптимума в виде уравнения (1) используются специальные планы [4]. Применим композиционный план ортогонального эксперимента для четырёх факторов ( $X_1$  - диаметр игловок, мм;  $X_2$  - свободная длина иглы, мм;  $X_3$  - количество оборотов металлической щетки,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $X_4$  - плотность расположения игл, шт/см<sup>2</sup>), который имеет вид, приведённый в таблице 1.

Адекватность уравнения (1) определяется с помощью критерия Фишера [3]

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_0^2}, \quad (13)$$

где условие адекватности  $F_p < F_T(\alpha, N - l, N_0 - 1)$ ;

$F_T$  - табличное значение критерия Фишера при уровне значимости  $\alpha$ .

Для нахождения экстремальных значений  $x_i$  по модели (1) с оставшимися членами необходимо найти частные производные этой модели и приравнять их к нулю.

Таблица 1 - Композиционный план ортогонального эксперимента для четырёх факторов

Наименование		Факторы				Переменное состояние у	
		x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>		
Нулевой уровень		65	50	1650	30		
Интервал варьирования		30	20	850	10		
Опыты	x <sub>0</sub>	План					
		x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>		
1	+1	-1	-1	-1	-1	22	
2	+1	+1	-1	-1	-1	22,8	
3	+1	-1	+1	-1	-1	21	
4	+1	+1	+1	-1	-1	21,5	
5	+1	-1	-1	+1	-1	23,2	
6	+1	+1	-1	+1	-1	26,1	
7	+1	-1	+1	+1	-1	21,8	
8	+1	+1	+1	+1	-1	22,6	
9	+1	-1	-1	-1	+1	22,3	
10	+1	+1	-1	-1	+1	23,3	
11	+1	-1	+1	-1	+1	21,5	
12	+1	+1	+1	-1	+1	21,9	
13	+1	-1	-1	+1	+1	23,6	
14	+1	+1	-1	+1	+1	26,8	
15	+1	-1	+1	+1	+1	22,3	
16	+1	+1	+1	+1	+1	23,1	
17	+1	-1,414	0	0	0	23,2	
18	+1	+1,414	0	0	0	26,6	
19	+1	0	-1,414	0	0	26,4	
20	+1	0	+1,414	0	0	23,6	
21	+1	0	0	-1,414	0	23,5	
22	+1	0	0	+1,414	0	26,7	
23	+1	0	0	0	-1,414	25,5	
24	+1	0	0	0	+1,414	26,5	
25	+1	0	0	0	0	26,4	

Решая полученную систему, находятся стационарные точки  $x_i^*$ . Подставляя эти значения  $x_i^*$  во вторые частные производные модели (1) с оставшимися членами и вычисляя определители

$$a_{11}, \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}, \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix}, \quad (14)$$

где элементами служат значения вторых частных производных в стационарных точках

$$\tilde{y}''_{x_i x_k}(x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*) = a_{ik} \quad (i, k = 1, 2, \dots, n),$$

определяя знаки этих определителей.

По знакам определителей (14) можно сказать есть экстремум или нет [4]. Если все определители (14) положительны, то в стационарных точках достигается минимум. В том случае, если имеются чередующиеся знаки, начиная с минуса, то в стационарных точках  $x_i^*$  имеется максимум функции регрессии.

Используя данную теорию, найдём оптимальные значения параметров металлической щётки и скорость её вращения для получения максимальной прочности сцепления газопламенного покрытия.

Предварительно проделанные эксперименты показали, что такая случайная характеристика как прочность сцепления приближённо может быть описана нормальным распределением, и область максимума прочности сцепления может находиться при значениях диаметра игловок  $x_1$  от 0,35 до 0,95 мм со свободными длинами иглы  $x_2$  от 30 до 70 мм и при количестве оборотов  $x_3$  от 800 до 2500 мин<sup>-1</sup>, а также при плотности расположения от 20 до 40 шт/см<sup>2</sup>. Имея такие данные, были рассчитаны нулевой уровень и интервал варьирования, а также значения в звёздных точках. Проведя эксперименты в этих точках по плану, приведенному в табл. 1, были получены значения прочности сцепления покрытия с основой.

Для данного центрального композиционного ортогонального планирования второго порядка по четырём факторам в системе Mape была создана программа, позволяющая решить задачу по определению максимальной прочности покрытия. Использование данной программы позволило не только построить многофакторную регрессионную модель второго порядка, но оценить значимость коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента при уровне значимости 0,05 и числе степеней свободы  $N_0 - 1 = 3$ , проделав предварительно 4 эксперимента в нулевом уровне результаты которых: 25,4 МПа, 26,0 МПа, 26,7 МПа, 26,5 МПа.

Данные эксперименты позволили найти ошибку опыта (10)  $s_0^2=0,336667$ , дисперсии коэффициентов регрессии (6), (7), (8), (9) и расчётные значения критерия Стьюдента  $t_{ij}$ .

$$\begin{aligned} t_0 &= 204,815; & t_1 &= 5,861; & t_2 &= -7,075; & t_3 &= 6,831; & t_4 &= 2,009; \\ t_{12} &= -2,327; & t_{13} &= 2,154; & t_{14} &= 0,172; & t_{23} &= -2,327; & t_{24} &= 0,0; \\ t_{34} &= 0,172; & t_{11} &= -6,071; & t_{22} &= -5,827; & t_{33} &= -5,583; & t_{44} &= -3,390; \end{aligned}$$

Из проведенного исследования следует, что при уровне значимости  $\alpha=0,05$  коэффициенты,  $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{44}$ , значимы, так как для них  $|t_i| > t_T = 3,18$ , остальные незначимы.

С помощью программы данная модель была приведена к обычной форме записи:

$$\begin{aligned} \tilde{y} &= -0,49206 + 21,06752x_1 + 0,32232x_2 + 0,00638x_3 + 0,43316x_4 - 0,05625x_1x_2 + \\ & 0,00123x_1x_3 + 0,00833x_1x_4 - 0,00002x_2x_3 + 0,000003x_3x_4 - 13,84025x_1^2 - 0,00299x_2^2 - \\ & 0,000002x_3^2 - 0,00696x_4^2. \end{aligned}$$

Данная модель была проверена на адекватность с помощью критерия Фишера при уровне значимости  $\alpha=0,05$ . Для этого были найдены значения функции  $\tilde{y}$  во всех 25 точках данного плана. Определена дисперсия адекватности уравнения регрессии (12) при числе членов в уравнении регрессии  $l=14$  и  $N=25$ . Программный расчёт показал, что наша нелинейная модель  $\tilde{y}$  адекватна, так  $F_p < F_T$  ( $0,97 < 8,79$ ). Отсюда следует, что данную модель можно применить для нахождения оптимальных точек, в которых достигается максимум прочности сцепления. Нахождение оптимальных точек с использованием составленной программы в системе Maple позволило найти эти точки, а также найти значение  $\tilde{y}$  в этих точках и показать с использованием значений определителей (14) в этих точках, что найденные точки есть точки максимума. И так, нами были найдены оптимальные значения диаметра иглолок  $x_1=0,78$  мм, со свободной длиной иглы  $x_2=39,6$  мм при оптимальном количестве оборотов  $x_3=2097$  мин<sup>-1</sup> и с плотностью расположения  $x_4=32$  шт/см<sup>2</sup>. Данная максимальная прочность сцепления покрытия с основой при указанных оптимальных значениях составляет  $y_{\max} = 27,86$  МПа.

Ниже на рис. 1 - 4 приведены зависимости прочности сцепления покрытия с основой от двух факторов. Из анализа рис. 1-4 видно, что есть точка максимума прочности сцепления покрытия с основой, зависящая от параметров  $x_1, x_2, x_3, x_4$ .

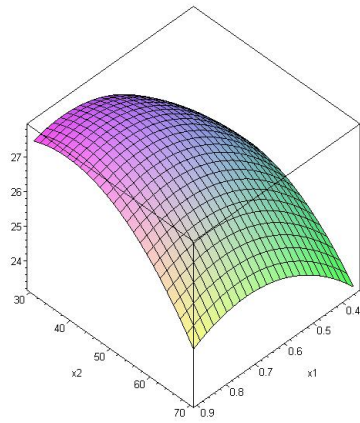


Рис. 1

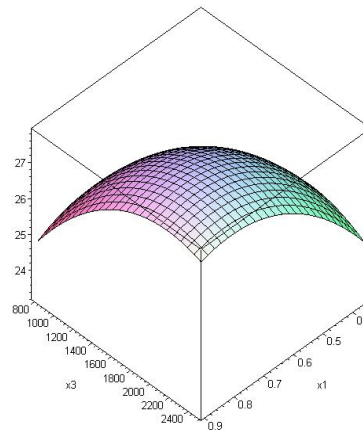


Рис. 2

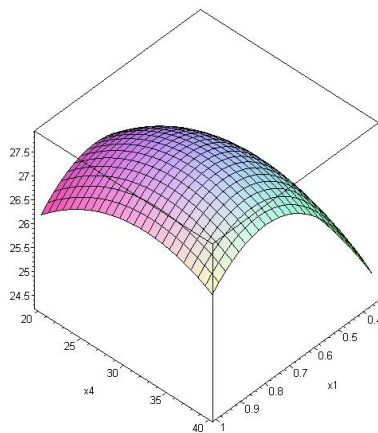


Рис. 3

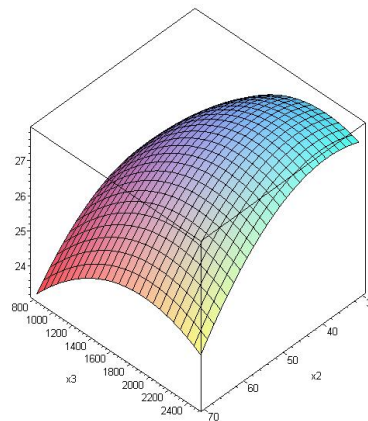


Рис. 4

Рис. 1. Зависимость прочности сцепления покрытия с основой от диаметра  $x_1$  и свободной длины иголок  $x_2$  при оптимальном количестве оборотов иглофрезы  $x_3 = 2097 \text{ мин}^{-1}$  и с плотностью расположения игл  $x_4 = 32 \text{ шт/см}^2$ .

Рис. 2 - Зависимость прочности сцепления покрытия с основой от диаметра иголок  $x_1$  и оборотов иглофрезы  $x_3$  при оптимальной свободной длине иглы  $x_2 = 39,6 \text{ мм}$  и с плотности расположения игл  $x_4 = 32 \text{ шт/см}^2$ .

Рис. 3 - Зависимость прочности сцепления покрытия с основой от диаметра  $x_1$  и плотности расположения иголок  $x_4$  при оптимальном количестве оборотов иглофрезы  $x_3 = 2097 \text{ мин}^{-1}$  и свободной длиной иглы  $x_2 = 39,6 \text{ мм}$ .

Рис. 4 - Зависимость прочности сцепления покрытия с основой от свободной длины иголок  $x_2$  и оборотов иглофрезы  $x_3$  при оптимальном значении диаметра иголок  $x_1 = 0,78 \text{ мм}$  и плотности расположения иголок  $x_4 = 32 \text{ шт/см}^2$ .

*Выводы.* Определена оптимальная скорость обработки напыляемой поверхности и покрытия, а также параметры иглофрезы, обеспечивающие максимальную прочность сцепления газопламенных покрытий с основой.

## Литература

1. Пузряков А.Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления: учеб. пособие по курсу "Технология конструкций из металлокомпозитов"/ А.Ф. Пузряков - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. - 360 с.
2. Лузан С.А. Повышение прочности сцепления газопламенных покрытий/ С.А. Лузан, Е.С. Дерябкина//Сборник докладов IX Международного научно-технического конгресса термистов и материаловедов. Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов. - Т. 1. – Харьков: ННЦ ХФТИ, 2008. - С. 334-337.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Ю.П. Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В. Грановский М.: Наука, 1976. - 312 с.
4. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях/ М.С. Винарский, М.В. Лурье. - Киев: Техника, 1975. - 168 с.

**ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ОБРОБКИ  
ПОВЕРХНІ І ПАРМЕТРІВ ГОЛКОФРЕЗИ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЄ  
МАКСИМАЛЬНУ МІЦНІСТЬ ЗЧЕПЛЕННЯ ГАЗОПОЛУМ'ЯНИХ  
ПОКРИТТІВ**

Полянський О.С., Лузан С.О., Дерябкина Є.С.

*Анотація*

Встановлена оптимальна кількість оборотів голкофрези, діаметр голок, їх довжина і щільність розташування, забезпечуючі максимальну міцність зчеплення газополум'яного покриття із сталеву основою при комбінуванні способу газополум'яного напылення з голкофрезеруванням.

**DETERMINATION OF OPTIMUM SPEED OF TREATMENT OF  
SURFACE AND PARAMETER OF MILLING BY A NEEDLE,  
PROVIDING MAXIMAL DURABILITY OF COUPLING OF  
GAZOFLAME COVERAGES**

A. Polyanskiy, S. Luzan, E. Deryabkina

*Summary*

The optimum amount of turns of milling by a needle, diameter of needles, their length and closeness of location, is set, providing maximal durability of coupling of gazoflame coverage with steel basis at combining of method of gazoflame coverage with of milling by a needle.

УДК 631. 363

## МЕТОДОЛОГІЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОГО ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТВАРИННИЦТВА

Шацький В.В., д.т.н.,

Скляр О.Г., к.т.н.,

Мілько Д.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

**Анотація** - запропоновано теоретичні передумови конкурентоспроможності техніко-технологічного забезпечення тваринництва на основі оптимізації його функціонального якісного навантаження.

**Ключові слова** – техніка, технологія, виробництво, продукція,якість, конкурентоспроможність, оптимізація, функціональне-якісне навантаження.

*Постановка проблеми.* Питання конкурентоспроможності ехніки вітчизняного виробництва для тваринництва тісно пов'язано з існуючим рівнем розвитку галузі, його технологічним забезпеченням і перспективою подальшого розвитку.

Відсутність керованого динамічного розвитку вітчизняного обладнання для тваринництва призвело до неможливості конкурувати йому з закордонним із-за низької якості виконання технологічних функцій та якості виготовлення. Тому не рідко вітчизняні виробники тваринницької продукції купують імпортну техніку, підтверджуючі цим її якість і конкурентоспроможність.

Проблему конкурентоспроможності техніко-технологічної продукції для вітчизняного тваринництва можна вирішити при наявності інструменту визначення параметрів обладнання які б забезпечили конкурентоспроможність як технологічного обладнання так і тваринницької продукції. Таким інструментом може бути моделі виробництва та оптимізації параметрів технологій. А тому розробка методології оптимізації параметрів конкурентоспроможного техніко-технологічного забезпечення тваринництва є актуальною.

*Аналіз останніх досліджень.* В літературі є багато інформації про якість і конкурентоспроможність продукції, але їх неможливо використовувати при оцінці перспектив розвитку техніко-технологічного обладнання з урахування розвитку попиту ринку цієї продукції із-за порівняльної оцінки параметрів продукції (товару) та відсутності залежності функціонально-якісних показників технологічного обладнання та його конкурентоспроможністю.

*Формулювання цілей статті.* Відсутність математичних моделей виробництва і оптимізації параметрів технологічного обладнання для тваринницьких об'єктів, що забезпечують його конкурентоспроможність для вітчизняного виробника, стало основою визначення мети досліджень як створення методології оптимізації параметрів конкурентоспроможного техніко-технологічного забезпечення тваринництва.

*Основна частина.* Для тваринницьких об'єктів, як споживачів відповідного технологічного обладнання, важливим є його функціональне навантаження яке забезпечує своєчасне і надійне виконання основної технологічної функції в межах технологічних вимог при максимальній індустріалізації виробництва та при мінімальних втратах і негативному впливі на навколишнє середовище. Ці основні фактори і визначають суть інтегрального показника функціонального якісного навантаження техніко-технологічного забезпечення тваринництва

$$K_F = \prod_{n=1}^5 \eta_n, \quad (n=1...5) \quad (1)$$

де  $\eta_n$  – показники своєчасності і надійності виконання технологічної функції (процесів) ( $\eta_1$ ) [1], задоволення технологічних вимог за функціональним призначенням ( $\eta_2$ ) [1], рівня індустріалізації ( $\eta_3$ ), втрат ( $\eta_4$ ) та вплив на навколишнє середовище ( $\eta_5$ ) [1].

Вплив факторів інтегрального показника на продукцію тваринницьких об'єктів визначається за допомогою моделі виробництва і оптимізації параметрів технологічних процесів і їх параметрів (рис.1).



