

Міністерство аграрної політики та
продовольства України



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 2 Том 3

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2012 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. –
Вип. 2 Т. 3 – Мелітополь: ТДАТУ, 2012.– 240 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 6 від 31 січня 2012 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали у галузі
механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації
процесів сільськогосподарського виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

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

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.
(кафедра «Мобільні енергетичні засоби»)

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

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2012**

УДК 622.21

ІНТЕГРАЛЬНА МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОАГРЕГАТУ

Лур'є З.Я., д.т.н.,

Андренко П.М., д.т.н.,

Панамарьова О.Б., асп.*

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Тел. (057) 707–61–28

Анотація – в статті наведено розроблену інтегральну методику теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату з урахуванням розподілу теплової енергії в залежності від циклограми роботи та змінних в часі параметрів робочої рідини. Зроблена оцінка впливу на об'єм гідравлічного бака газомісту робочої рідини та пульсації тиску в гідроагрегаті.

Ключові слова – об'ємний гідроагрегат, тепловий розрахунок, робоча рідина, газоміст, пульсації тиску.

Постановка проблеми Надійна та ефективна робота об'ємного гідроагрегату (ГА) можлива в умовах оптимального теплового режиму. Найбільше теплоутворення відбувається в дроселюючі елементах ГА, при цьому практично всі втрати енергії в ньому перетворюються в тепло, яке викликає нагрівання деталей гідроапаратів та робочої рідини (РР), яка проходить крізь них. Лише незначна частина теплової енергії відводиться випромінюванням та конвекцією через зовнішні поверхні гідробаку та гідроапаратів. Визначення величини теплової енергії, що виділяється та розсівається в процесі роботи ГА, є складною багатофакторною задачею. Тому при проектуванні практично всіх ГА, з метою забезпечення стабільних його робочих характеристик та вибору раціонального об'єму бака, проводять тепловий розрахунок, використовуючи одну з відомих методик.

Аналіз останніх досліджень. Проведений нами аналіз літературних джерел показав, що при розрахунку теплового режиму ГА постійної продуктивності джерелами виділення тепла є: дроселюючі щілини регулюючих гідроапаратів, витоки та перетики в них, насосі та виконавчому механізмі, а також гідравлічний опір

трубопроводів [1]. З підвищенням температури РР вище встановлених норм, знижується її в'язкість, суттєво збільшуються витoki та перетоки, погіршується змащення поверхонь тертя. Це може привести до їхнього “зчеплення”, зниження ККД та скороченню ресурсу ГА. Крім того, при підвищенні температури активізується окислення РР та виділення з неї смолистих осадків, які прискорюють облітерацію прохідних каналів та дросельних щілин. Надмірному нагріванню РР також сприяє відсутність розвантаження насоса, значний опір зливної магістралі, низькі ККД насоса та гідроциліндру.

Більшість авторів [1, 2], та ін. проводить тепловий розрахунок ГА в припущенні, що теплова енергія, яка виділяється при його функціонуванні, головним чином витрачається на нагрівання бака з маслом. При досяганні сталої температури масла в баці вся теплота, що виділяється, розсіюється в навколишній простір. Однак, ці методики, як правило, не враховують циклічність роботи ГА, розташування та тепловиділення на різних його елементах, параметри РР та її пульсацію. Відмітимо, що розрахунок теплового режиму ГА необхідно проводити з врахуванням тепловиділення на різних його елементах, циклічності режиму роботи та інших факторів, які дозволяють підвищити точність розрахунків.

В роботі [3] кількість теплоти, яка виділяється в ГА, рекомендовано визначати з урахуванням особливостей його компонування та циклограми роботи. Весь технологічний цикл роботи ГА поділяють на окремі етапи з врахуванням: часу кожного переходу циклу, кількості РР, яка подається насосом і потрапляє до гідроциліндру. Пропонується використовувати інтегральний метод визначення кількості теплоти, яка виділяється. Його сутність заключається в визначенні різності потужності, яка затрачена на привід насоса та реалізованій за допомогою гідроциліндра (виконавчого механізму), на окремих етапах циклу. Але ж, в даному випадку, не розглядається тепловиділення на окремих гідравлічних елементах, не враховується зміна параметрів РР в процесі функціонування ГА.