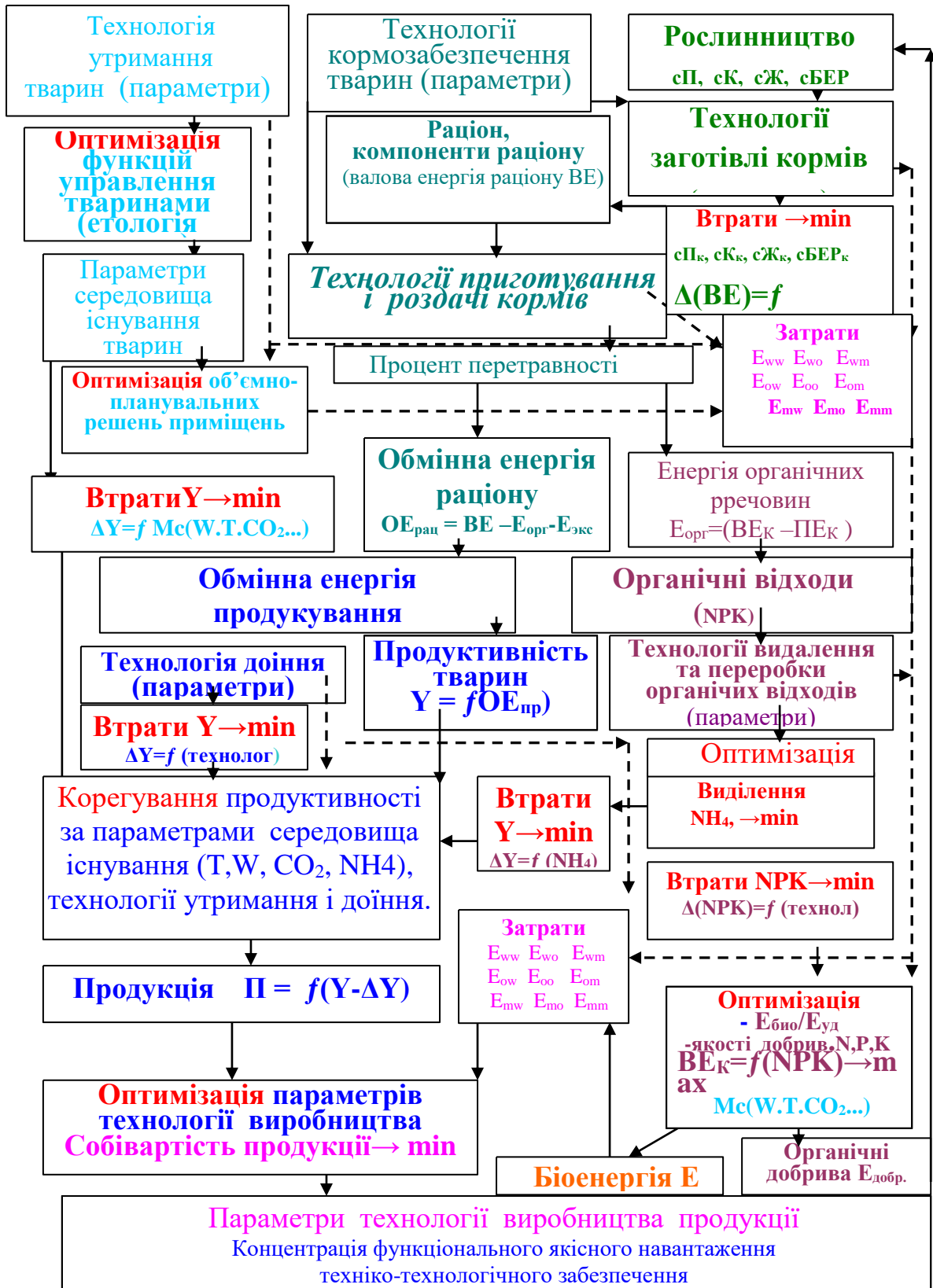


Рис. 1 Алгоритм моделі оптимізації параметрів технології виробництва

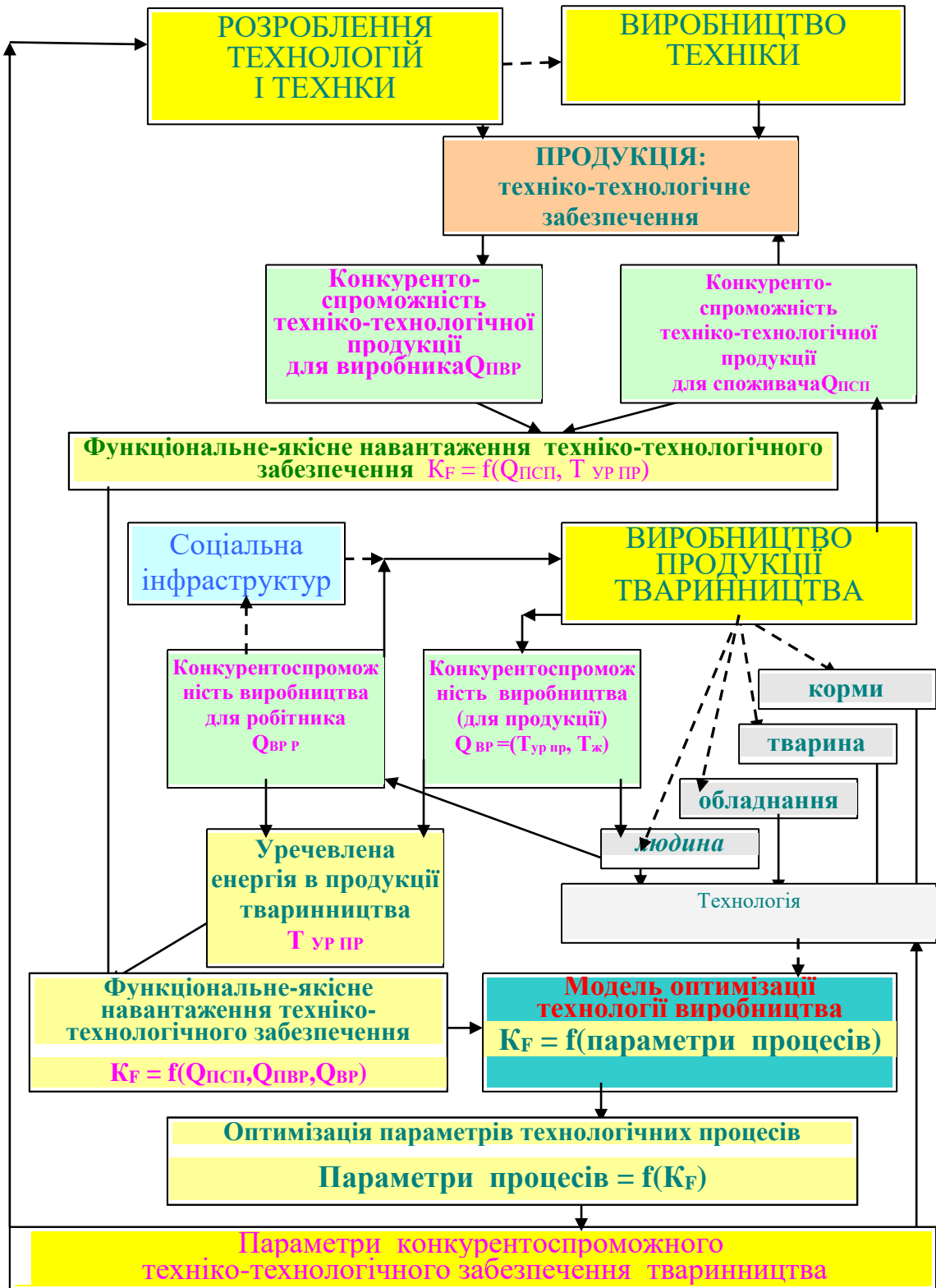


Рис. 2 Блок-схема оптимізації функціонального якісного навантаження техніко-технологічного забезпечення тваринництва

Ця модель має зворотній зв'язок, який дозволяє при визначеному показнику функціонального якісного навантаження оптимізувати параметри технологічного обладнання.

Моделювання здійснюється при умові найбільш повної гармонізації взаємодії всіх елементів виробництва і тварин, або системи „робітник - машина – корми - тварина - середовище”.

Визначення потрібної концентрації функціонального якісного навантаження техніко-технологічного забезпечення тваринництва на певному етапі його розвитку здійснюється моделюванням (рис.2) конкурентоспроможностей техніко-технологічної продукції і виробництва тваринницької продукції.

В цій схемі конкурентоспроможність технічної продукції для споживача, яким є технологія виробництва тваринницької продукції, визначається її якістю і ціною, які є основними факторами досягнення конкурентоспроможності. Крім якості і ціни продукції конкуруючими факторами на ринку техніки стали якість збереження і технічного сервісу та витрати споживача[2] при використанні продукції (рис.3).



Рис.3 Фактори конкурентоспроможності продукції для споживача

Вважаючи на те, що міжнародний стандарт якості ISO 8402-94 трактує якість продукції як сукупність її характеристик, що надають їй можливість забезпечувати встановлені та очікувані потреби споживача, який визначає її цінність. Визначивши, що цінність  $V$  продукції визначається корисністю для споживача і її можна представити як ефект  $E_B$  використання з урахуванням затрат  $C$  на використання та утилізацію в момент або після використання, то якість продукції для споживача, з урахуванням її безпечності, можна представити залежністю

$$\hat{E} = C_{\zeta} = \frac{V}{C} = \frac{\overset{\circ}{A}_A k_{\text{вир}}}{\tilde{N}}, \quad (2)$$

де  $K$  –якість продукції;

$C_3$  - міра задоволення споживача;

$V$  – цінність продукції для споживача;

$C$  –затрати споживача;

$E_v$  - корисний ефект використання продукції;

$k_{бр}$  – рівень безпечності продукції ( $k_{бр} \leq 1$ ).

В цій схемі фактор якості обслуговування, збереження і споживання (використання) оцінюється додатковим ефектом  $\Delta\Pi$  від підтримання якості продукції.

Виходячи з цього, конкурентоспроможність продукції для споживача можна представити як сукупність факторів - якість і ціна, якість зберігання і сервісу (використання) та витрати споживача

$$Q_{i\dot{N}i} = \frac{V}{C} \frac{\Delta\dot{I}}{\dot{O}_{i\dot{O}} k_{ci}}, \quad (3)$$

де  $\Delta\Pi$  - додатковий ефект від якості продукції, грн;

$C_{пр}$  - ціна продукції;

$k_{зп}$  - коефіцієнт задоволення попиту на продукцію (рівень насичення ринку);

$C$  – витрати споживача на використання та утилізацію продукції.

Оцінка конкурентоспроможності продукції для її виробника проводиться по деяких інших параметрам, пов'язаним з ефективністю виробництва і гарантією реалізації. Тут проблеми виробництва конкурентоспроможної продукції пов'язані з двома базовими складовими її якості: а) - якість цілі підприємства (оцінка й розуміння потреб споживача, тобто „виготовляти потрібну продукцію) і б) - якість виготовлення (зниження дефектної продукції - „виготовляти продукцію правильно ”) [2].

Головним фактором конкурентоспроможності продукції, що впливає з поняття якості цілі підприємства, стає нова складова якості продукції - її цінність як корисність для споживача – споживча корисність продукції.

Споживча корисність продукції, яка визначається за результатами моніторингу ринку продукції і є основним чинником формування думки споживача щодо придбання товару та головним показником при визначенні конкурентоспроможності продукції для виробника, виражається добутком величин, що оцінюють концентрацію функціонального якісного навантаження продукції в одиниці продукції і фізичну величину (об'єм, маса) виробляємої продукції, або продукту її активної експлуатації [3]  $P = K_F M_L$ , де  $P$  – споживча корисність виробляємої продукції;  $K_F$  – концентрація функціонального якісного навантаження продукції;  $M_L$  – фізична величина продукції (маса, параметри), або результат її активної експлуатації (використання).

Разом зі споживчою корисністю конкурентоспроможність продукції визначають - якість виготовлення, яка оцінює співвідношення  $E_B/C$  для споживача і ціна продукції, якість виробництва, яка оцінює затрати  $Z_{вр}$ , прибуток виробництва  $P_p$  та питома собівартість продукції  $C_{бп}$  повинні бути присутніми при визначенні конкурентоспроможності продукції для її виробника (рис.4).



Рис.4. Фактори конкурентоспроможності продукції для виробника

Виходячи з того, що  $C_{б} = M_L C_{бп}$ , то показник рівня конкурентоспроможності  $Q_{ПВР}$  продукції для виробника

$$Q_{i\hat{A}D} = \frac{K_F C_a \ddot{I}_{D\hat{A}}}{\tilde{N} C_{a\hat{d}} \ddot{O}_{i\hat{d}} k_{\hat{c}i}}, \quad (4)$$

де  $C_{б}$  - собівартість продукції;  $P_p$  - прибуток виробництва;  
 $Z_{вр}$  - затрати виробництва продукції.

Враховуючи, що споживча цінність товару встановлюється фактом його придбання і визначається корисністю продукції для споживача, то на момент придбання можна записати рівність конкурентоспроможностей для виробництва і споживача, або перше більше другого. Прирівнявши ці конкурентоспроможності і провівши певні перетворення з урахуванням того, що затрати виробництва тваринницької продукції можна виразити як  $C = T_{ур пр} + P_{от}$ , або  $C = T_{ур пр} k_{пот}$ , де  $T_{ур пр}$  - уречевлена праця (енергія) в продукції тваринництва;  $P_{от}$  - втрати виробництва, а  $k_{пот} = (T_{ур пр} + P_{от}) / T_{ур пр}$  ( $k_{пот} > 1$ ), визначимо залежність рівня функціонального якісного навантаження продукції з урахуванням вимог виробника і споживача

$$K_F \geq \frac{\ddot{O}_{\hat{d}i\hat{d}} k_{i\hat{d}} \Delta \ddot{I} k_{a\hat{d}} C_{a\hat{d}}}{\tilde{N} \tilde{N}_a \ddot{I}_{\hat{d}}}, \quad (5)$$

де  $k_{\text{пот}}$  – коефіцієнт, що враховує втрати виробництва тваринницької продукції.

Для реалізації основних принципів конкурентоспроможності техніко-технологічного забезпечення тваринництва України необхідно на державному рівні вирішити питання якісного кадрового забезпечення виробництва на селі. Для цього необхідно створити умови для мотивації праці для молодих працівників шляхом створення сучасних автоматизованих підприємств по виробництву і переробки продукції та об'єктів життєдіяльності з високими соціальними стандартами життя. Тобто необхідно запропонувати робітникам конкурентоспроможне виробництво тваринницької продукції, на рівні промислового у містах.

Основною цінністю виробництва для робітника, яка виступає чинником задоволення його потреб при прикладанні своєї праці, є показник оплати, умов, змісту і безпечності праці (якість і оплата праці), які повинні задовольняти матеріальні і духовні потреби робітників (купівля сучасного житла, медичне обслуговування, виховання дітей та ін.). Таким показником виступає показник корисності структури виробництва для робітників  $\eta_w$  (відношення величини виробничих елементів для відтворення робочої сили до всього потенціалу виробництва  $E_w/E$  [1]).

На трудову мотивацію також впливають перспективи розвитку як якість цілі підприємства (потенціал  $E$ , рівень наукоємності і індустріалізації технологій - співвідношення рівнів уречевленої праці техніко-технологічного забезпечення виробництва і живої прямої праці  $k_{\text{Турп}}/k_{\text{Тж}}$ ) та кар'єра робітників.

Всі ці чинники, разом з рівнем безпечності праці, є складовими конкурентоспроможності виробництва для робітника (рис 5).



Рис.5. Фактори конкурентоспроможності виробництва для робітника

Виходячи з вищевикладеного можна запропонувати вираз конкурентоспроможності виробництва для робітника  $Q_{\text{вр п}}$

$$Q_{\alpha\delta\delta} = \frac{\eta_W EK_{\delta} k_{\alpha} k_{\delta\delta\delta} k_{\delta\delta\delta}}{C_{\delta\alpha\delta} k_{\delta\alpha}}, \quad (6)$$

де  $\eta_B$  – показник корисності виробництва для робітників;  
 $E$  – потенціал виробництва;  
 $K_{\alpha}$  - рівень розвитку потенціалу підприємства;  
 $k_{\delta}$  – рівень безпечності виробництва;  
 $k_{T_{урт}}$ ,  $k_{T_{ж}}$  – еквівалентні рівні уречевленої праці (енергії) техніко-технологічного забезпечення та прямої праці у виробництві (приведені до одиниці продукції);  
 $k_{T_{урр}}$  – рівень професійної підготовки робітника;  
 $Z_{рвр}$  - затрати робітника для виробництва.

Виробництво вважається конкурентоспроможним коли рівень індустріалізації його технології буде постійно забезпечувати максимальне корисне використання живої праці робітників. Інакше якість праці (створення уречевленої праці в продукції), а точніше відношення  $T_{урр}/T_{ж}$  повинно прагнути до максимальної величини, а функціональне якісне навантаження робітників (рівень професійної підготовки робітника)  $k_{T_{урр}}$  повинен забезпечувати це.

Коли інтереси робітника і підприємства співпадають можна записати рівність

$$\frac{k_{T_{урр}} T_{урр}}{T_{ж}} = \frac{\eta_B EK_{\alpha} k_{\delta} k_{T_{урт}} k_{T_{урр}}}{Z_{рвр} k_{T_{ж}}}. \quad (7)$$

Виразив з (7)  $T_{урр}$

$$T_{\delta\delta\delta} = \frac{\eta_A EK_{\delta} \delta_{\alpha} k_{\alpha} k_{\delta\delta\delta} k_{\delta\delta\delta}}{C_{\delta\alpha\delta} k_{\delta\alpha} k_{\delta\delta\delta}}, \quad (8)$$

яке підставивши в (5) отримаємо залежність рівня функціонального якісного навантаження техніко-технологічного забезпечення з урахуванням конкурентоспроможностей виробника і споживача.

$$K_F \geq \frac{k_{\delta\delta\delta}}{k_{\delta\alpha}} \frac{\delta_{\alpha}}{C_{\delta\alpha\delta}} \frac{\eta_W \eta_{\delta}}{\eta_{\delta}} \hat{E}_{\delta} k_{\alpha} k_{\alpha\delta} k_{\delta\delta}, \quad (9)$$

де  $\eta_{пр}$  – норма прибутку ( $\eta_{пр} = \Pi_p/E$ );  $\eta_{кч}$  - коефіцієнт ефективності якості ( $\eta_{кч} = \Delta\Pi/C$ ).

Таким чином отримано залежності показника функціонально-якісного навантаження техніко-технологічної продукції та його конкурентоспроможності для вітчизняного виробника, які дозволяють виставити вимоги до якості виконання і параметрів технологічних процесів виробництва тваринницької продукції.

*Висновки.* Розроблено методологію оптимізації параметрів техніко-технологічного забезпечення тваринництва України шляхом визначення залежності показника функціонального якісного навантаження техніко-технологічного забезпечення тваринництва, який відображає рівень функціонального навантаження обладнання та якість, екологічність і надійність виконання технологічних функцій і втрат виробництва, і базуються на основі аналізу та синтезу конкурентоспроможностей технічної продукції і виробництва тваринницької продукції.

Література

- 1 *Шацкий В.В.* Моделирование механизированных процессов приготовления кормов/ В.В. Шацкий – Запорожье.: ПЦ „Х-ПРЕСС”, 1998. -140с.
- 2 *Ганаба М.Д.* Якість як основний критерій виробництва конкурентоспроможної продукції/М.Д. Ганаба// Економіка АПК 2006/- № 9.-С.108-113.
- 3 *Бабицкий А.Ф.* Модель экономики производством: Система экономических методов управления (СЭМУ)/А.Ф.Бабицкий. -К.: О-во «Знание» УССР, 1989.-48с.

## **МЕТОДОЛОГИЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОГО ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЖИВОТНОВОДСТВА**

Шацкий В.В., Скрыар А.Г., Милько Д.А.

### *Аннотация*

**Предложены теоретические предпосылки конкурентоспособности технико-технологического обеспечения животноводства на основе оптимизации его функциональной качественной нагрузки.**

## **METHODOLOGY OF OPTIMIZATION OF PARAMETERS COMPETITIVE TECHNIQUE TECHNOLOGICAL PROVIDING OF STOCK-RAISING**

V. Shatsky, A. Sklyar, D. Milko

### *Summary*

**Theoretical pre-conditions of competitiveness of the technical technique technological providing of stock-raising are offered on the basis of optimization of his functional high-quality loading.**



УДК 630.171.075.3

## АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗНИКА ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН В РОСЛИНИЦТВІ

Роговський І.Л. к.т.н., с.н.с.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: +38 (044) 527-88-95

**Анотація** – в статті представлено результати щодо аналітичного опису математичної моделі поетапного опису визначення комплексного ефективности системи машин в рослинництві.

**Ключові слова** – комплексний показник, модель, наробіток, ефективність, система машин.

*Постановка проблеми.* Підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва можливе за рахунок використання такої системи машин, яка забезпечує збільшення урожаю і зменшення затрат на його одержання. Для визначення ефективних технологій і технологічних комплексів машин потрібно використовувати сучасні методи їх оцінки і обґрунтовувати їх перспективи, що носять випадковий характер.

*Аналіз останніх досліджень.* Система машин в конкретних умовах виробництва продукції рослинництва з врахуванням кінцевих результатів самої сільськогосподарської продукції досліджувалась член-кореспондентом УААН О.В. Сидорчуком [1] та учнями його школи [2, 3]. Даними методиками передбачається рішення фасетних задач за періодами сільськогосподарських робіт, на вирощування окремих сільськогосподарських культур і на підприємстві в цілому. Поряд з цим проф. А.І. Бойко [4] запропонував для характеристики впливу термінів виконання технологічних операцій визначати можливі втрати врожаю за рахунок проведення робіт не в рекомендовані агротехнічні терміни. Однак не було запропоновано комплексного показника оцінки ефективності системи машин [5].

*Формулювання цілей статті.* Вбачається за коректне опис комплексного показника ефективності системи машин через врахування кінцевих результатів сільськогосподарського виробництва, затрат на експлуатацію системи машин й втрат продукції виробництва внаслідок нераціонального використання системи машин.

*Основна частина.* Якщо прийняти врожай сільськогосподарських культур за умовно досягнуту одиницю, тоді на кожний день виконання робіт понад агротехнічні терміни отримаємо втрати  $W_i$

$$W_i = (1 - f)^i, \quad (1)$$

де  $f$  – коефіцієнт втрат врожаю за добу при проведенні роботи понад агротехнічні терміни;

$n$  – кількість днів роботи понад агротехнічні терміни,  $i = \overline{1, n}$ .