В роботі [4] розглядається місцеве та осереднене по ГА нагрівання РР. У зв'язку з відносно великою швидкістю процесу течії РР через дросель або клапан, теплообміном зі стінками в них, як і в іншій гідроапаратурі нехтується. Вказується, що визначення осередненого приросту температури РР на окремому гідравлічному елементі чи на усьому ГА, з врахуванням не лише тепловиділення, а й тепловіддачі являє складну технічну задачу.

В статті [5] автори досліджують вплив зміни температурного режиму роботи об'ємного ГА на енергоспоживання з урахуванням різних режимів роботи протягом експлуатаційного циклу. В

результаті експериментальних досліджень було встановлено, що при збільшенні температури РР на кожні 10°C в діапазоні $(30-70)^{\circ}\text{C}$ відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7% до 6%. При цьому різне навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу ГА на сталий режим теплового балансу. Запропоновано коефіцієнт K_t , який характеризує зміну потужності, що споживає ГА, від зміни температури РР. Але в цій статті так само, як і в інших не враховується вплив на тепловий режим ГА: тепловиділення через поверхні трубопроводів та гідроеlementів, тип РР та зміна її густини в залежності від вмісту розчиненого та нерозчиненого в ній повітря, пульсація тиску.

Наведена в роботі [6] аналітична залежність для розрахунку кількості теплоти, яка виділяється в ГА в процесі його функціонування, дозволяє враховувати в тепловому розрахунку густину РР. Це дозволяє враховувати тип РР та зміну її параметрів. Використовується інтегральний метод визначення кількості теплоти, що виділяється в ГА. Однак, в даній роботі не враховується вплив на тепловий режим ГА тепловиділення крізь поверхні трубопроводів і гідравлічних елементів, пульсація тиску РР.

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що існуючі методики теплового розрахунку ГА комплексно не враховують по елементний розподіл теплової енергії, циклічність та режим його роботи, тип РР зі змінними в часі її параметрами, пульсацію тиску.

Мета роботи. Розробка інтегральної методики розрахунку теплового режиму ГА з врахуванням параметрів РР та циклограми його роботи.

Основна частина. Інтегральна методика теплового розрахунку ГА. Кількість теплоти, яка виділяється в ГА визначається з рівняння теплового балансу [6]

$$W = \left(c \frac{m}{dt} + c_m m_m \right) \Delta T + kF \left(\frac{\Delta T}{2} + \Delta T \right), \quad (1)$$

де c – теплоємність РР, $c = 0,45$ ккал/(кг·град) для мінерального масла; m – маса РР в ГА; t – час, с; $\frac{m}{dt}$ – масова витрата РР, $\frac{m}{dt} = q\rho_{cp}$, де

ρ_{cp} – середнє значення густини РР за цикл; c_m – теплоємність металу, $c_m = 0,11$ ккал/(кг·град) для зварного сталевого баку; m_m – маса металу, кг; k – коефіцієнт теплопередачі від баку до повітря, $k = 15$ ккал/($\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$) при відсутності інтенсивної місцевої циркуляції повітря; F – розрахункова площа масляного баку, м^3 ; ΔT – приріст температури РР за час dt , в розрахунках приймали $\Delta T = 55 - 20 = 35^{\circ}\text{C}$

Коефіцієнт теплопередачі k є умовною величиною, котра значно залежить від конструкції ГА і машини де він застосований. Тобто k

характеризує ступінь досконалості конструкції ГА по забезпеченню тепловідведення за рахунок поверхонь охолодження. В загальному випадку цей показник визначається для поверхонь гідравлічного баку, не враховуючи інші поверхні, крізь котрі відбувається тепловиділення.