Сукупні втрати за  $n$  днів оцінюються як

$$W_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n W_i = \sum_{i=1}^n (1 - f)^i. \quad (2)$$

Виконавши сумування у виразі (2), отримаємо

$$W_{\Sigma} = (1 - f) \cdot \frac{(1 - f)^n - 1}{f}. \quad (3)$$

Якщо позначити через  $N$  раціональні агротехнічні терміни виконання технологічних операцій в календарних днях, то коефіцієнт дотримання термінів виконання операцій можливо визначити за виразом

$$F_{\Sigma} = \frac{N + \left(\frac{1}{f} - 1\right) \cdot ((1 - f)^n - 1)}{N + n} = \frac{N + (1 - f^{-1}) \cdot (1 - (1 - f)^n)}{N + n}. \quad (4)$$

Коефіцієнт якості виконання операцій визначається у відповідності до [6]. Однак відносний одиничний показник якості для визначеної операції

$$q_{\Sigma} \in \begin{cases} \frac{q}{q_0}, & \text{якщо } q < q_0 \\ \frac{q_0}{q}, & \text{якщо } q > q_0 \end{cases}, \quad (5)$$

де  $q_0$  – значення одиничного показника якості у відповідності до агротехнічних вимог;

$q$  – фактично тримані значення одиничного показника якості виконання операцій.

Для кожної технологічної операції визначається середньозважене показника якості

$$\bar{q}_m = \sum_{j=1}^z (q_{m_j} \cdot Q_{m_j}), \quad (6)$$

де  $Q_j$  – коефіцієнт вагомості  $j$ -го одиничного показника якості на виконанні визначеної  $m$ -ї технологічної операції, де  $j = \overline{1, z}$ .

Тоді коефіцієнт якості виконання технологічних операцій будемо характеризувати втратами врожаю

$$W = \left( \prod_{m=1}^z \bar{q}_m \right)^{\chi}, \quad \chi < 1. \quad (7)$$

Для визначення числових значень показника  $\chi$  в виразі (7), необхідно отримати хроноряди, що описують вплив показника якості виконання технологічних операцій на врожай. Проведені дослідження [7] дозволили визначити, що  $\chi$  може бути прийняти в межах 0,065...0,123. При цьому необхідно відзначити, що на десяти дослідах виробництва ярого ячменю при збільшенні нерівномірності внесення органічних добрив з 20% до 68% врожайність знизилась на 34%, що відповідає значенню  $\chi$  в 0,123. Крім того на обробці ґрунту під цукровий буряк за різними технологічними схемами, при збільшенні кількості фракцій менших 25 мм з 3,6% до 23,7% отримано зниження врожаю на 11,7%,  $\chi$  рівний 0,065.

Враховуючи, що виробництво сільськогосподарської продукції в аграрному підприємстві здійснюється при бажаному дотриманні режиму раціональної витрати матеріально-технічних ресурсів, введемо показники ефективності використання системи машин. Всі вони зводяться до комплексного показника ефективності, який можемо описати як відносну кількісну оцінку ступеня використання потенційних можливостей системи машин, яка ґрунтується на співставленні фактичних показників з нормативними.

Комплексний показник використання системи машин можна представити виразом

$$R = \frac{\sum_{v=1}^V (\varepsilon_v \cdot \varphi_v)}{\sum_{v=1}^V \varphi_v}, \quad (8)$$

де  $\varepsilon_v$  – монотонно безрозмірна функція зміни  $v$ -го показника ефективності системи машин;

$\varphi_v$  – вагомість  $v$ -го показника ефективності системи машин;

$V$  – загальна кількість показників ефективності системи машин.

Всі значення  $\varepsilon_v$  безрозмірні і повинні наближатись до максимального значення, тобто одиниці. Визначаються вони у відповідності з критерієм наступним чином. Якщо показник прогнозно зменшуємо, то

$$\varepsilon_v = \frac{E_{i_v}}{E_{\delta_v}}, \quad (9)$$

якщо збільшити, то:

$$\varepsilon_v = \frac{E_{\delta_v}}{E_{i_v}}, \quad (10)$$

де  $\dot{L}_{\delta_v}$  – фактичне значення показника ефективності системи машин;

$\dot{L}_{i_v}$  – нормативне значення показника ефективності системи машин.

Вагомість критеріїв визначаємо методом експертних оцінок, при чому в абсолютних (ненормативних) значеннях в межах 0...1. Враховуючи

те, що вагомість відтворює суб'єктивну оцінку випадкової величини, яка в свою чергу групується навколо невідомого математичного очікування  $M(\phi)$ . Так як істинне значення  $M(\phi)$  визначити ускладнено, допустимо прийняти таку оцінку через вираз

$$M(\phi) = \int_{-\infty}^{+\infty} \phi \cdot f(\phi) d\phi, \quad (10)$$

і дисперсію

$$D(\phi) = \int_{-\infty}^{+\infty} [\phi - M(\phi)]^2 \cdot f(\phi) d\phi, \quad (11)$$

де  $f(\phi)$  – функція щільності розподілу ймовірності  $\phi$ .

Зазвичай, при обробці експертної інформації обмежуємо обчислення математичного очікування вагомості і ступеня узгодженості між експертами. В якості вагомості можемо зазначити середню величину, тобто точкове значення, що не дозволяє враховувати ймовірнісну природу отримання даних. Так як експерти величину вагомості можуть оцінювати по різному для одного і того ж показника в значних межах, вводимо апріорні значення вагомості критеріїв. Функцію розподілу ймовірності, побудовану на апріорних оцінках, називають апріорною, а функцію, отриману за результатами експертизи – функцією правдоподібності. Об'єднавши функцію апріорності і правдоподібності за теоремою Байеса, отримаємо узгодження в апостеріорній функції, за якою визначаємо довірчий інтервал вагомості. Тому в подальшому використовуємо не точкове значення  $\phi$ , а довірчий інтервал. Враховуємо, що  $\phi \in [0;1]$ , тоді апріорна функція щільності представляється через бета-функцію виду

$$P(a_1, b_1) = k_1 \cdot \phi^{a_1-1} \cdot (1-\phi)^{b_1-1}, \quad (13)$$

функція правдоподібності виражається наступною бета-функцією

$$P(\phi, a_1, b_1) = k_2 \cdot \phi^{a_2-1} \cdot (1-\phi)^{b_2-1}, \quad (14)$$

де  $a_1, b_1, a_2, b_2$  – параметри розподілу;

$k_1, k_2$  – нормуючі константи.

Параметри для виразів (13) і (14) визначаємо за наступними виразами

$$a = \bar{\phi} \left[ \frac{\bar{\phi} \cdot (1-\bar{\phi})}{D^2} - 1 \right], \quad (15)$$

$$b = (1-\bar{\phi}) \left[ \frac{\bar{\phi} \cdot (1-\bar{\phi})}{D^2} - 1 \right], \quad (15)$$

де  $\bar{\phi}$  – вибіркове середнє значення ймовірності показника ефективності системи машин;

$D^2$  – вибіркова дисперсія.

Використавши об'єднання за теоремою Байеса виразів (13) і (14), отримаємо апостеріорну функцію для  $\phi$

$$P(a, b, \phi) \wedge P(a_1, b_1) \wedge P(a_2, b_2, \phi) = k \cdot \phi^{a_1+a_2-2} \cdot (1-\phi)^{b_1+b_2-2}, \quad (17)$$

де  $k$  – нормуюча константа, знак  $\wedge$  позначає пропорційність.

Вираз (17) відноситься до функцій бета-розподілу з параметрами  $a = a_1 + a_2 - 1$  і  $b = b_1 + b_2 - 1$ . Визначивши нормуючі константи через числове інтегрування виразу (17) оцінемо апостеріорне математичне очікування

$$M(\phi) = \frac{a}{a+b}, \quad (18)$$

і дисперсію

$$D(\phi) = \frac{a \cdot b}{(a+b)^2 \cdot (a+b+1)}. \quad (19)$$

Якщо при оцінці ефективності використання системи машин виникла необхідність уточнити значення вагомості виконуємо наступні етапи. Приймаємо нові значення вагомості, за якими визначаємо параметри функції правдоподібності за виразами (15) і (16). Наступним етапом за виразами (18) і (19) визначаємо апостеріорні середні і дисперсію. Далі для кожного значення вагомості визначаємо довірчі інтервали за виразом

$$l = M(\phi) \pm t_\alpha \cdot \sqrt{\frac{D(\phi)}{L}}, \quad (20)$$

де  $t_\alpha$  – коефіцієнт Стюдента при рівні значимості  $\alpha$ , де  $\alpha$  для умов сільськогосподарського виробництва становить 0,05;

$L$  – кількість експертів, що прийняли участь в оцінці вагомості показника ефективності системи машин.

Після обчислень за виразом (8) комплексного показника використання системи машин необхідно оцінити його значення. Виходячи з критеріїв, фактичні показники використання системи машин повинні бути не гірші нормативних, як наслідок, значення відносних змін показників завжди наближаються до одиниці. Таким чином, якщо значення комплексного показника менше одиниці, то рівень використання системи машин низький, а якщо більше або рівний одиниці, то рівень використання задовільний.

За вищенаведеними етапами виконано обчислення, що зведені до табличної форми представлення (таблиця1).

Таблиця 1 - Розрахунок комплексного показника використання системи машин на аграрному підприємстві Київської області

Показник	$\varphi_v$	$E_{i_i}$	$E_{\delta_i}$	$\varepsilon_v$	$R$
Коефіцієнт дотримання термінів виконання операції	1,000	1,000	0,924	0,924	0,924
Коефіцієнт якості виконання операції	1,000	1,000	0,958	0,953	0,954
Денний наробіток, %	0,76±0,03	100	65±5	0,65±0,05	0,488±0,042
Затрати на експлуатацію системи машин, тис.грн/га	0,70±0,02	78	83	0,940	0,865±0,019
Питома витрата палива, л/га	0,80±0,02	152	160	0,95	0,760±0,019
Разом	4,26±0,07				3,99±0,08

$$\text{Комплексний показник } R = \frac{3,99 \pm 0,08}{4,26 \pm 0,07} = 0,935 \pm 0,024;$$

$R = 0,911...0959$ . Отже, значення довірчого інтервалу для комплексного показника не більше одиниці, тобто рівень використання системи машин низький. В подальшому за результатами оцінки рівня використання системи машин проводимо аналіз відповідного комплексного показника, і виявляємо, за яким показником є відхилення в негативний бік від нормативних. І розробляються та запроваджуються заходи з підвищення рівня використання системи машин.

*Висновки.* Запропоноване в статті рішення дозволяє з урахуванням кінцевих результатів сільськогосподарського виробництва не тільки вести облік витрат на експлуатацію системи машин, але й втрат продукції виробництва внаслідок нераціонального використання сільськогосподарських машин. Приведені розрахункові вирази дозволяють визначити фактичну ефективність використання системи машин на підставі лише даних про фактичні терміни і якість виконаних робіт.

## Література

1. Сидорчук О. Системно-технологічні засади створення проєктів машинно-тракторного парку сільськогосподарських підприємств / О. Сидорчук // Вісник Львівського національного аграрного університету. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип. 12. Т. 1. – С. 7–16.
2. Пастушенко С.І. Розвиток наукових основ розробки сільськогосподарської техніки підвищеної енергоефективності / С.І. Пастушенко // Автореф. дис... д-р техн. наук, 05.05.11. – К., 2004. – 32 с.
3. Сидорчук Л. Задачі ідентифікації конфігурації комбайнового парку в проєктах систем централізованого збирання ранніх зернових культур / Л.О. Сидорчук // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДШВТ, 2007. – Вип. 10., кн. 1. – С. 214–219.
4. Бойко А.І. Вплив розвитку вторинного ринку на подовження терміну використання сільськогосподарської техніки / А.І. Бойко, А.В. Новицький // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 80. – С. 310–314.
5. Роговський І.Л. Оцінка вагомості показників технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування / І.Л. Роговський // Збірник тез доповідей конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів ННТІ НУБіП України: Секції ННЦ конструювання і надійності машин для сільського, лісового і водного господарств та харчових технологій (березень 2009 року). – К., 2009. – С. 39–41.
6. СОУ 29.3.30:2008. Випробування сільськогосподарської техніки. Комплексна оцінка машин. Програма і методи. – К., 2009. – 44 с.
7. Удосконалити методи, обґрунтувати структуру машинно-тракторного парку і нормативи потреби в матеріально-технічних ресурсах на виробництво продукції рослинництва за ресурсозберігаючими технологіями / Звіт про НДР // ННЦ “ІМЕСГ”. – №ДР0102U000208. – Глеваха, 2003. – 59 с.

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ МАШИН В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ**

Роговський І.Л.

*Аннотація*

**В** статтє представлєны результати относительно аналитического описания математической модели поэтапного описания определения комплексного эффективности системы машин в растениеводстве.

## ANALYTICAL DESCRIPTION OF COMPLEX PARAMETRE OF SYSTEM EFFECTIVENESS OF MACHINES IN PLANT GROWING

I. Rogovskiy

### *Summary*

**In paper results of the analytical description of mathematical model of the stage-by-stage description of definition of a complex system effectiveness of machines in plant growing are presented.**

УДК 631.316

## ВИБІР ПАРАМЕТРІВ БЕЗЗЧІПОЧНИХ КУЛЬТИВАТОРІВ ДЛЯ СУЦІЛЬНОГО ОБРОБКУ ҐРУНТУ

Вершков О.О., к.т.н.,

Коломієць С.М., к.т.н.,

Антонова Г.В., ст. викл.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42–11–72

***Анотація*** – стаття присвячена вибору оптимальних параметрів беззчіпочних культиваторів до основних типів тракторів і відповідних їм експериментальних значень критеріїв оптимізації, які дозволяють визначити загальні тенденції зміни параметрів залежно від умов зон та типу тракторів.

***Ключові слова*** – культиватор, ширина захвату, параметри оптимізації, енергонасичений трактор.

*Постановка проблеми.* Різноманітність ґрунтово-кліматичних зон нашої країни і оснащення сільського господарства мобільними енергетичними засобами різного класу тяги викликає необхідність в подальшій оптимізації параметрів культиваторів для суцільного обробку ґрунту.

*Аналіз останніх досліджень.* В даний час певна оптимізація досягається використанням універсальних зчіпок СП-11, СП-16 з культиваторами КПС-4, що дозволяє складати агрегати шириною захвату



8...16 м. Проте, великий ступінь регулювання ширини захвату (4 м), кратний ширині захвату одного культиватора, не дозволяє, у ряді випадків, раціонально використовувати ті, що випускаються, і перспективні трактори.

В даний час в нашій країні і за кордоном визначилася тенденція створення, так званих, «беззчіпочних» культиваторів, однією з відмінних особливостей яких є спеціалізоване використання з тракторами певного класу тяги. Це пов'язано з конструктивною відмінністю беззчіпочних культиваторів, які складаються, як правило, з секцій, зв'язаних між собою. Тому діапазон зміни ширини захвату беззчіпочних культиваторів залежить від ширини захвату окремої секції і їх кількості в культиваторі. Узв'язку з цим питання вибору оптимальних параметрів беззчіпочних культиваторів набуває особливої актуальності.

*Формулювання цілей статті.* Відомо, що вибір оптимальних параметрів агрегатів може бути здійснений за максимальною продуктивністю і мінімальними приведеними витратами. Проте, такий підхід не повністю відображає техніко - економічну ефективність роботи агрегату.

Певний об'єм робіт в задані терміни може бути практично виконаний як широкозахватними агрегатами, так і агрегатами з меншою шириною захвату, але з більшою робочою швидкістю руху.

З погляду використання потужності трактора доцільний агрегат такої ширини захвату, який давав би максимальну продуктивність. Разом з тим можливі випадки, коли економічно доцільно використовувати трактор з невеликою за шириною захвату машиною, але з більшою швидкістю руху. Проте, з одного боку, надмірне збільшення швидкості руху агрегату може бути обмежене зниженням якості роботи і погіршенням умов праці механізатора. З іншого, надмірне збільшення ширини захвату агрегату і зниження швидкості руху пов'язане зі збільшенням маси культиватора і його вартості.

В той же час велике різноманіття ґрунтово-кліматичних зон нашої країни вимагає диференційованого підходу до вибору параметрів агрегату з метою раціонального використання парку тракторів і культиваторів.

*Основна частина.* Для вирішення завдання оптимізації параметрів культиваторів за основу була прийнята методика, розроблена спільно ВІСХОМ і НАТІ. Математична модель дослідження оптимальних параметрів в загальному вигляді представлена таким чином:

- характеристика процесу:

$$P_T = f_1(G_{\text{ет}}, B, V, K_{\text{шт}});$$

$$\delta = f_2(P_{\text{кр}}, G_{\text{ет}});$$

$$N = f_3(P_T, G_{\text{ет}}, V, \delta);$$

$$W = f_4(B, V, \tau),$$

- функція мети (критерії, за якими проводиться оптимізація параметрів):

$$C_{\text{пр}} = f_5(W, B, V, Z, \dots);$$

$$M = f_6(B, G_K, G_M);$$

$$G_{\text{П}} = f_7(N, \tau).$$

- обмеження:

$$V \leq V_{\text{max}}; \quad \delta \leq \delta_{\text{max}};$$

$$N_e - 1,47 \leq N_i \leq N_e + 1,47.$$

Згідно математичної моделі характеристикою процесу є:

- тяговий опір культиватора ( $P_T$ ) при заданій експлуатаційній масі трактора ( $G_{\text{ет}}$ ), ширині захвату ( $B$ ), питомому опорі ґрунту ( $K_{\text{пит}}$ ) і швидкості руху агрегату;

- буксування двигунів тракторів ( $\delta$ ) залежно від зусилля крюка трактора ( $P_{\text{кр}}$ ) і його експлуатаційної маси;

- використовувана потужність двигуна трактора ( $N$ ) залежно від тягового опору культиватора, експлуатаційної маси, швидкості руху і буксування двигунів;

- продуктивність агрегату ( $W$ ) залежно від ширини захвату, швидкості руху і коефіцієнта використання часу зміни ( $\tau$ ).

Функцією мети є розрахунок приведених витрат ( $C_{\text{пр}}$ ), матеріаломісткості ( $M$ ) і витрати пального ( $G_{\text{п}}$ ) для кожного варіанта ширини захвату і швидкості руху агрегату, при заданій масі трактора і його потужності, і вибір оптимальних параметрів агрегату за їхніми мінімальними значеннями.

На всіх етапах проведення розрахунку відбувається перевірка агрегату на допустиму величину буксування двигуна трактора (для колісних -  $\delta_{\text{max}} = 18\%$ , гусеничних -  $\delta_{\text{max}} = 5\%$ ) і величину використовуваної потужності, яка не повинна перевищувати номінальну потужність двигуна на величину  $\pm 1,47$  кВт.

Крім того, до вказаної методики додатково введені:

- розрахунок використовуваної маси трактора, що визначається з виразу:

$$G_B = \frac{P_T}{K_G \cdot \mu_{\text{max}}},$$

де  $P_T$  - тяговий опір культиватора, кН;

$K_G$  - коефіцієнт зчеплення двигуна трактора з ґрунтом;

$\mu_{\text{max}}$  - максимальне значення коефіцієнта використання зчіпної маси трактора;

$$\mu_{\text{max}} = \frac{P_{T\text{max}}}{G_{\text{ет}}},$$

де  $P_{T_{\max}}$  - максимальне значення тягового опору, кН;  
 - розрахунок витрати пального, що визначається з виразу:

$$G_{\Pi} = q_{\Pi} \cdot N_e \cdot \tau,$$

де  $q_{\Pi}$  - питома витрата пального при даній потужності двигуна, кг/кВт·год.

$$q_{\Pi} = q_e \left[ 1 + \gamma \left( 1 - \frac{N_e}{N_H} \right)^{\gamma_1} \right],$$

де  $q_e$  - питома витрата пального при номінальній потужності двигуна трактора, кг/кВт·год.;

$\gamma, \gamma_1$  - коефіцієнти, які дорівнюють:  $\gamma = 1,2386$ ;  $\gamma_1 = 2,3753$  (для дизельних тракторних двигунів).

Розрахунок оптимальних параметрів проводився для чотирнадцяти типів тракторів, що випускаються, і перспективних. При цьому технічна характеристика перспективних - за результатами попередніх випробувань дослідних і макетних зразків.

Розрахункові оптимальні параметри культиваторів до основних типів тракторів і відповідні їм експериментальні значення критеріїв оптимізації приведені в таблицях (1–4).

Таблиця 1 - Ширина захвату  $B$  (м) і швидкість руху  $V$  (м/с), що забезпечують мінімальну питому матеріаломісткість  $M$  (кг/га)

Марка трактора	I			II			III			IV			V		
	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$
Беларус-80.1	3	4,0	1,65	4	3,4	1,36	4	3,2	1,41	4	3,2	1,33	4	3,0	1,43
ХТЗ-121	6	4,2	1,69	6	4,2	1,16	7	3,8	1,23	6	4,0	1,16	5	4,2	1,27
Т-151К	6	4,0	2,35	7	3,8	1,59	8	3,4	1,59	8	3,4	1,56	8	3,2	1,69
ХТЗ-17221	6	4,2	2,33	8	3,8	1,56	9	3,6	1,51	8	3,8	1,46	7	4,0	1,52
Коваль-5300	8	3,6	3,22	11	3,0	2,03	11	3,0	1,92	11	3,0	1,86	11	2,8	2,03
Коваль-5350	8	4,2	2,87	12	3,6	1,8	12	3,6	1,71	10	4,0	1,62	10	3,8	1,74
Беларус- 2522ДВ	16	4,2	3,24	24	3,8	1,61	19	4,2	1,52	19	4,2	1,47	20	4,0	1,57
ДТ-75	4	2,2	3,58	5	2,0	2,65	5	2,0	2,56	6	1,8	2,54	4	2,2	2,62
ДТ-75Д	4	3,0	2,94	6	2,4	2,26	6	2,4	2,17	6	2,4	2,13	4	2,8	2,32
ХТЗ-153Б	4	3,2	2,77	6	2,6	2,09	5	2,6	2,06	6	2,4	2,13	6	2,4	2,17
ВТ-150	6	4,2	2,21	8	3,6	1,57	7	3,8	1,51	7	3,8	1,48	8	3,4	1,58
ВТ-150Д	8	3,2	2,66	8	3,2	1,68	7	3,4	1,57	8	3,2	1,57	7	3,4	1,61
ТЯ-200	9	4,2	2,22	13	3,6	1,45	9	4,2	1,31	9	4,9	1,38	9	4,2	1,27
КТ-5701- 01	20	4,2	3,49	23	3,8	1,79	19	4,2	1,57	18	4,2	1,54	17	4,2	1,61

Таблиця 2 - Ширина захвату  $B$  (м) і робоча швидкість  $V$  (м/с), що забезпечують максимальну продуктивність  $W$  (га/га)

Марка трактора	I			II			III			IV			V		
	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$	$B$	$V$	$M$
Беларус-80.1	5	3,0	3,04	5	3,0	4,24	5	2,8	4,09	5	2,8	4,13	5	2,6	3,82
ХТЗ-121	6	4,2	4,63	7	3,8	6,99	7	3,8	7,24	6	4,0	6,7	7	3,4	6,57
Т-151К	12	2,8	4,5	12	2,8	8,15	12	2,6	8,14	12	2,6	8,27	12	2,4	7,60
ХТЗ-17221	11	3,2	4,89	12	3,0	9,14	13	2,8	9,24	13	2,8	9,32	13	2,6	8,68
Коваль-5300	14	2,6	4,47	18	2,2	8,86	18	2,2	9,72	18	2,2	9,94	19	2,0	9,35
Коваль-5350	12	3,6	5,64	21	2,6	11,29	21	2,6	12,43	18	2,8	12,01	19	2,6	11,58
Беларус-2522ДВ	20	4,2	7,67	27	3,6	16,90	25	3,6	17,68	25	3,6	18,14	24	3,6	17,26
ДТ-75	6	1,8	2,09	7	1,6	3,15	9	1,4	3,65	9	1,4	3,7	10	1,2	3,47
ДТ-75Д	7	2,2	2,77	11	1,6	4,60	11	1,6	4,92	11	1,6	5,0	11	1,6	4,93
ХТЗ-153Б	8	2,2	2,97	11	1,8	5,13	12	1,6	5,3	10	1,8	5,12	12	1,6	5,31
ВТ-150	8	3,6	4,69	17	2,2	8,52	15	2,4	9,08	12	2,6	8,27	14	2,4	8,6
ВТ-150Д	7	3,6	4,38	13	2,4	7,56	15	2,2	8,44	11	2,6	7,7	14	2,2	7,99
ТЯ-200	10	4,2	5,99	16	3,2	11,2	15	3,2	11,48	15	3,2	11,7	14	3,2	10,91
КТ-5701- 01	21	4,2	7,78	30	3,4	17,09	28	3,4	18,2	25	3,6	18,14	29	3,2	17,86

Таблиця 3 - Ширина захвату  $B$  (м) і робоча швидкість  $V$  (м/с), що забезпечують мінімальні приведені витрати  $C_{п}$  (грн/га)

Марка трактора	I			II			III			IV			V		
	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$
Беларус-80.1	4	3,4	2,14	5	3,0	1,56	5	2,8	1,62	5	2,8	1,6	5	2,6	1,72
ХТЗ-121	6	4,2	2,35	7	3,8	1,61	7	3,8	1,68	6	4,0	1,66	7	3,4	1,71
Т-151К	7	3,8	2,67	12	2,8	1,65	11	2,8	1,65	11	1,8	1,62	11	2,6	1,74
ХТЗ-17221	11	3,2	2,89	12	3,0	1,69	12	3,0	1,70	12	3,0	1,66	12	2,8	1,78
Коваль-5300	11	3,0	3,31	16	2,4	1,88	16	2,4	1,75	16	2,4	1,71	19	2,0	1,84
Коваль-5350	9	4,0	3,57	15	3,2	2,03	20	2,6	1,9	17	3,0	1,86	19	2,6	1,96
Беларус- 2522ДВ	20	4,2	4,31	27	3,6	2,10	25	3,6	1,98	23	3,8	1,95	24	3,6	2,03
ДТ-75	5	2,0	2,61	6	1,8	1,84	9	1,4	1,73	9	1,4	1,70	8	1,4	1,85
ДТ-75Д	6	2,4	2,5	8	2,0	1,69	11	1,6	1,62	8	2,0	1,60	9	1,8	1,66
ХТЗ-153Б	6	2,6	2,43	8	2,2	1,62	9	2,0	1,57	9	2,0	1,55	12	1,6	1,61
ВТ-150	8	3,6	2,53	15	2,4	1,60	12	2,8	1,58	11	2,8	1,55	14	2,4	1,55
ВТ-150Д	8	3,2	2,58	11	2,6	1,62	13	2,4	1,55	11	2,6	1,53	14	2,2	1,55
ТЯ-200	10	4,2	2,74	16	3,2	1,60	14	3,4	1,60	12	3,6	1,59	14	3,2	1,62
КТ-5701- 01	21	4,2	4,08	27	3,6	2,01	28	3,4	1,88	25	3,6	1,85	29	3,2	1,92

Таблиця 4 - Ширина захвату  $B$  (м) і швидкість руху  $V$  (м/с), що забезпечують мінімальну витрату пального  $G_{п}$  (кг/га)

Марка трактора	I			II			III			IV			V		
	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$	$B$	$V$	$C_{п}$
Беларус-80.1	6	2,2	4,08	6	2,2	2,78	6	2,0	2,75	5	2,8	3,08	5	2,6	3,19
ХТЗ-121	8	3,0	5,2	8	3,0	3,18	7	3,8	3,71	7	3,8	3,47	7	3,4	3,70
Т-151К	10	3,0	6,27	12	2,8	3,57	12	2,6	3,43	12	2,6	3,37	11	2,6	3,61
ХТЗ-17221	11	3,2	6,72	14	2,8	3,65	13	2,8	3,58	13	2,8	3,5	12	2,8	3,76
Коваль-5300	10	3,0	7,17	18	2,2	3,68	20	2,0	3,46	18	2,2	3,44	16	2,2	3,70
Коваль-5350	10	3,8	8,04	19	2,6	4,01	21	2,6	3,90	18	2,8	3,89	19	2,6	4,02
Беларус-2522ДВ	16	4,2	10,22	28	3,4	5,11	26	3,4	4,81	24	3,6	4,79	23	3,6	5,13
ДТ-75	7	1,6	4,39	9	1,4	2,67	9	1,4	2,66	9	1,4	2,57	8	1,4	2,83
ДТ-75Д	8	2,0	4,91	11	1,6	2,83	11	1,6	2,79	11	1,6	2,73	11	1,6	2,88
ХТЗ-153Б	7	2,4	4,48	11	1,8	2,91	12	1,6	2,90	12	1,6	2,89	12	1,6	2,91
ВТ-150	9	3,2	6,14	16	2,2	3,27	15	2,4	3,30	12	2,6	3,3	14	2,4	3,43
ВТ-150Д	8	3,2	5,84	14	2,2	3,19	14	2,2	3,33	11	2,6	3,27	14	2,2	3,29
ТЯ-200	8	4,2	6,85	18	2,6	3,59	15	3,2	3,8	12	3,6	3,93	14	3,2	3,98
КТ-5701- 01	25	3,6	11,73	28	3,4	5,14	30	3,2	4,79	25	3,6	4,86	29	3,2	4,99

Отримані результати дозволяють визначити загальні тенденції зміни параметрів залежно від умов зон та типу тракторів. Так, наприклад, порівняємо ефективність використання культиваторного агрегату з трактором Беларус-80.1 в зонах №1 і №2; базовою будемо рахувати зону №2. Використання культиваторного агрегату в зоні №1 з трактором Беларус-80.1 дає приріст приведених витрат на 37%, матеріаломісткості - на 21,3%, витрати пального - на 46,8% і зниження продуктивності на - 28%, а з трактором Коваль-5350, відповідно, на 75%; 59,4%; 100,5% і 50%. Як видно, інтенсивніший характер зміни екстремальних значень критеріїв оптимізації спостерігається при використанні агрегату з трактором К-701. В той же час порівняння екстремальних значень критеріїв оптимізації цих складів при використанні в інших зонах, показує їх однакову ефективність. Це вказує на необхідність правильного вибору складу агрегату при їх використанні в зонах з малими розмірами польових ділянок.

Значний вплив на зміну екстремальних значень критеріїв оптимізації чинить питомий опір ґрунтів. Наприклад, використання агрегату з трактором Т-151К в зоні №5 приводить до приросту приведених витрат на 7%, матеріаломісткості - на 8,3%, витрати пального - на 7,1% і зниження продуктивності - на 8,1%, в порівнянні з зоною №4, питомий

опір якої на 7% нижчий. Це слід враховувати при екстраполяції результатів розрахунку стосовно умов конкретних зон.

Окрім цього, з аналізу результатів розрахунку встановлено вплив співвідношення довжини гону польових ділянок і їх ширини на параметри МТА. Так, в зоні №2, де довжина польових ділянок в середньому складає 300 м ( $L = 300$  м), при ширині 800 м, ширина захвату культиватора в середньому на 1...2 м більша, ніж, наприклад, в зоні №4, де довжина гону складає 1500 м, при тій же ширині польової ділянки. Проте, швидкість руху при цьому вища у агрегатів, що працюють в зоні №4. Пояснюється це, перш за все, величиною коефіцієнта використання часу зміни. На польових ділянках з невеликою довжиною, при достатньо великій ширині, вигідніше працювати агрегатом з більшою шириною захвату, але з меншою швидкістю. В той час, на великій довжині краще більше значення швидкості при меншій ширині захвату культиватора.

*Висновки.* Таким чином, аналіз результатів розрахунку показує, що величина основних параметрів МТА залежить від розмірів польових ділянок, співвідношення між довжиною гону і його шириною та питомого опору ґрунтів. Ці три чинники повинні враховуватися при виборі складу МТА (клас трактора і ширина захвату культиватора) для роботи в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах. В той же час загальна ширина захвату беззчіпочних культиваторів залежить від ширини захвату окремої секції і їх кількості в культиваторі. В результаті розрахунку визначена загальна ширина захвату культиватора, без визначення її складових. Це пояснюється тим фактом, що при виборі ширини захвату окремої секції необхідно враховувати здатність секцій культиватора копіювати рельєф поля і забезпечувати якісне виконання технологічного процесу.

#### Література

1. *Китаев Н.А.* Оптимизация основных параметров культиваторных агрегатов / Н.А. Китаев // Сб. научн. тр. ВИСХОМ. - М.: ВИСХОМ, 1982.- 120 с.
2. *Коломієць С.М.* Шляхи зменшення енергетичних витрат при використанні беззчіпочних широкозахватних культиваторів / С.М. Коломієць // Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства": міжвідомчий тематичний науковий збірник. - Вип. 83. Механізація та електрифікація сільського господарства. - Глеваха, 2000.-С.217-220.
3. *Вершков А.А.* Робота ґрунтообробного посівного комплексу з колісними і гусеничними тракторами / А.А. Вершков, С.М. Коломієць, Г.В. Антонова // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання. Вип. 8.-Т.3.-Мелітополь: ТДАТУ, 2008.-С.78-84.

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ БЕССЦЕПОЧНЫХ КУЛЬТИВАТОРОВ ДЛЯ СПЛОШНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

Вершков А.А., Коломієць С.М., Антонова Г.В.

### *Аннотация*

Статья посвящена выбору оптимальных параметров бесцепочных культиваторов для основных типов тракторов и соответствующих им экспериментальных значений критериев оптимизации, которые позволят определить общие тенденции изменения параметров в зависимости от условий зон и типов тракторов.

## **CHOICE OF PARAMETERS OF CHAINLESS CULTIVATORS FOR CONTINUOUS TREATMENT OF SOIL**

O. Vershkov, S. Kolomiyets, G. Antonova

### *Summary*

The article is devoted to the choice of optimum parameters of chainless cultivators to the basic types of tractors and the experimental values of criteria are proper them optimizations which allow to define the general tendencies of change of parameters depending on the terms of areas and as tractors.

УДК 631.363:636.22/28

## **ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ ПРИ РУСІ КОРМОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ У ПНЕВМОКОРМОРОЗДАВАЧІ З ДОЗУВАННЯМ У ТРУБІ**

Дем`яненко В.Я., ст.викл.,

Болтянський Б.В., к.т.н.,

Чаплинський А.П., асистент

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.(0619) 42-24-36, 42-05-70

*Анотація* – у статті розглянуто питання теоретичного визначення коефіцієнта опору  $K$  при русі кормоповітряної суміші у пневмороздавачі з дозуванням у трубі.

*Ключові слова* – коефіцієнт опору, кормоповітряна суміш, сила тиску, дотичні напруження, градієнт швидкості, поверхня тертя.

*Постановка проблеми.* Загально відомо, що роздавання кормів є однією з найбільш трудомістких операцій на фермах ВРХ (40%). Існуючі системи роздачі кормів не відповідають вимогам ні по технології ні по зоотехнічним нормам. Застосування пневмотранспортних систем в даному випадку є найбільш доцільним. Але їх використання знаходиться ще на недостатньому рівні, а питання транспортування подрібнених стеблових кормів у пневмопроводі кормороздавача потребують додаткових досліджень.

*Аналіз останніх досліджень.* Аналіз публікацій з даної проблеми показує, що питання руху кормоповітряної суміші у пневмопроводі кормороздавача ще недостатньо досліджені і потребують теоретичного обґрунтування. Однією з важливих проблем, якій приділялось недостатньо уваги є визначення коефіцієнта опору основного розрахункового параметру, що враховує витрати енергії потоку на переміщення транспортуючого матеріалу.

*Формулювання цілей статті.* Метою даної статті є теоретичне визначення коефіцієнта опору при русі кормоповітряної суміші у пневмокормороздавачі з дозуванням у трубі.

*Основна частина.* Коефіцієнт опору  $K$  – основний розрахунковий параметр, який враховує витрати енергії потоку на переміщення матеріалу. Значення цього коефіцієнта залежить від якостей транспортуемого матеріалу і його визначення складає предмет цих досліджень.

В даному випадку стосовно до пневмотранспортування подрібнених стеблових кормів була використана теорія Л.О. Горцокаляна [1]. При здійсненні руху суміші в горизонтальному трубопроводі пневмокормороздавача на довжині  $l_{тр}$  (рис. 1) втрати тиску визначаються різницею тиску в перерізах I-I і II-II [2]

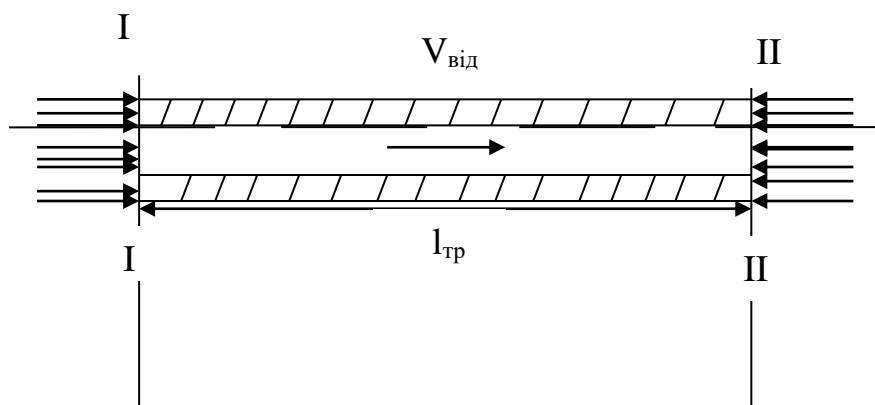


Рис. 1. До визначення коефіцієнту опору  $K$ .

$$H = H_1 - H_2 = H_{\pi} (1 + k\mu) = H_{\pi} + H_{\pi} + H_{\pi} \cdot k\mu, \quad (1)$$



де  $H_{\Pi}$  – втрати тиску по всій довжині трубопроводу пневмокормороздавача;  
 $k$  – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати тиску від наявності транспортуючого матеріалу в повітряному потоці;  
 $\mu$  – коефіцієнт концентрації кормосуміші.

$$H_{\Pi} = \lambda \frac{l_{\Gamma}}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot V_{\text{пов}}^2}{2}, \quad (2)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт повітряних втрат;  
 $d_{\text{тр}}$  – діаметр трубопроводу пневмокормороздавача;  
 $\rho_{\Pi}$  – щільність повітря у пневмокормороздавачі;  
 $V_{\Pi}$  – швидкість повітря у пневмокормороздавачі.

Без урахування втрат на тертя повітря об стінки трубопроводу, сила тиску повітряного потоку, яка дорівнює  $H \cdot A_{\text{тр}}$ , повинна врівноважуватись силами лобового тиску і дотичних напружень, що виникають при обтіканні рухаючих часток корму

$$H_{\Pi} \cdot k \mu A_{\text{тр}} = F_{\text{л}} + F_{\text{тер}}, \quad (3)$$

де  $A_{\text{тр}}$  – розглядаємий переріз трубопроводу;  
 $F_{\text{л}}$  – сила лобового тиску;  
 $F_{\text{тер}}$  – сила тертя при русі часток корму в повітряному потоці.  
 Сила лобового тиску дорівнює

$$F_{\text{л}} = C \cdot A_s \cdot \frac{V_{\text{від}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{пов}}, \quad (4)$$

де  $A_s$  – міделевий переріз часток корму;  
 $c$  – коефіцієнт опору розриву часток корму;  
 $V_{\text{від}}$  – відносна швидкість повітря

$$V_{\text{від}} = V_{\text{ч}} - V_{\Pi}, \quad (5)$$

де  $V_{\text{ч}}$  – швидкість переміщення часток корму.

Сили тертя, які виникають при русі часток корму в потоці повітря, пропорційні градієнту швидкості у поверхні цих часток. Припускаючи, що градієнт буде лінійним, отримаємо

$$F_{\text{тер.}} = \eta \cdot S_{\text{ч}} \cdot \frac{V_{\text{від}}}{y_1}, \quad (6)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт пропорційності – динамічний коефіцієнт в'язкості;  
 $S_{\text{ч}}$  – поверхня тертя часток корму;  
 $y_1$  – відстань від поверхні часток корму до рухомого шару повітря (товщина граничного шару).