Середнє значення тиску РР за перехід циклу визначається за формулою

$$p_{\text{сер}} = \frac{\int_{t_{i1}}^{t_{i2}} p(t) dt}{t_i}, \quad (2)$$

де $p(t)$ – тиск РР в ГА, МПа ; t_i – тривалість i -го переходу циклу, с; t_{i1} и t_{i2} – відповідно час початку та закінчення i -го переходу циклу, с.

Врахування параметрів РР. В процесі функціонування ГА на окремих ланках відбувається зміна тиску, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим та нерозчиненим повітрям, який міститься в РР. Вміст нерозчиненого повітря значно впливає на модуль об'ємної пружності, зменшуючи його в порівнянні з модулем тій же самої рідини без нерозчиненого повітря, особливо при тиску $p_{\text{сер}} < 5$ МПа [7].

Середній об'єм розчиненого в РР газу за перехід циклу визначали за залежністю

$$V_{\text{r0.сер}} = \alpha V_p \frac{p_{\text{сер}}}{p_0}, \quad (3)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря в РР, $\alpha = 0,8$; V_p – об'єм РР; $p_{\text{сер}}$ – середній тиск РР в ГА, який відповідає одному переходу циклу роботи ; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску.

З врахуванням залежності (3) об'єм нерозчиненого повітря в РР визначається за залежністю

$$V_{\text{r.сер}}^* = V_{\text{r}\Sigma} - V_{\text{r0.сер}}, \quad (4)$$

де $V_{\text{r}\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого и не нерозчиненого повітря в РР.

Залежність середнього за перехід циклу роботи ГА ізотермічного модуля об'ємної пружності РР від середнього тиску за той же самий перехід циклу, при заданій температурі, відносному вмісту нерозчиненого повітря в ній, знаходили за залежністю з роботи [6], яка з врахуванням залежності (4) записували у вигляді

$$E_{\text{сер}} = E_p \frac{p_{\text{сер}}^2 \left[V_p^* + V_{\text{г.сер}}^* \frac{p_0}{p_{\text{сер}}} \right]}{V_p^* p_{\text{сер}}^3 + V_{\text{г.сер}}^* E_p p_0}, \quad (6)$$

де V_p^* – відношення об'єму РР V_p до сумарного об'єму суміші V_{Σ} , $V_{\Sigma} = V_p + V_{\text{г}}$; $V_{\text{г.сер}}^*$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $V_{\text{г.сер}}^* = V_{\text{г}} / V_{\Sigma}$; E_p – модуль об'ємної пружності РР при заданій температурі.

Середню густину РР за перехід циклу, с врахуванням об'єму розчиненого і нерозчиненого повітря визначаємо за залежністю

$$\rho = \rho_{\text{pp0}} \left(1 - z_{\text{сер}} \right) \left[1 + \frac{p_{\text{сер}} - p_0}{E_{\text{сер}}} \right] + \rho_{\text{г0}} z_{\text{сер}} \frac{p_{\text{сер}}}{p_0}, \quad (7)$$

де $z_{\text{сер}}$ – доля об'єму рідинно-повітряної суміші (середовища),

яка зайнята газом, розраховується за формулою $z_{\text{сер}} = \frac{V_{\text{г.сер}}^*}{V_p + V_{\text{г.сер}}^*}$.

Залежності (6) і (7) дозволяють провести розрахунок, середніх за перехід циклу роботи ГА, модуля об'ємної пружності РР з врахуванням кількості нерозчиненого в ній повітря.

Середнє значення кількості теплоти, яка виділяється з ГА на кожному переході циклу знаходиться за формулою

$$W_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i \Delta t_i}{n}, \quad (8)$$

де Δt_i – відносний час переходу, $\Delta t_i = \frac{t_i}{t_{\text{ц}}}$, с; n – кількість

переходів в циклі.