Тоді,

$$H_{\Pi} \cdot k \cdot \mu \cdot A_{\text{тр}} = C \cdot A_s \cdot \rho_{\Pi} \cdot \frac{V_{\text{від}}^2}{2} + \eta \cdot S_{\text{ч}} \cdot \frac{V_{\text{від}}}{y_1}. \quad (7)$$

Звідки,

$$K = C \frac{V_{\text{від}}^2 \cdot A_s \rho_{\text{п}}}{2\mu \cdot H_{\text{п}} \cdot A_{\text{тр}}} + \frac{\eta \cdot V_{\text{від}} \cdot S_{\text{ч}}}{y_1 \cdot \mu \cdot H_{\text{п}} \cdot A_{\text{тр}}}. \quad (8)$$

Положення часток корму у повітряному потоці повинні визначати діючі на них зусилля.

У зв'язку з цим розглянемо два варіанти положення часток корму в повітряному потоці:

- 1) частки розташовані повздовжньою віссю паралельно вісі трубопроводу кормороздавача;
- 2) повздовжня вісь часток корму розташована перпендикулярно вісі трубопроводу.

**Перший варіант.** Частина корму розташована віссю паралельно вісі трубопроводу.

У цьому випадку площа поперечного перерізу частки корму, на яку діють сили лобового тиску повітряного потоку, дорівнює

$$A_s = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot n_{\text{ч}}. \quad (9)$$

Поверхня тертя дорівнює циліндричній поверхні часток корму

$$S_{\text{пр}} = \pi \cdot d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}}, \quad (10)$$

де  $n_{\text{ч}}$  – кількість часток корму в даному об'ємі повітря;

$d_{\text{ч}}$  – діаметр часток.

Значення  $n_{\text{ч}}$  визначається через коефіцієнт масової концентрації суміші  $\mu$ . Об'єм повітря у трубі діаметром  $d_{\text{тр}}$  і довжиною  $l_{\text{тр}}$  дорівнює

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot l_{\text{тр}}. \quad (11)$$

Маса цього об'єму повітря дорівнює

$$m_{\text{пов}} = V \cdot \rho_{\text{к}} = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{к}}, \quad (12)$$

де  $\rho_{\text{к}}$  – об'ємна маса частки корму.

Загальна маса часток корму, які знаходяться в даному об'ємі повітря при даній концентрації кормоповітряної суміші

$$m_{\text{к}} = \mu \cdot m_{\text{пов}} = \mu \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}. \quad (13)$$

Маса однієї частки дорівнює

$$m_{\text{ч}} = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}. \quad (14)$$

Кількість часток корму в даному об'ємі

$$n_{\text{ч}} = \frac{m_{\text{к}}}{m_{\text{ч}}} = \frac{\mu \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{\frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}} = \frac{\mu \cdot d_{\text{тр}}^2}{d_{\text{ч}}^2} \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{l_{\text{ч}}} \cdot \frac{\rho_{\text{пов}}}{\rho_{\text{к}}}. \quad (15)$$

Підставляючи значення  $n_{\text{ч}}$  у формули (9) і (10), отримаємо

$$A_s = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2 \cdot \mu \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{4 \cdot d_{\text{ч}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{4 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}}; \quad (16)$$

$$S_{\text{п.ч}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \mu \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{d_{\text{ч}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}} = \frac{\pi \cdot \mu \cdot d_{\text{тр}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (17)$$

Підставляючи значення  $A_s$ ,  $S_{\text{п.ч}}$  і  $A_{\text{тр}}$  у рівняння (8), отримаємо

$$K = C \frac{V_{\text{від}}^2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{2H_{\text{п}} \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}} + \eta \frac{4V_{\text{від}} \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{y_1 \cdot H_{\text{п}} \cdot d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (18)$$

Втрати тиску повітря визначаються залежністю

$$H_{\text{п}} = \lambda \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}} \cdot \frac{V_{\text{пов.}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{п}}. \quad (19)$$

Підставляючи значення  $H_{\text{п}}$  у формулу (18), отримаємо

$$K = C \frac{d_{\text{тр}}}{\lambda \cdot l_{\text{ч}}} \cdot \frac{V_{\text{від}}^2}{V_{\text{пов.}}^2} \cdot \frac{\rho_{\text{пов.}}}{\rho_{\text{к}}} + \eta \frac{8 \cdot V_{\text{від}} \cdot d_{\text{тр}}}{y_1 \cdot d_{\text{ч}} \cdot \lambda \cdot V_{\text{к}}^2};$$

$$K = \frac{d_{\text{тр}} \cdot V_{\text{від}}}{\lambda \cdot V_{\text{пов.}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}} \left( C \frac{V_{\text{від}} \cdot \rho_{\text{пов.}}}{l_{\text{ч}}} + \eta \frac{8}{y_1 \cdot d_{\text{ч}}} \right). \quad (20)$$

При невеликих розмірах транспортуємих часток корму і невеликому значенні відносної швидкості  $V_{\text{від}}$ , коефіцієнт опору  $K$  пропорційний в'язкості середовища і градієнту швидкості. В цьому випадку визначення коефіцієнта опору  $K$  треба проводити тільки з урахуванням сил в'язкості

$$K = 8 \cdot \eta \cdot V_{\text{від}} \frac{d_{\text{тр}} \cdot V_{\text{від}}}{y_1 \cdot d_{\text{ч}} \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов.}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (21)$$

При пневматичному транспортуванні частки корму рухаються у турбулентному потоці, де значенням в'язкості можна знехтувати [3]. В цьому випадку тертя не здійснює помітного впливу, тоді значення  $K$  визначиться таким чином

$$K = C \frac{d_{\text{тр}} \cdot V_{\text{від}}^2 \cdot \rho_{\text{пов.}}}{\lambda \cdot l_{\text{ч}} \cdot V_{\text{пов.}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (22)$$

Визначимо значення коефіцієнта  $c$ . При витанні тіла має місце рівняння ваги і аеродинамічної сили, тоді

$$m_{\text{ч}} \cdot g = c \cdot A_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{пов.}} \frac{V_s^2}{2}, \quad (23)$$

де  $V_s$  – швидкість витання часток корму

$$C = \frac{2 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g}{A_{\text{ч}} \cdot V_s^2 \cdot \rho_{\text{пов.}}}, \quad (24)$$

де  $A_{\text{ч}} = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4}$  - площа перерізу частки корму.

Тоді,

$$C = \frac{2 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g}{\frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot V_{\text{с}}^2 \cdot \rho_{\text{пов}}}; \quad (25)$$

$$K = \frac{2 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g \cdot d_{\text{тр}}}{\frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot V_{\text{с}}^2 \cdot \lambda \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{пов}}} \left( \frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}} \right)^2. \quad (26)$$

Враховуючи, що  $m_{\text{ч}} = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}$ , отримаємо

$$K = \frac{2 \cdot g \cdot d_{\text{тр}}}{\lambda \cdot V_{\text{с}}^2} \left( \frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}} \right)^2. \quad (27)$$

**Другий варіант.** В цьому випадку частки корму розташовані повздовжньою віссю перпендикулярно осі трубопроводу пневмокормороздавача. Площа поперечного перерізу часток корму, на яку будуть діяти сили лобового тиску дорівнює

$$A_{\text{с}} = d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}}. \quad (28)$$

Поверхня тертя дорівнює

$$S_{\text{пч}} = 2 \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} l_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}}. \quad (29)$$

Підставивши значення  $n_{\text{ч}}$  у формулу (28), отримаємо

$$A_{\text{с}} = d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{ч}} \cdot \mu \frac{d_{\text{тр}}^2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{d_{\text{ч}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}} = \frac{d_{\text{тр}}^2 \cdot \mu \cdot l_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{d_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (30)$$

Значення коефіцієнта  $K$  отримаємо згідно виразу

$$K = C \frac{4 \cdot V_{\text{від}}^2 \cdot d_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{\pi \cdot d_{\text{ч}} \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}} + \eta \frac{4 V_{\text{від}} \cdot d_{\text{тр}}}{y_1 \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}};$$

$$K = \frac{4 \cdot V_{\text{від}} \cdot d_{\text{тр}}}{\lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}} \left( C \frac{V_{\text{від}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{\pi \cdot d_{\text{ч}}} + \eta \frac{1}{y_1 \cdot l_{\text{ч}}} \right). \quad (31)$$

При невеликих розмірах часток корму і невеликій відносній швидкості переважають сили в'язкості, тоді

$$K = \eta \frac{4 \cdot V_{\text{від}} \cdot d_{\text{тр}}}{y_1 \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (32)$$

Якщо частки корму будуть рухатися в турбулентному потоці, то значення коефіцієнта опору  $K$  буде дорівнювати

$$K = C \frac{4 \cdot V_{\text{від}}^2 \cdot d_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{пов}}}{\pi \cdot d_2 \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot \rho_{\text{к}}}. \quad (33)$$

Величина коефіцієнта  $C$  дорівнює

$$C = \frac{2 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g}{A_{\text{ч}} \cdot V_s^2 \cdot \rho_{\text{пов}}}.$$

Для такого положення часток корму  $A_{\text{ч}} = d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{ч}}$ .

Тоді,

$$C = \frac{2 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g}{d_{\text{ч}} \cdot l_{\text{ч}} \cdot V_s^2 \cdot \rho_{\text{пов}}}. \quad (34)$$

Після підставлення значення коефіцієнта  $C$ , отримаємо

$$K = \frac{8 \cdot m_{\text{ч}} \cdot g \cdot V_{\text{від}}^2 \cdot d_{\text{тр}}}{\pi \cdot d_{\text{ч}}^2 \cdot l_{\text{ч}} \cdot \lambda \cdot V_{\text{пов}}^2 \cdot \rho_{\text{к}} \cdot V_s^2}. \quad (35)$$

Величину  $m_{\text{ч}}$  можна представити виразом

$$m_{\text{ч}} = \frac{\pi d_{\text{ч}}^2}{4} \cdot l_{\text{ч}} \cdot \rho_{\text{к}}.$$

Тоді, коефіцієнт опору  $K$  визначиться як

$$K = \left( \frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}} \right)^2 \frac{2 \cdot g \cdot d_{\text{тр}}}{V_s^2 \cdot \lambda}. \quad (36)$$

*Висновки.* Таким чином, розрахункове значення коефіцієнта опору  $K$  для різного положення часток корму у повітряному потоці (для стебел, повздовжня вісь яких розташована паралельно і перпендикулярно потоку) дорівнює

$$K = \left( \frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}} \right)^2 \frac{2 \cdot g \cdot d_{\text{тр}}}{\lambda \cdot V_s^2},$$

де  $V_s$  – швидкість витання при розташуванні повздовжньої осі часток корму паралельно і перпендикулярно потоку повітря.

Отриманий вираз для коефіцієнта опору  $K$  характеризує рух різноманітних матеріалів. Для сипучих матеріалів, коли завантаження проходить рівномірно, величина  $\left( \frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}} \right)^2$  і  $V_s^2$  у формулі (36) має постійне

значення. При транспортуванні кормосуміші, коли у трубопроводі пневмокормороздавача одночасно з сипучими матеріалами завантажуються стеблові частки корму, які поступають комками і викликають зміну швидкості повітряного потоку, величина відношення

$\left(\frac{V_{\text{від}}}{V_{\text{пов}}}\right)^2$  і швидкість витання  $V_s^2$  теж змінюються. Визначити ці величини аналітичним шляхом в такому випадку складно, тому їх визначають експериментально.

#### Література

1. Горцакалян Л.О. Исследование процесса транспортирования фрезерного торфа пневматическим способом. /Л.О. Горцакалян// Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. – Москва, 1961г.
2. Дем'яненко В.Я. Умови транспортування стеблових кормів у пневмопроводі / В.Я. Дем'яненко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь; ТДАТА, 2001. – Вип.1 т.18.
3. Коба В.Г. Теоретическое исследование процесса перемещения кормовых масс по трубам сжатым воздухом / В.Г. Коба, В.В. Потапов// Труды СИМСХ, Саратов, 1970г. Вип.46.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ КОРМОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ПНЕВМОКОРМОРАЗДАТЧИКЕ С ДОЗИРОВАНИЕМ В ТРУБЕ**

Демьяненко В.Я., Болтянский Б.В., Чаплынский А.П.

#### *Аннотация*

**В статье рассмотрен вопрос теоретического определения коэффициента сопротивления  $K$  при движении кормовоздушной смеси в пневмораздатчике с дозированием в трубе.**

### **DETERMINATION OF COEFFICIENT OF RESISTANCE AT MOTION TO CORMOVOITRYANOI MIXTURE IN PNEVMOCORMOROZDAVACHI WITH DOSAGE IN PIPE**

V. Dem`yanenco, B. Boltyansciy, A.Chaplinskiy

#### *Summary*

**In the article the considered questions of theoretical determination of coefficient of resistance  $K$  at motion of cormopovitryanoi mixture in pnevmorozdavachi with the dosage in a pipe.**

УДК 631.362.3

## ДО ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОВІДЦЕНТРОВИХ РЕШІТ

Прилуцький А.Н., к.т.н., ст. наук.співр.,  
Степаненко С.П., к.т.н. ст. наук.співр.,  
Зінчук В.С., аспірант\*

*Національний науковий центр “Інститут механізації і електрифікації  
сільського господарства ”*

**Анотація** — проведено аналіз конструкцій відомих вібровідцентрових решіт і особливостей процесів розділення зернових матеріалів такими решетами. Обґрунтовано раціональну конструкцію вібровідцентрових решіт з метою їх використання на серійно виготовляємих універсальних вібровідцентрових сепараторах БЦС-25, БЦС-50 і БЦС-100.

**Ключові слова** — вібровідцентрові решета, інтенсифікатори, сепаратор зерна, сегрегація.

*Постановка проблеми.* Відомі повітряно-решітні зернові сепаратори за гравітаційними робочими органами плоскими коливальними решетами і вертикальними прямокутними пневмосепаруючими каналами – мають обмежену інтенсивність сепарування зернових матеріалів, що унеможливує створення високопродуктивних високоєфективних універсальних зернових сепараторів.

Подальше удосконалення процесів сепарування зернових матеріалів може бути досягнуто лише шляхом їх інтенсифікації. Виходячи з подібності до гравітаційних процесів сепарування зернових матеріалів, оптимальним прийомом їх інтенсифікації є застосування додаткового силового поля, яке створюється шляхом обертального і вібраційного рухів робочих органів, що і вимагає новий вид зернових сепараторів – вібровідцентрових.

В Укр. НДІМЕСГ проведено механіко-технологічне обґрунтування робочих органів і розробка конструкцій вібровідцентрових зернових сепараторів [1], виготовлення яких серійно здійснює ВАТ «Вібросепаратор» (м. Житомир). Такі сепаратори мають високі показники роботи вібровідцентрових циліндричних решіт, але їх можливості не вичерпані, як по підвищенню технологічної ефективності, так і по їх довговічності, що є основною проблемою таких машин.

---

© к.т.н. А.Н. Прилуцький, к.т.н. С.П.Степаненко

\* Науковий керівник – д.с.-г. н., професор М.К. Лінник

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідженню процесів сепарування зернових матеріалів вертикальними вібровідцентровими решетами присвячено цілим рядом дослідників. На рис. 1 представлено принципові схеми вертикальних вібровідцентрових решіт різних конструкцій.

Процес сепарування зернових матеріалів параболоїдним вертикальним вібровідцентровим решетом рис. 1а дослідив Я.І. Лейкін [2]. А.В. Барілл дослідив процес сепарування вертикальним багато конусним вібровідцентровим решетом з осьовими коливаннями [3], форма якого була близькою до параболічної, але виготовлялась з декількох конусів. Дослідження процесу сепарування зернових матеріалів конусним вібровідцентровим решетом (рис. 1б) виконані Б.Н. Мельниковим [4]. Широкі дослідження циліндричних вібровідцентрових решіт (рис. 1в) проведено Є.С. Гончаровим [5], основні результати яких узагальнено в роботі [6] і використано як основу при створенні універсальних вібровідцентрових зернових сепараторів, єдиних у світовій практиці зерноочисних машин такого типу, які виготовляються серійно і широко впровадженні у виробництво.

Подальші дослідження процесу сепарування зернових сумішей направлені на надання додаткової раціонально-осьової дії на цю суміш застосуванням свого роду інтенсифікаторів.

Л.М. Тіщенко, М.В. Півень і др. [7] запропоновано циліндричне решето (рис. 1г), в якому з внутрішньої сторони на поперечних перегородках решета наварені ободи-ребра, при цьому висота ободів-ребер не перевищує половини товщини зерен сепаруємої культури. Проведеними дослідженнями [8] встановлено, що питома продуктивність модернізованих вібровідцентрових решіт більше на 20...25 %, а довговічність більша на 50...70 %. Але із-за складності виготовлення таких решіт і їх неуніверсальності, вони не отримали широкого впровадження у виробництво.

Запропоноване Є.С. Гончаровим циліндрично-ступінчасте решето [9] (рис. 1д) має неперфоровану частину, призначену для кріплення його на несучих елементах решітного барабану і перфоровану (просівну) частину, яка має ступінчасту форму. Перехід зернового матеріалу з однієї ступені на другу відіграє роль інтенсифікатора, за рахунок чого підвищується ефективність процесу сепарування. Дослідженнями процесу сепарування зернових матеріалів таким решетом доведено, що воно забезпечує, в порівнянні з циліндричним решетом з гладкою поверхнею, збільшення питомої продуктивності до 20 %, або при такій же питомій продуктивності зменшення кутової швидкості коливального руху решіт.

В 1986 р. було виготовлено дослідний зразок вібровідцентрового сепаратора Р8-УЦС-200 продуктивністю 200 т/год, в якому використано циліндрично-ступінчасті решета, а в 1987 році були проведені державні приймальні випробування такого сепаратора, які підтвердили відповідність



його показників технічному завданню. Сепаратор було рекомендовано до впровадження у виробництво, але із-за ускладнення технології виготовлення циліндрично-ступінчастих решіт і очисників їх отворів, він в подальшому також не знайшов широкого впровадження у виробництво.

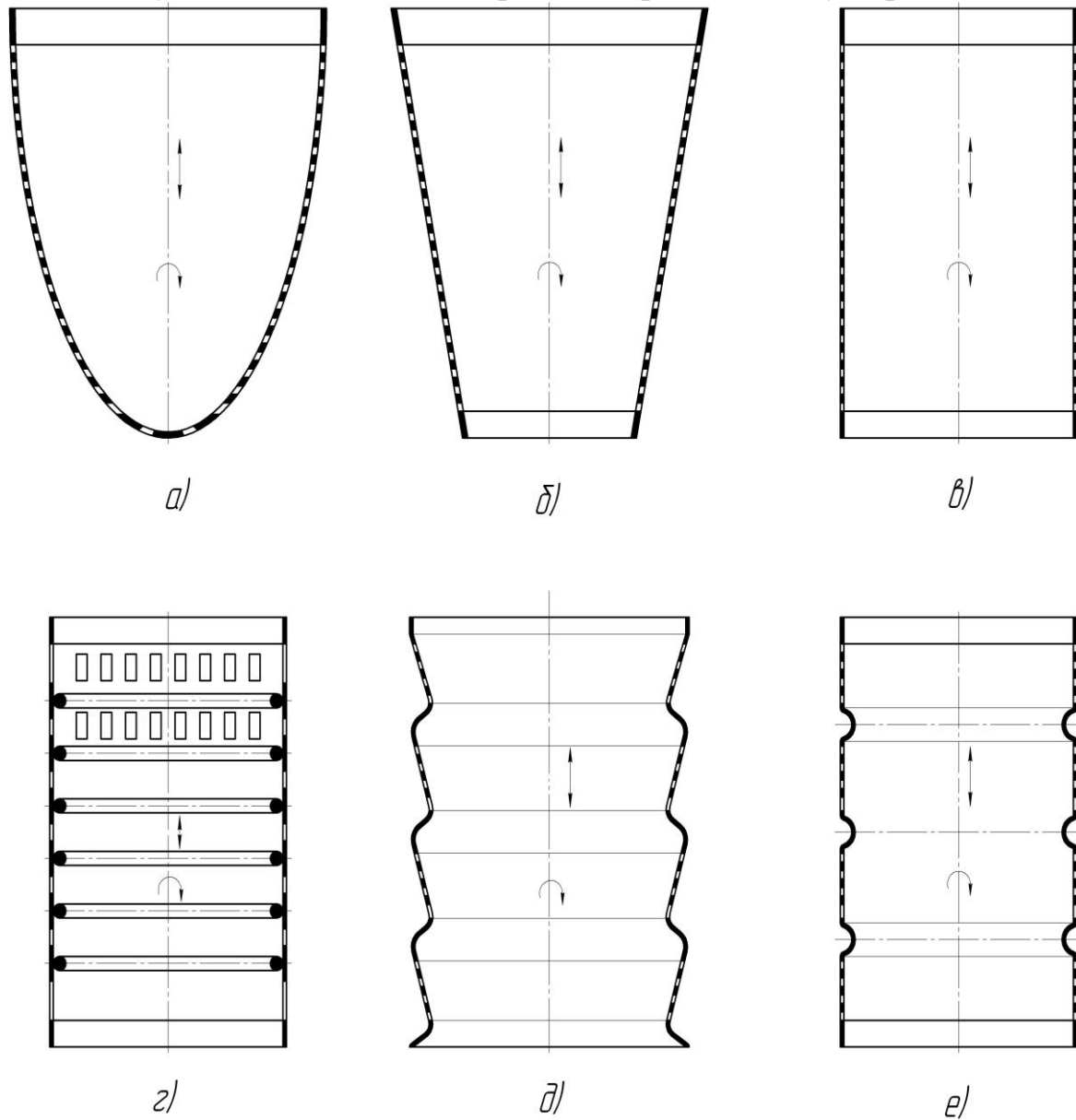


Рис.1 Принципові схеми решіт:

а) параболоїдне; б) конусне; в) циліндричне; г) циліндричне з довгастими отворами ( підсівне) і привареними на перегородках між рядами отворів ободів ребер, виготовлених з дротом 0,5 товщини зерен сепаруємої культури; д) циліндрично – ступінчате; е) циліндричне з неперфорованими гофрованими ділянками.

*Формулювання цілей статті* обґрунтування раціональної конструкції вібровідцентрових решіт універсальних вібровідцентрових зернових сепараторів, забезпечуючої підвищення технологічності таких решіт і їх довговічності.

*Основна частина.* Використовуючи перевагу циліндричних вібровідцентрових решіт по простоті їх виготовлення, ефективності взаємодії системи “решето — очисник отворів”, доцільність мати в конструкції решета інтенсифікатори, нами пропонується раціональна конструкція вібровідцентрових решіт, які є взаємозамінними з серійно виготовляемими циліндричними решетами. Таке циліндричне решето має дві неперфоровані ділянки для закріплення на опорних поверхнях решітного барабана і три неперфоровані гофровані ділянки, які виконують роль інтенсифікаторів процесу розшарування зернової суміші (сегрегації) і просторового каркасу для підвищення жорсткості решітної поверхні і його зміцнення. Висота гофр  $H$ , відстань між ними  $l$ , а ширина неперфорованих гофрованих ділянок  $B$  (рис.2).

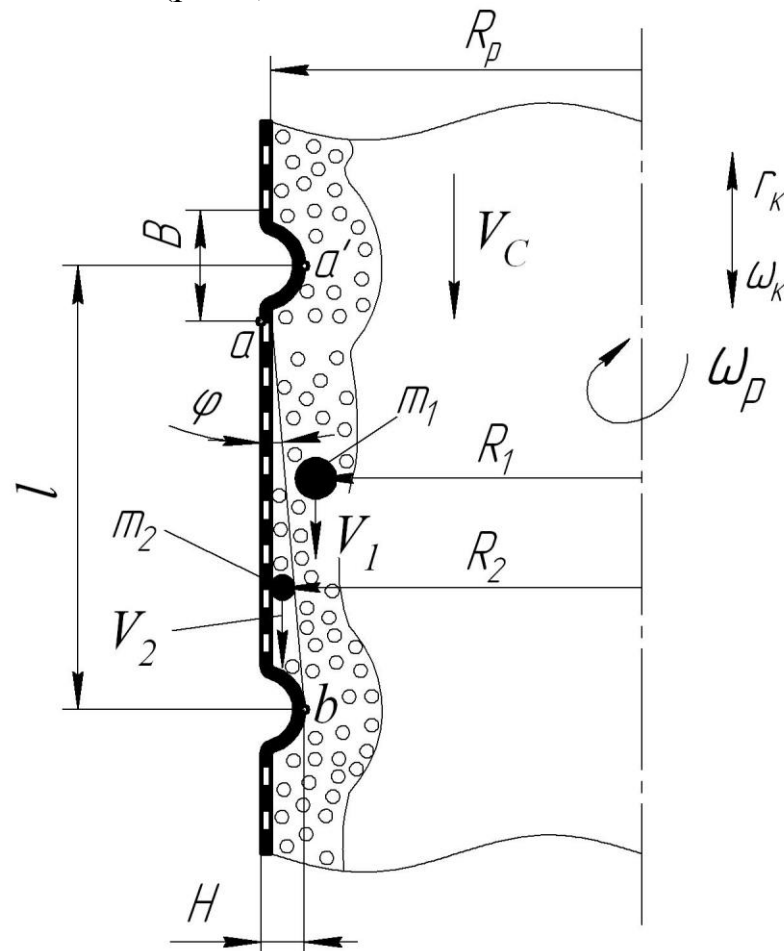


Рис.2 Схематичне зображення фрагмента поверхні циліндричного решета з неперфорованими гофрованими ділянками в повздовжньому перерізі з шаром зернової суміші

Геометричними параметрами решета є радіус  $R$  його робочої поверхні, довжина робочої поверхні, а також форма і розміри сепаруючих отворів. Кінематичними параметрами решета є кутова швидкість його обертання  $\omega_p$ , кутова швидкість коливального руху  $\omega_k$  і амплітуда коливань  $r_k$ . Технологічними параметрами процесу сепарації решетом є питома подача зернового матеріалу  $q$ , питома навантаження на решето  $q_n$  і

якість сепарації вихідного зернового матеріалу  $\varepsilon$  (повнота видалення частинок прохідної фракції).

Для забезпечення процесу сепарації зерновий матеріал подається на верхню частину внутрішньої поверхні решета, яке обертається навколо своєї осі, де під дією відцентрових сил інерції створюється зерновий шар. Останній під дією коливального руху решета і ваги переміщається згори до низу, що створює умови для інтенсивного просіювання прохідних частинок зернової суміші крізь отвори решіт.

Зерновий шар переміщається по внутрішній поверхні решета шляхом ковзання і величина коефіцієнта зовнішнього тертя  $f_3$  зберігається незмінною як по часу, так і в будь-якій точці траєкторії руху нижніх частинок зернового шару. Частинки, що знаходяться всередині зернового шару, переміщуються відносно нижче розміщених також шляхом ковзання і величина коефіцієнта внутрішнього тертя  $f_v$  також зберігається незмінною як по часу, так і в будь-якій точці траєкторії руху з заглибленням до досягнення поверхні решета. На протязі роботи решета зберігаються умови:  $\omega_p = \text{const}$ ;  $r_k = \text{const}$ ;  $\omega_k = \text{const}$ , а відстань від осі обертання до умовного центра частинок зернової суміші знаходяться в межах ( $R_p - 0,5d$ ) ..... ( $R_p - H + 0,5d$ ), де  $d$  — умовний діаметр частинки зернової суміші.

Зернова суміш, що знаходиться на поверхні решета між двома гофрами, під дією відцентрових сил притискується до цієї поверхні і створює кільцевий шар, який під дією сили інерції коливального руху решета і ваги рухається згори до низу. При цьому передана поверхнею решета елементарному шару дія сили інерції коливальному руху і ваги передається вищерозміщеним елементарним шарам, за рахунок чого відбувається розпушування шару зернової суміші і інтенсивне проникнення дрібних часток до поверхні решета, а потім — просіювання їх крізь отвори.

*Висновки.* Враховуючи ефективність використання інтенсифікаторів на внутрішній поверхні, обґрунтована раціональна конструкція вібровідцентрових решіт, які є взаємозамінними з решетами серійного виробництва. Обґрунтування оптимальних параметрів роботи вібровідцентрових решіт буде виконано шляхом проведення теоретичних і експериментальних досліджень.

#### Література

1. Гончаров Є.С. Механико-технологическое обоснование и разработка универсальных вибрационных зерновых сепараторов: автореф. дис. ... д.т.н.: 05.20.01 / Є.С. Гончаров; ВИМ - М., 1986. – 33 с.
2. Лейкин Я.И. К теории работы центробежной вибросортировки: Труды ВНИИЗ - М., 1951. Вып. 23. С. 99-108.
3. Барилл А.В. Исследование вертикального центробежно-вибрационного решета на очистке зернового вороха: автореф. дис. канд.техн.наук: 05.20.01 / А.В. Барилл; Л. Пушкин, 1963. – 23 с.

4. Мельников Б.Н. Исследование процесса разделения зерновой смеси на подсевных центробежно-вибрационных решетках: автореф. дис. канд.техн.наук: 05.20.01 / Б.Н. Мельников; Саратов, 1972. – 27 с.
5. Гончаров Є.С. Исследование процесса сепарации зерновых материалов центробежно-вибрационными решетками: автореф. дис. канд.техн.наук: 05.20.01 / Є.С. Гончаров; УНДІМЕСГ - К., 1963. – 23 с.
6. Василенко А.А. Центробежно-вибрационный метод сепарации зерна / А.А. Василенко, Є.С. Гончаров // Вестник с-х науки. - К., 1963. - № 4. – С. 95-100.
7. Пат. №31700А Україна, МПК В09В1/26. Циліндричне решето. / Тищенко Л.М., Півень М.В., Мандрика О.В., Пуха В.М., Резніченко Ф.М.; Заявл. 23.10.98; Опубл. 15.12.2000; Бюл. №7. – 4 с.
8. Тищенко Л.М. Экспериментальное исследование работы модернизированного виброцентробежного решета / Л.М. Тищенко, М.В. Пивень // Зб. наук. пр. НАУ: Механізація с-г виробництва. Теорія і розрахунок с-г машин. – К., 1999. – № 2. - С. 77-81.
9. А.с. №799835 СССР, МКИ В07В1/26. Решето. / Гончаров Е.С.; Заявл. 05.10.75; Опубл. 30.01.81; Бюл. №4. – 2 с.

## **К ОБОСНОВАНИЮ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ РЕШЁТ**

Прилуцкий А.Н., Степаненко С.П., Зинчук В.С.

### *Аннотация*

Проведён анализ известных виброцентробежных решёт и особенностей процессов разделения зерновых материалов такими решётами. Обосновано рациональную конструкцию виброцентробежных решёт с целью их использования в серийно изготавливаемых универсальных виброцентробежных сепараторах БЦС-25, БЦС-50 и БЦС-100.

## **TO THE GROUND OF RATIONAL CONSTRUCTION OF VIBROCENTRIFUGAL SIEVES**

A. Prilutskiy, S. Stepanenko, V. Zinchuk

### *Summary*

The analysis of constructions in the known vibrocentrifugal sieves and features processes of division corn materials at such sieves is conducted. Rational construction of vibrocentrifugal sieves is grounded with the purpose of their use on the serially made universal vibrocentrifugal separators BTSS-25, BTSS-50 and BTSS-100.

## ВЗАЄМОДІЯ РУХОМИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ ЗАРЯДІВ

Омелянєнко В.О., к.ф.-м.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел (0619) 42-06-18

**Анотація** – роботу присвячено взаємодії рухомих електричних зарядів як в провідниках так і в вакуумі. Вказані сили, які діють на електричні заряди і їх природу. Порівнюються сили електричного і магнітного походження в залежності від середовища, в якому рухаються заряди.

**Ключові слова** – магнітне поле рухомого електричного заряду, магнітна складова сили взаємодії рухомих зарядів.

*Постановка проблеми.* Визначення фізичного змісту магнітної складової взаємодії рухомих електричних зарядів дає можливість пояснити взаємодію провідників з струмом, яка лежить в основі означення основної одиниці сили струму – 1 А.

*Аналіз останніх досліджень.* В літературі розглядаються приклади дії магнітного поля на рухомий електричний заряд (сила Лоренца), створення магнітного поля рухомих електричних зарядом, траєкторії руху електричних зарядів в магнітних полях. В даній статті наводиться розрахунок сил як електричної так і магнітної складової рухомих електричних зарядів і їх співвідношення при рухові в вакуумі і в провідниках.

*Формування цілей статті.* Розглянувши взаємодію рухомих електричних зарядів, показати співвідношення сил електричної і магнітної складової при рухові в вакуумі і в провідниках.

*Основна частина.*

### **1. Взаємодія струмів. Магнітні сили.**

Якщо по двох паралельних і не закріплених провідниках пропустити постійний електричний струм то вони будуть притягуватись. Якщо ж струми будуть антипаралельні, то вони відштовхуються.

Класична теорія електропровідності металів пояснює причину цього явища наступним чином.

Метал має вільні електрони (електронний газ), розподілений всередині іонної ґратки. Сумарний заряд додатньо зарядженої іонної ґратки і від'ємно зарядженого електронного газу рівний нулю; заряди

розподілені в провіднику рівномірно, так що система не має дипольного моменту. Внаслідок цього сумарна напруженість електричного поля іонної ґратки і електронного газу рівна нулю, і навколо провідника відсутнє електричне поле. І тому провідники при відсутності струму не взаємодіють друг з другом.

При наявності електричного струму, тобто направленої руху вільних електронів, між провідниками виникає сила взаємодії. Це приводить до висновку, що сили взаємодії між рухомими електричними зарядами відрізняються від сил взаємодії між нерухомими зарядами. З історичних міркувань ці сили називають магнітними.

Згідно закону Біо-Савара-Лапласа кожний провідник з струмом створює навколо себе магнітне поле, індукція якого визначається за формулою

$$B = \mu\mu_0 \frac{I}{2\pi \cdot b}$$

А тому магнітну взаємодію двох провідників з струмом можна представити як силу Ампера, яка діє на другий провідник з струмом, який знаходиться в магнітному полі, створеному першим провідником і визначається формулою

$$F = I_2 \cdot B_1 \cdot l_2 \cdot \sin\varphi, \text{ або } F = \frac{\mu \cdot \mu_0}{2\pi} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{b} \cdot l,$$

де  $l$  – довжина провідника;

$b$  – віддаль між ними;

$\sin\varphi = 1$ , так як кут між індукцією  $\vec{B}_1$  магнітного поля і силою струму  $\vec{I}_2$ , наприклад, рівний  $\frac{\pi}{2}$ .

Розглянемо взаємодію між двома прямолінійними нескінченно довгими провідниками з струмом, розташованих паралельно один до одного на відстані (рис. 1).

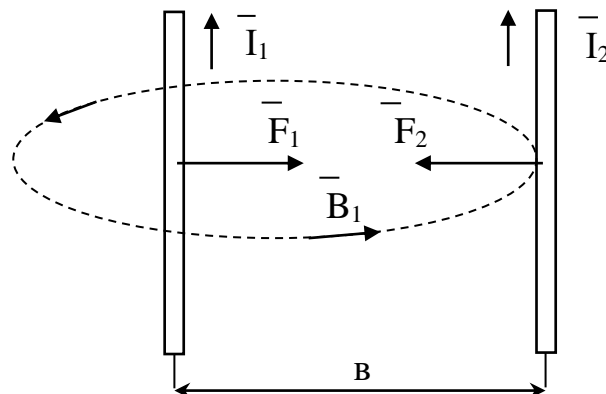


Рис. 1. Сили взаємодій між провідниками з паралельними струмами.

Дослід показує, що такі провідники притягуються один до одного, якщо струми в них мають однаків напрямок (паралельні), і відштовхуються, якщо струми направлені протилежно (антипаралельні).

Взаємодію паралельних струмів легко пояснити і взяти за основу в означенні основної одиниці сили струму в СІ -1А. Дійсно, кожний з провідників створює в просторі навколо себе магнітне поле, яке в відповідності з законом Ампера діє на другий провідник з струмом. Визначивши силу  $\vec{F}_1$ , з якою діє магнітне поле другого провідника на провідник з струмом  $I_1$ , і аналогічно силу  $\vec{F}_2$ , і порівнявши їх, можна зробити висновок, що вони рівні між собою і направлені протилежно.

За одиницю сили струму СІ взято ампер (А) – сила такого незмінюючого струму, який при проходженні по двох паралельних прямолінійних провідниках нескінченної довжини і малої площі колового поперечного перерізу, розташованих в вакуумі на відстані 1 м один від другого, визнає би на кожній ділянці провідника довжиною 1 м силу взаємодії, рівну  $2 \cdot 10^{-7}$  Н.

## 2. Магнітне поле рухомого заряду.

Так як електричний струм представляє собою направлений рух електричних зарядів, то можна сказати, що любий рухомий в вакуумі або середовищі заряд створює навколо себе магнітне поле. В результаті узагальнення дослідних даних був встановлений закон, який визначає індукцію магнітного поля  $B$  точкового заряду  $Q$ , який вільно рухається з нерелятивістською швидкістю  $V$ . Модуль магнітної індукції розраховується за формулою

$$B = \frac{\mu \cdot \mu_0}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{Q \cdot V}{r^2} \cdot \sin \alpha,$$

де  $\alpha$  – кут між векторами  $\vec{v}$  і  $\vec{r}$ .

Вперше поле рухомого заряду виявив американський фізик Г.Роуланд, а виміряв академік А.Ф.Іоффе. Причому експериментально підтверджено, що магнітне поле створюється не тільки колективним рухом електричних зарядів, а і кожним електричним зарядом окремо.

## 3. Взаємодія між рухомими електричними зарядами.

Нехай два точкових заряди (наприклад, електрони) знаходяться на відстані  $r$  один від одного. Електрична взаємодія визначається законом Кулона

$$F_e = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \epsilon_0} \cdot \frac{e^2}{r^2}$$

Якщо ці вільні заряди будуть рухатись з однаковими і паралельними швидкостями, то між ними виникне і магнітна складова, яку можна

визначити як силу Лоренца, яка діє на рухомий електричний заряд в магнітному полі, створеному другим зарядом:

$$F_M = \frac{\mu \cdot \mu_0}{4 \cdot \pi} \cdot \frac{e^2 \cdot v^2}{r^2}.$$

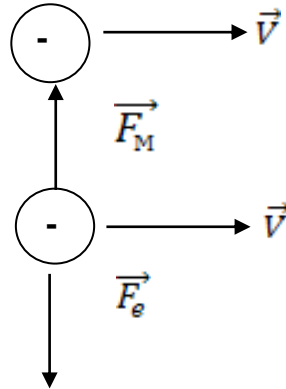


Рис. 2. Сили взаємодій між рухомими електричними зарядами.

Значить в рухомій системі відліку результуюча сила взаємодії буде менше, ніж в системі відліку, де заряди знаходяться в стані спокою.

Слід зазначити, що такі закономірності справедливі при швидкостях, значно менших швидкості світла ( $V \ll C$ ). Враховуючи співвідношення між електричною ( $\epsilon_0$ ) і магнітною ( $\mu_0$ ) сталою  $\epsilon_0 \cdot \mu_0 = \frac{1}{C^2}$ ,

де  $C$  – швидкість світла, можна визначити відношення магнітної сили взаємодії до електричної (нехтуючи гравітаційною силою взаємодії):

$$\frac{F_M}{F_e} = \frac{V^2}{C^2}.$$

Значить при до релятивістських швидкостях магнітна сила взаємодії вільних електричних зарядів менша за електричну. По цій причині електричний промінь в ЕПТ повинен розширюватися при рухові до екрану.

Якщо електричні заряди рухаються в провіднику, електричні сили будуть зкомпенсованими, і залишається тільки магнітна сила. Саме цим і пояснюється магнітна взаємодія провідників зі струмом, а також і другі випадки магнітних взаємодій – в електромагнітах, електродвигунах і т.п.

*Висновки.* З усіх можливих сил взаємодії паралельних провідників: гравітаційної, так як вони мають масу; електричної, якщо їх зарядити і магнітної при проходженні по них постійного струму найбільшу величину буде мати магнітна сила. Тому провідники з паралельними струмами притягуються, а з антипаралельними – відштовхуються.

#### Література

1. Загальний курс фізики. Збірник задач / І.П. Гаркуша, І.І. Горбарук, В.П. Курінний [ та ін.]; за ред.. І.П. Гаркуші. – К.: Техніка, 2003. – 560 с.



2. Трофимова Т.И. Курс физики: учебное пособие /Т.И. Трохимова. – М.: высш.шк., 1990 – 478 с.
3. Ландау Л.Д. Теория поля: учебное пособие для ВУЗов/Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука , 1973. – 504 с.
4. Путилов К.А. Курс физики: учебное пособие /К.А. Путилов. – М.: издат. физ.-мат. литературы ., 1963. – 584 с.
5. Яворский Б.М. Основы физики: учебное пособие / Б.М. Яворский, А.А. Пинский. – М.: Наука, 1972. – 736 с.

## **ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ДВИЖУЩИХСЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ЗАРЯДОВ**

Омельяненко В.О.

### *Аннотация*

**Работа посвящена обоснованию взаимодействия движущихся электрических зарядов, как в проводниках так и в вакууме. Указаны силы, которые действуют на электрические заряды и определена их природа. Сравниваются силы гравитационного, электростатического и магнитного происхождения в зависимости от среды, в которой они движутся.**

## **INTERACTION OF MOVING ELECTRIC CHARGES**

V. Omelyanenko

### *Summary*

**The work is devoted to the interaction of moving electric charges in conductors and in vacuum. Specified forces that acting on electric charges and their nature. Compared the electric forces and magnetic origin depending on the environment in which the moving charges.**

УДК 631.362.32

## **ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ КАЛІБРУВАННЯ НАСІННЯ ПЛОДОВИХ КІСТОЧКОВИХ КУЛЬТУР**

Бондаренко Л.Ю., асистент

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (06192) 42-24-36

**Анотація** - наведені результати експериментальних досліджень процесу калібрування насіння плодкових кісточкових культур, таких як вишня, черешня, алича, абрикос, мигдаль. Отримано математичні моделі та оптимальні області протікання процесу. Встановлено параметри, які повинні забезпечити якісне калібрування насіння плодкових кісточкових культур.

**Ключові слова** – експериментальні дослідження, калібрування, посівний матеріал, моделювання процесу, сортування, оптимальна область.

*Постановка проблеми.* При безпересадковій технології вирощування саджанців плодкових кісточкових культур робота висівного апарату сівалки точного висіву є неефективною. Це відбувається тому, що чарунки періодично забиваються насінням, яке є неоднорідним за розмірами. Калібрування надає можливість уникнути цього недоліку, за рахунок отримання однорідних за розмірами фракцій насіння. Якість процесу калібрування насіння плодкових кісточкових культур залежить від оптимальних параметрів та режимів роботи установки для калібрування. Проведені попередні дослідження [6] дозволили встановити, що для калібрування кісточок вишні, черешні, аличі, абрикосу і мигдалю доцільно використовувати плоскі штамповані решета з круглою формою отворів, які забезпечать розділення посівного матеріалу на однорідні за шириною фракції. Основні параметри отворів решіт встановлено за результатами досліджень розмірно – масових характеристик [1,10]. Коливальний рух решіт доцільно здійснювати в горизонтальній площині. Для попередження забивання отворів решіт слід використовувати гумові кульки, які є інерційними очисниками ударної дії [4].

*Аналіз останніх досліджень* показує, що стосовно розробки сортувальних або калібрувальних машин для насіння плодкових кісточкових культур дані відсутні.

Проведені дослідження розмірно – масових параметрів кісточок плодових культур [2,10] дозволили встановити, що насіння доцільно розділяти за шириною. Вона найбільш корелює із масою, тому прийнято, що насіння будуть мати кращу схожість. Прийнято, що насіння необхідно розділити на три фракції: крупну, середню і дрібну. При цьому, основним є виділення середньої фракції, яка є найбільш вирівняною за розмірами і складає 80-85 % від загального об'єму насіння.

*Формулювання цілей статті.* Визначити оптимальні параметри процесу калібрування плодових кісточкових культур, які забезпечать якісне розділення на фракції.

*Основна частина.* Для досліджень були відібрані насіння вишні магалебської, черешні, аличі, абрикоса (жерделі) і мигдалю диких форм. Встановлено, що на якість калібрування впливають такі кінематичні параметри, як частота ( $n$ ) і амплітуда ( $A$ ) коливань решітної частини і геометричний параметр – кут нахилу решіт ( $\alpha$ ). Питомі навантаження на одиницю площі решета не мають суттєвого впливу на процес розділення.

Дослідження проводились на лабораторній установці для калібрування, решітна частина якої складається із двох плоских штампованих решіт, послідовно встановлених один під одним. Решета мають круглі отвори, які призначені для розділення посівного матеріалу за шириною. Для попередження забивання отворів використано кулькові очисники ударної дії, які встановлено під решетами. Установка дозволяє змінювати решета в залежності від виду культури, яка підлягає калібруванню і має можливість варіювати значеннями параметрів у межах:

- частота коливань від 200 до 500 кол./хв.;
- амплітуда коливань від 5 до 10 мм;
- кут нахилу решітної частини від 0 до 20 град.

За критерій оптимізації прийнято показник якості розділення, який виражається у відсотках маси:

$$F(n; A; \alpha) = \left| \varepsilon_{кр}^{ид} - \varepsilon_{кр}^{досл} \right| + \left| \varepsilon_{сер}^{ид} - \varepsilon_{сер}^{досл} \right| + \left| \varepsilon_{дріб}^{ид} - \varepsilon_{дріб}^{досл} \right|. \quad (1)$$

де  $\varepsilon_i^{ид}$ ,  $\varepsilon_i^{досл}$  – відповідно ідеальне і дослідне значення коефіцієнта ефективності калібрування для кожної фракції:

$$\varepsilon_i = \frac{M_i}{M_{заг}} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де  $M_i$  – маса отриманої фракції насіння, кг;

$M_{заг}$  – загальна маса дослідного насіння, кг.

Мінімальне значення отриманої функції найбільш ефективно відображає процес калібрування насіння. Ідеальні значення коефіцієнта ефективності калібрування визначено в результаті досліджень розмірно-

масових параметрів і підтверджені за допомогою ручного просівання партії насіння.

Із проведених раніше досліджень [6] встановлено розміри отворів решіт для калібрування посівного матеріалу плодкових кісточкових культур, які наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Розміри отворів решіт

Культура	вишня	черешня	алича	абрикос	мигдаль
Верхнє решето	d=6,5 мм	d=8,0 мм	d=13,0 мм	d=20,0 мм	d=22,0 мм
Нижнє решето	d=5,0 мм	d=6,5 мм	d=11,0 мм	d=15,0 мм	d=15,0 мм

Оптимальні параметри калібрування плодкових культур визначались за допомогою рототабельного плану Боксу другого порядку [8]. В таблиці 2 наведено рівні входних факторів, умови кодування незалежних змінних і прийнято інтервали варіювання.

Таблиця 2 – Інтервали варіювання факторів

Культура	Фактори	<i>n</i> , кол./хв.	<i>A</i> , мм	<i>α</i> , град
	Кодоване позначення	X1	X2	X3
Вишня	Інтервал варіювання	45	2,5	2,5
	Основний рівень (0)	455	7,5	9,5
	Верхній рівень (+1)	500	10,0	12,0
	Нижній рівень (-1)	410	5,0	7,0
Черешня	Інтервал варіювання	65	2,5	3,0
	Основний рівень (0)	415	7,5	7,0
	Верхній рівень (+1)	480	10,0	10,0
	Нижній рівень (-1)	350	5,0	4,0
Алича	Інтервал варіювання	70	2,5	3,0
	Основний рівень (0)	430	7,5	7,0
	Верхній рівень (+1)	500	10,0	10,0
	Нижній рівень (-1)	360	5,0	4,0
Абрикос	Інтервал варіювання	50	1,5	4,0
	Основний рівень (0)	450	8,5	6,0
	Верхній рівень (+1)	500	10,0	9,0
	Нижній рівень (-1)	400	7,0	3,0
Мигдаль	Інтервал варіювання	50	2,0	2,0
	Основний рівень (0)	430	8,0	5,0
	Верхній рівень (+1)	480	10,0	7,0
	Нижній рівень (-1)	380	6,0	3,0

Для вказаних факторів перевіряються та аналізуються три критерії:

- 1) Критерій Кохрена – перевірка відтворюваності дослідів;
- 2) Критерій Стьюдента – перевірка значущості коефіцієнтів регресії;
- 3) Критерій Фішера – перевірка адекватності отриманої моделі.

Обробку даних зроблено за допомогою комп'ютерної програми «Mathematica-5», програмного забезпечення пакету MathCad та офісного додатку Microsoft Excel. Отримано математичні моделі другого порядку, які описують заданий процес.

Розрахунок першого критерію дозволив встановити, що дисперсія відтворюваності дослідів однорідна, так як  $G_p < G_{\text{таб}}$ .

Табличне значення критерію Кохрена обирали з урахуванням числа ступенів свободи  $f = 2$  та кількості серій дослідів  $k = 14$  [8].

Перевірка значущості коефіцієнтів регресії отриманої моделі дозволяє відкинути з 95% довірчою ймовірністю найменш значущі коефіцієнти, якими є для вишні  $b_3^2$ ; для черешні  $b_2^2$ ; для аличі  $b_{23}$ ; для абрикоса  $b_{12}$  і  $b_{13}$ ; для мигдалю  $b_{12}$ .

Критичне значення коефіцієнта Стьюдента із ступенем свободи  $f = N \cdot (\gamma - 1) = 28$  дорівнює  $t_{\text{кр}} = 2,05$  [8].

Після розрахунку коефіцієнтів регресії отримуємо математичні моделі у вигляді:

- для вишні

$$Y = 20,13 + 4,7653 \cdot x_1 + 13,631 \cdot x_2 + 6,8943 \cdot x_3 + 1,5471 \cdot x_1 \cdot x_3 + 1,935 \cdot x_2 \cdot x_3 + 3,65 \cdot x_1^2 + 5,0631 \cdot x_2^2 + 0,6354 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (3)$$

- для черешні

$$Y = 24,49 + 8,474 \cdot x_1 + 14,823 \cdot x_2 + 4,41 \cdot x_3 + 3,169 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,758 \cdot x_2 \cdot x_3 + 3,815 \cdot x_1^2 + 15,445 \cdot x_3^2 + 8,695 \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (4)$$

- для аличі

$$Y = 34,15 + 4,524 \cdot x_1 + 7,004 \cdot x_2 + 13,61 \cdot x_3 + 32,837 \cdot x_1^2 - 12,71 \cdot x_2^2 + 3,717 \cdot x_3^2 + 9,888 \cdot x_1 \cdot x_2 + 7,318 \cdot x_1 \cdot x_3 \quad (5)$$

- для абрикоса

$$Y = 20,98 + 9,55 \cdot x_1 + 3,546 \cdot x_2 + 2,7 \cdot x_3 - 2,001 \cdot x_1^2 + 1,04 \cdot x_2^2 + 9,917 \cdot x_3^2 + 2,913 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (6)$$

- для мигдалю

$$Y = 28,25 + 16,72 \cdot x_1 + 4,266 \cdot x_2 - 1,88 \cdot x_3 + 12,568 \cdot x_1^2 + 5,34 \cdot x_2^2 + 1,73 \cdot x_3^2 - 2,123 \cdot x_1 \cdot x_3 + 5,688 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (7)$$

Перевірку адекватності отриманої моделі проводили за критерієм Фішера. Встановлено, що гіпотезу про адекватність опису рівнянням результатів експерименту приймаємо з 95% ймовірністю

- для вишні  $F_p = 1,71 < F_{кр} = 2,19$ ;
- для черешні  $F_p = 1,03 < F_{кр} = 2,19$ ;
- для аличі  $F_p = 2,01 < F_{кр} = 2,19$ ;
- для абрикоса  $F_p = 1,80 < F_{кр} = 2,19$ ;
- для мигдалю  $F_p = 1,92 < F_{кр} = 2,19$ .

Критичне значення критерію Фішера визначали з урахуванням числа ступенів свободи  $f_1 = N - (k+1) = 10$  та  $f_2 = N*(\gamma - 1) = 28$  [8].

З урахуванням розкодування факторів

$$\tilde{\sigma}_1 = \frac{n - n_{сер}}{\lambda_n}; \quad \tilde{\sigma}_2 = \frac{A - A_{сер}}{\lambda_A}; \quad \tilde{\sigma}_3 = \frac{\alpha - \alpha_{сер}}{\lambda_\alpha}.$$

Рівняння регресії (3)-(7) можна записати в розкодованому виді

$$F(n; A; \alpha)_{виш} = 421,432 - 1,7 n - 12,21 A - 5,514 a + 0,0131 na + \\ + 0,3096 Aa + 0,0018 n^2 + 0,81 A^2 + 0,005648 nA \quad (8)$$

$$F(n; A; \alpha)_{чер} = 388,2879 - 1,1342 n - 18,8506 A - 32,0578 a + 0,0163 na + \\ + 0,3677 Aa + 0,0009 n^2 + 1,7161 \alpha^2 + 0,0535 nA \quad (9)$$

$$F(n; A; \alpha)_{ал} = 1385,645 - 6,3663 n + 9,009 A - 16,2298 \alpha + 0,0067 n^2 - \\ - 2,034 A^2 + 0,413 \alpha^2 + 0,0565 nA + 0,0348 n\alpha \quad (10)$$

$$F(n; A; \alpha)_{абр} = -253,267 + 0,9114 n + 7,3088 A - 5,6395 \alpha - 0,0008 n^2 - \\ - 0,4622 A^2 + 0,1823 \alpha^2 + 0,4855 aA \quad (11)$$

$$F(n; A; \alpha)_{минд} = 909,1113 - 3,883 n - 26,337 A - 7,5121 \alpha + 0,00503 n^2 + \\ + 1,335 A^2 + 0,4325 a^2 - 0,0212 na + 1,1422 Aa \quad (12)$$

Розрахунки щодо визначення оптимальних значень факторів і параметрів оптимізації відповідно до рівнянь (8)-(12) проводились за допомогою комп'ютерної програми «Mathematica-5» та програмного забезпечення пакету MathCad. Побудовано поверхні відгуку, визначено їх вид і зроблено аналіз за методом двомірних перерізів в залежності від факторів варіювання [9].

Аналізуючи поверхні відгуку, визначено оптимальні параметри та режими роботи лабораторної установки при калібруванні насіння плодкових кісточкових культур, які наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Оптимальні параметри та режими роботи лабораторної установки при калібруванні насіння плодкових культур

Параметри Культура	$n$ , кол./хв.	$A$ , мм	$\alpha$ , град
Вишня	440	5	7
Черешня	420	5	7
Алича	440	5	4
Абрикос	400	7	6
Мигдаль	400	6	7

Провівши калібрування насіння вишні, черешні, аличі, абрикоса і мигдалю при знайдених параметрах отримано фракційний склад насіння з відхиленням по масі від 3 до 7%.

*Висновки.* В результаті експериментальних досліджень процесу калібрування насіння плодкових кісточкових культур отримано математичні моделі, що адекватно описують процес калібрування.

Знайдено оптимальні параметри калібрування, які забезпечують якісне розділення насіння на фракції.

#### Література

1. *Бондаренко Л.Ю.* Дослідження розмірно – масових параметрів посівного матеріалу плодкових кісточкових культур / Л.Ю. Бондаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2006.– Вип. 35.– С. 111-117.
2. *Бондаренко Л.Ю.* Кореляційно-регресійний аналіз розмірно-масових параметрів насіння плодкових кісточкових культур / Л.Ю. Бондаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2006.– Вип. 36. – С. 105-110.
3. *Бондаренко Л.Ю.* Аналіз конструкцій решіт для сортування різних матеріалів / Л.Ю. Бондаренко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7, т.2. – С. 124-129.
4. *Бондаренко Л.Ю.* Аналіз пристроїв для очищення плоских решіт сортувальних і калібрувальних машин / Л.Ю. Бондаренко, Г.В. Антонова // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8, т.3. – С. 159-164.
5. ГОСТ 13056.1–67 Семена древесных и кустарниковых пород. Отбор образцов. – М.: Изд-во стандартов, 1968. – 27 с.
6. *Бондаренко Л.Ю.* Дослідження форми і розмірів отворів решіт для калібрування посівного матеріалу плодкових кісточкових культур / Л.Ю. Бондаренко, В.І.Цимбал // Механізація та електрифікація сільського господарства; /МЕСГ. – Глеваха, 2008. – Вип. 92. – С. 176-180.

7. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Ф. Алёшкин, П.М. Рошин. – М.-Л.: Колос, 1980. – 168 с.
8. Менчер Э.М. Основы планирования эксперимента с элементами математической статистики в исследованиях по виноградарству / Э.М. Менчер, А.Я. Земшман. – Кишинев: Штиинца, 1986. – 238 с.
9. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента в химической технологии / А.Г. Бондарь, Г.А. Статюха. – К.: Вища школа, 1976. – 184 с.
10. Бондаренко Л.Ю. Встановлення розмірно – масових параметрів посівного матеріалу плодкових кісточкових культур / Л.Ю.Бондаренко, М.Я. Зайдлер // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. – Вип. 23. – С. 123-128.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА КАЛИБРОВАНИЯ СЕМЯН ПЛОДОВЫХ КОСТОЧКОВЫХ КУЛЬТУР**

Бондаренко Л. Ю.

#### *Аннотация*

Наведены результаты экспериментальных исследований процесса калибрования семян таких плодовых культур, как вишня, черешня, алыча, абрикос, миндаль. Получены математические модели и оптимальные области протекания процесса. Установлены параметры, которые должны обеспечить качественное калибрование семян плодовых косточковых культур.

### **DETERMINATION OF OPTIMUM PARAMETERS TO THE PROCESS OF CALIBRATION OF SEED OF FRUIT DRUPACEOUS CULTURES**

L. Bondarenko

#### *Summary*

The work is presented to the results of experimental researches of process of calibration of seed of fruit cultures, such as a cherry, bird-cherry, cherry-plum, apricot, almond. Mathematical models and optimum areas of flowing of process are got. The parameters which must provide high-quality calibration of seed of fruit drupaceous cultures are determined.



УДК 631.363

## НОВІ ТЕХНОЛОГІЇ В ПРОЕКТУВАННІ СВИНАРСЬКИХ ФЕРМ І КОМПЛЕКСІВ

Скляр О.Г., к.т.н.,

Скляр Р.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-05-70

**Анотація** – роботу присвячено розгляданню нових технологій в проектуванні свинарських ферм і комплексів.

**Ключові слова** – свинарство, витрата кормів, годування, способи утримання, видалення гною, створення мікроклімату.

*Постановка проблеми.* Стан вітчизняного свинарства характеризується відсталістю технологій, високими трудовитратами, підвищеною витратою кормів, низькими показниками по приростах і якості м'яса, великим відходом поросят. Тому важко говорити про рентабельність виробництва на застарілих технологіях і устаткуванні при генетичних показниках, що практично не поліпшуються.

*Аналіз останніх досліджень.* Проте, не дивлячись на загальну відсталість свинарства, деякі крупні свинокомплекси (ВАТ «Племзавод «Степний» Кам'яно-Дніпровський район, АТЗТ «Агро-Союз» Дніпропетровська область та інш.) зуміли провести глибоку модернізацію виробництва і перейти на нові технології, застосували кращу зарубіжну генетику і вийшли на рівень рентабельності.

Аналіз показує, що зниження витрат до 6 грн. на 1 кг живої маси реально. При такій собівартості і ціні реалізації понад 10 грн./кг виробництво свинини рентабельне.

*Формулювання цілей статті.* Метою статті є розглядання нових перспективних технологій, які зараз вже застосовуються деякими провідними господарствами України.

*Основна частина.* Як правило, при реконструкції і новому будівництві інвестиційна фаза не перевищує трьох років з терміном окупності витрат і повернення кредитних засобів три - чотири року. При цьому вирішуються такі завдання, як:

- забезпечення собівартості виробництва продукції не вище 6 грн. на 1 кг живої маси;
- поліпшення якісних показників свинини, підвищення пістності до 65 % і зниження товщини шпика до 1,5—2 см;
- підвищення багатопліддя до 24 живих поросят в рік на одну основну свиноматку;
- зниження витрати кормів до 2,5—3 кг на 1 кг приросту;
- досягнення здавальної маси 110 кг за 165—185 днів відгодівлі і дорощення.

Для отримання цих конкурентних на світовому ринку свинини показників потрібні сучасна генетика, нові технології і устаткування, висококваліфікований персонал, якісне ветеринарне і санітарне забезпечення.

Програма технічного і технологічного переозброєння свинарства включає три основні напрями:

- реконструкція існуючих спеціалізованих підприємств по виробництву свинини;
- нове будівництво свинарських ферм і комплексів;
- виробництво свинини у фермерських і особистих підсобних господарствах.

Багато свинарських комплексів, побудованих в 70—80 р.р., розміщено на одному майданчику. В результаті бактерійна забрудненість навколишнього повітря викликає неконтрольовані захворювання і загибель молодняка. У ряді випадків відхід перевищує 40 %, що вимагає додаткових свиноматок і витрат на їх зміст. Тому основне завдання реконструкції крупних комплексів полягає в розділенні і перекладі на різні майданчики репродуктора з дорощуванням і відгодівлі в цілях забезпечення необхідного санітарного розриву і зниження відходу поросят.

Сучасні технології передбачають вміст свиноматок в секціях для запліднення протягом 28—30 днів. У цих приміщеннях свиноматок після відбирання від поросят містять в індивідуальних верстатах з фіксацією. Конструкція верстата забезпечує зручний вхід обслуговуючого персоналу для огляду свиноматки і запліднення. З фронтального боку передбачений прохід для кабана-пробника, який виявляє готовність свиноматки до запліднення (зазвичай це відбувається протягом 3...5 днів). Запліднення проводять двічі штучно, і до 30 днів свиноматка знаходиться у верстатах з фіксацією до підтвердження поросності. Нормована роздача корму за допомогою індивідуальних дозаторів автоматизована.

Після підтвердження поросності свиноматок переводять в приміщення поросного періоду (орієнтування 77 днів). Поширений груповий спосіб утримання свиноматок (до 12 голів в одному верстаті) з системою нормованого годування (рис.1). Останніми роками законодавчим шляхом в Європі прийнятий спосіб утримання свиноматок у станках з

вільним входом і виходом з вигулом на соломі або на щілинній підлозі. Це найбільш гуманний і ефективний спосіб утримання, але вимагає збільшення капітальних витрат при будівництві або реконструкції. Станки забезпечують вільний вхід і вихід свиноматки, а також забезпечені дозаторами нормованого годування.

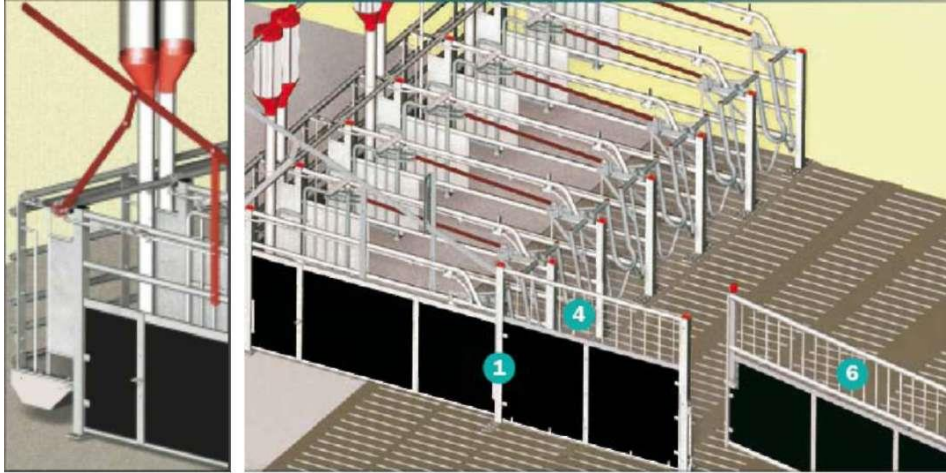


Рис.1. Груповий спосіб утримання свиноматок з системою нормованого годування.

За п'ять-сім днів до опоросу свиноматок переводять в спеціальні приміщення. Заздалегідь вони проходять санітарну обробку в окремому приміщенні. Підсосних свиноматок з поросятами містять в уніфікованому обладнанні із трансформуємими станками (рис. 2) і місцем для поросят з інфрачервоним обігрівом і лінією нормованого годування свиноматок.

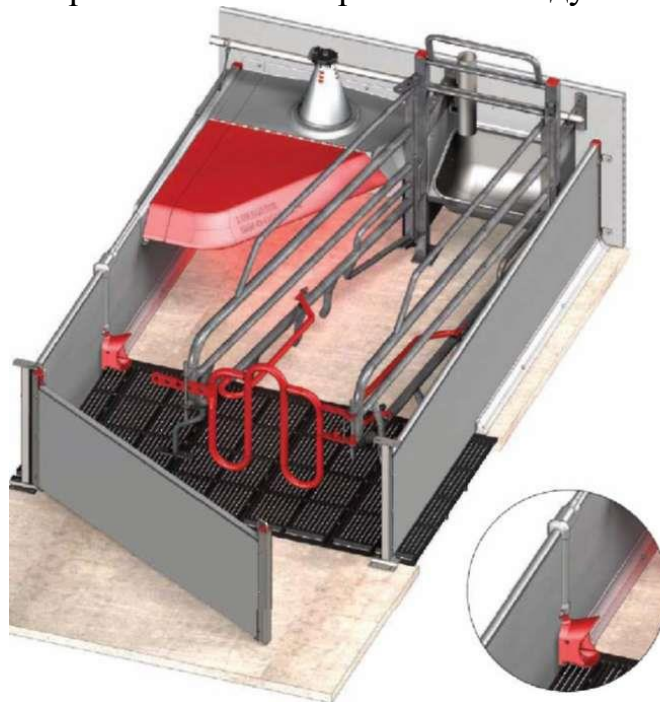


Рис. 2. Станок для утримання підсосних свиноматок

Системи сухого годування передбачають подачу корму по індивідуальній нормі, при цьому ніпельна напувалка розташовується безпосередньо в годівниці і свиноматка може сама регулювати вологість корму. Для підвищення збереження поросят рекомендується передбачати підігрів підлоги за допомогою теплих підстилок в зоні їх відпочинку (рис. 3).



а)

Рис. 3. Теплі підстилки для поросят.

У 28-денному віці поросят переводять в приміщення дорощування, а свиноматок повертають в приміщення для запліднення.

У приміщеннях для дорощування поросят містять в індивідуальних станках по 25—35 голів (від двох-трьох опоросів). Для годування сухими кормами "уволю" передбачені автоматичні годівниці: порося гойдає дзвін годівниці, і корм дозовано висипається з бункера. Процес годування супроводжується грою, і споживання корму збільшується, що приводить до підвищення приростів. У станках влаштовують навіс-берложку з підігрівом підлоги, створюють локальну зону відпочинку поросят на теплій підлозі. Це дозволяє не тільки зберегти поголів'я і підняти прирости, але і значно економити енергетичні ресурси на опалювання приміщень в зимовий період.

Досягши маси 30—35 кг поросят переводять в приміщення відгодівлі. Модернізація відгодівлі полягає в переході на "сухе" годування із застосуванням автоматичних годівниць за технологією годування "уволю" і автоматичною роздачею корму спіральними або шайбовими для ланцюжка транспортерами. Є можливість збільшення поголів'я в існуючих приміщеннях на 25—50 % за рахунок застосування нових здвоєних годівниць на 70 голів, що знижує витрати на реконструкцію і збільшує виробництво м'яса. Переклад на годування "уволю" дозволяє підвищити середньодобові прирости до 0,9—1 кг і понизити витрату кормів з 5—6 кг до 2,3—2,9 кг на 1 кг приросту.

АТЗТ «Агро-Союз» пропонує «холодне» утримання на глибокій незмінній підстилці в дугоподібних тентових ангарах (рис. 5). Це сприяє створенню оптимального мікроклімату в приміщенні і сприяє утворенню міцного імунітету у тварин. Такі ангари призначені для утримання 230 – 250 голів на відгодівлі з середньодобовими приростами 850 – 950 г/добу.



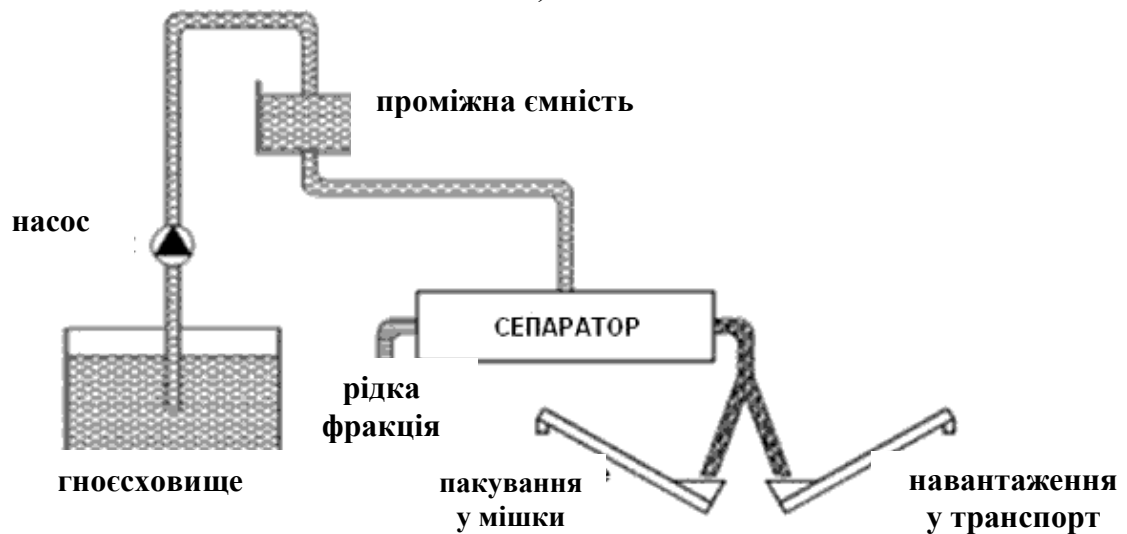
Рис. 5. Ангари для утримання поросят на відгодівлі.

Найбільш проблемною технологічною операцією завжди було видалення гною, оскільки воно вимагало великих витрат ручної праці. При «холодному» утриманні підстилка разом з гноем накопичується в ангарах на протязі всього циклу відгодівлі і може прибиратися грейферами з одночасним навантажуванням у транспортний засіб після закінчення відгодівлі певної групи тварин. Сучасні системи видалення гною самосплавом практично не вимагають важких ручних операцій. Тварин утримуються на частково щілинних підлогах, а їх розташовують в зоні дефекації. Гній просочується через решітку в гнойовий канал під кліткою і накопичується там два тижні. Раз в дві неділі оператор відкриває заглушку, і гній самосплавом віддаляється за системою каналізації в гноєсховищі. Перспективно застосовувати таку систему при утриманні підсосних свиноматок з поросятами та поросят на дорощуванні.

Переробка гною по сучасних технологіях передбачає розділення на фракції за допомогою безнапірних дугових сепараторів [1], шнекових сепараторів (рис. 6), прискорене анаеробне зброджування рідкої частини з виробництвом біогазу [2] і експрес-компостування твердої фракції з отриманням органічних компостів [3].



а)



б)

Рис. 6. Шнековий сепаратор для розподілу на рідку та тверду фракції: а) фотографія, б) технологічна схема лінії із застосуванням сепаратора.

Важливо також забезпечити оптимальні параметри мікроклімату на фермі. Перспективні дифузійна (припливне повітря подається через проникну стелю) і децентралізована (від припливних шахт з рециркуляцією повітря приміщення) системи вентиляції. Підігрівати повітря доцільно від газових теплогенераторів децентралізованого типу і

системи обігріву дельта-трубами від газових водонагрівачів. Мікробіологічна забрудненість патогенною мікрофлорою існуючих приміщень настільки велика, що іноді питання реконструкції і нового будівництва за комплексною оцінкою майбутньої продуктивності і витратами стають сумірними.

Сформулюємо вимоги до розташування приміщень і систем мікроклімату при проектуванні.

1. Приміщення повинні розташовуватися як надалі один від одного з урахуванням економічних міркувань по транспортних витратах. Зараз найбільш популярна трьохмайданчикова схема: репродуктор—дорощування—відгодівля. Причому відстані між приміщеннями можуть варіюватися від 0,5 до 5 км.

2. Необхідно враховувати розташування приміщень комплексу уперек "рози вітрів" так, щоб повітряні потоки з одного приміщення не розповсюджувалися на інших. Найвищі вимоги пред'являються до приміщень для дорощування поросят, оскільки там можливий максимальний відхід. Тому повітряні потоки від репродуктора і приміщення для відгодівлі не повинні потрапляти на приміщення для дорощування. Орієнтація самих приміщень має бути направлена паралельно "розі вітрів" так, щоб витяжне повітря не попадало в припливне.

3. Системи притоки і викиду повітря з приміщення мають бути максимально віддалені один від одного.

4. Повітря з приміщення повинне віддалятися із зон максимального виділення шкідливостей (переважно з гнойових каналів).

5. Система вентиляції має бути максимально енергоефективною (бажано без механічних спонукачів — вентиляторів).

6. Витрати енергії на опалювання мають бути мінімальними, тобто система повинна максимально ефективно використовувати біологічну теплоту, що виділяється тваринами.

В області проектування свинарських ферм і комплексів сьогодні перспективний напрям поточно-турового виробництва, при якому забезпечується принцип "пусто—зайнято" з метою дезінфекції приміщень. При цьому системи опалювання і вентиляції в кожному боксі працюють індивідуально.

*Висновки.* При застосуванні вище розглянутих технологій для утримання свиней різних статевих - вікових груп у реконструйованих або знову розроблених свинарниках дозволить знизити витрати, а відповідно і собівартість свинини та збільшить рентабельність виробництва.

Література.

1. Деклараційний патент на винахід UA №59942 А. Установка для розподілу рідкого гною на фракції / Р.В. Скляр, О.Г. Скляр, В.Д. Роговий. №2002129880; Заявлено 10.12.2002; Опубл. 15.09.2003, Бюл. №9.

2. *Скляр О.Г.* Основи біогазових технологій та параметри оптимізації процесу зброджування / О.Г. Скляр, Р.В. Скляр // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 1. – С. 20 - 30.
3. *Скляр О.Г.* Біотермічна твердофазна ферментація гною/ О.Г. Скляр, Р.В. Скляр // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8. – Т. 3. – С. 145-150.

## **НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПРОЕКТИРОВАНИИ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ФЕРМ И КОМПЛЕКСОВ**

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

### *Аннотация*

**Работа посвящена рассмотрению новых технологий в проектировании свиноводческих ферм и комплексов.**

## **NEW TECHNOLOGIES ARE IN PLANNING OF PIG BREEDINGS FARMS AND COMPLEXES**

A. Sklyar, R. Sklyar

### *Summary*

**Robot devoted consideration of new technologies in planning of pig breedings farms and complexes.**



## ЗМІСТ

<i>Болтянська Н.І.</i> Річні показники експлуатаційної безвідмовності фермського обладнання	3
<i>Бутко Д.А., Циб В.Г.</i> Визначення показників безпеки небезпечної зони при повороті транспортного агрегату	8
<i>Роговський Л.Л.</i> Технологічність ЕМО при відновленні деталей сільськогосподарської техніки	12
<i>Брагінець А.М., Брагінець С.М.</i> Сучасні енергозощаджуючі технології приготування та роздавання кормів	18
<i>Мілько Д.О.</i> Ідентифікація можливих проблем при зберіганні силосу	27
<i>Скляр О.Г., Скляр Р.В.</i> Обґрунтування схеми біогазової установки для господарств України	36
<i>Дереза О.О., Дереза С.В.</i> Аналіз існуючої техніки для заготівлі якісного сіна в господарствах	44
<i>Леженкін О.М.</i> Механіко-математичне обґрунтування параметрів і режимів роботи збиральної машини очисуючого типу	47
<i>Швидя В.О.</i> Теоретичне дослідження аеродинамічного процесу сепарації зерна	56
<i>Дідур В.А., Леженкін О.М., Головін С.В.</i> Результати польових досліджень машини для збирання рицини методом очісування на корені	63
<i>Полянский А.С., Дубинин Е.А., Хворост А.Г.</i> Влияние нагруженности элементов на надежность гусеничных машин	73
<i>Бутко Д.А., Циб В.Г.</i> Деякі аспекти управління безпекою праці в тваринництві реформованих господарств	79
<i>Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Задорожная В.В., Кот А.В.</i> Исследование динамики тягово-транспортного средства при движении на уклоне	85
<i>Болтянська Н.І.</i> Зміни техніко-експлуатаційних показників МЕЗ під впливом на них надійності	91
<i>Полянский А.С., Молодан А.А., Плетнёв В.Н.</i> Прогнозирование качества капитального ремонта цилиндропоршневой группы дизельного двигателя	97
<i>Матковський О.І., Кузьмінов В.В.</i> Обґрунтування параметрів форми та положення вивантажувального кормопроводу подрібнювача-змішувача грубих кормів	104
<i>Полянский А.С., Лузан С.А., Дерябкина Е.С.</i> Определение оптимальной скорости обработки поверхности и параметров иглофрезы, обеспечивающих максимальную прочность сцепления газопламенных покрытий	111

<i>Шацький В.В., Скляр О.Г., Мілько Д.О.</i> Методологія оптимізації параметрів конкурентоспроможного техніко-технологічного забезпечення тваринництва	119
<i>Роговський І.Л.</i> Аналітичний опис комплексного показника ефективності системи машин в рослинництві	129
<i>Вершков О.О., Коломієць С.М., Антонова Г.В.</i> Вибір параметрів беззчіпочних культиваторів для суцільного обробку ґрунту	136
<i>Дем'яненко В.Я., Болтянський Б.В., Чаплинський А.П.</i> Визначення коефіцієнта опору при русі кормоповітряної суміші у пневмокормороздавачі з дозуванням у трубі	143
<i>Прилуцький А.Н., Степаненко С.П., Зінчук В.С.</i> До обґрунтування раціональної конструкції вібровідцентрових решіт	151
<i>Омеляненко В.О.</i> Взаємодія рухомих електричних зарядів	157
<i>Бондаренко Л.Ю.</i> Визначення оптимальних параметрів процесу калібрування насіння плодкових кісточкових культур	162
<i>Скляр О.Г., Скляр Р.В.</i> Нові технології в проектуванні свинарських ферм і комплексів	169

**Наукове фахове видання**

***Праці Таврійського державного агротехнологічного  
університету***

**Випуск 10**

**Том 5**

**Свідотство про державну реєстрацію – КВ № 8272  
від 24.12.2003 р.**

**Відповідальний за випуск –  
к.т.н., доцент Скляр О.Г.**

---

**Підписано до друку 17. 06. 09 р. друк rizo  
7,5 умов. друк. арк. тираж 100 прим.  
Друкарня ТДАТУ**

**73312 ПП Верескун  
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К.Маркса, 10  
Тел. (06192)6-88-38**