Об'єм гідравлічного баку визначається за залежністю [3]

$$V_6 = \sqrt{\left(\frac{W_{\text{сер}}}{4\Delta T} \right)^3}, \quad (9)$$

де ΔT – приріст температури РР за час функціонування ГА, приймали $\Delta T = 55 - 20 = 35^\circ\text{C}$.

Для оцінки результатів використовували відносну оцінку

$$J_w = \frac{|W_{\text{г}} - W_{\text{г0}}|}{W_{\text{г0}}} 100\%, \quad (10)$$

де W_r – кількість теплоти, яка видалилася з ГА, розрахована з врахуванням газовмісту в РР; W_{r0} – кількість теплоти, яка видалилася з ГА, розрахована без врахування газовмісту в РР.

Аналогічно до формули (10) виконано оцінку результатів розрахунку об'єму гідравлічного баку.

Розрахункові дослідження. Вони проводилися для ГА механізму підйому, циклограма роботи якого складається з трьох переходів: підймання вантажу, тривалістю $t_1 = 11,7$ с; витримки протягом $t_2 = 5$ с і опускання – $t_3 = 8,8$ с, [8]. Результати розрахунків наведено в табл. 1 – 4.

Таблиця 1
Основні параметри ГА при його функціонуванні

Параметр	1 перехід	2 перехід	3 перехід
Тривалість переходу, с	11,7	5	8,8
Середня швидкість руху гідроциліндру, м/с	0,07	0	0,09
Середній тиск РР в ГА, МПа	8,4	8,4	11,3

Таблиця 2
Результати розрахунків при 1% газовмісті в РР

№ пере- ходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		По- хиб- ка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		По- хиб- ка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	38,67	38,85	0,4	0,119	0,12	0,7
2	20,36	20,53	0,8	0,045	0,046	1,3
3	30,72	30,9	0,6	0,084	0,085	0,87
при 3% пульсації тиску РР						
1	38,67	38,86	0,5	0,119	0,12	0,7
2	20,36	20,53	0,87	0,045	0,046	1,3
3	30,72	30,9	0,6	0,084	0,085	0,87
при 7% пульсації тиску РР						
1	38,67	38,67	0,5	0,119	0,119	0,7
2	20,36	20,35	0,87	0,045	0,045	1,3
3	30,71	30,72	0,6	0,084	0,084	0,88

Як видно з розрахунків пульсації тиску РР на кількість тепла, що виділяється з ГА і об'єм гідравлічного баку не впливає. При

врахуванні газовмісту РР похибка при розрахунку кількості теплоти, яка виділяється з ГА становить до 7 %, а при визначенні об'єму гідравлічного баку – 10%.

Таблиця 3

Результати розрахунків при 3% газовмісті в РР

№ пере ходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		По- хиб- ка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		По- хиб- ка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	38,25	38,86	1,6	0,117	0,12	2,4
2	19,93	20,54	3	0,044	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,082	0,085	3
при 3% пульсації тиску РР						
1	38,25	38,85	1,6	0,12	0,12	2,4
2	19,93	20,53	3	0,046	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,085	0,085	3
при 7% пульсації тиску РР						
1	38,25	38,85	1,6	0,12	0,12	2,4
2	19,93	20,53	3	0,046	0,046	4,4
3	30,29	30,9	2	0,085	0,085	3

Таблиця 4

Результати розрахунків при 7% газовмісті в РР

№ пере ходу	Кількість теплоти, що виділяється в ГА, ккал/ч		По- хиб- ка, %	Необхідний об'єм бака, м ³		По- хиб- ка, %
	з врахуванням газовмісту	без		з врахуванням газовмісту	без	
без пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	10,5
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7
при 3% пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	10,5
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7
при 7% пульсації тиску РР						
1	37,4	38,85	3,7	0,113	0,12	5,6
2	19	20,53	7,1	0,041	0,046	11,1
3	29,4	30,9	4,7	0,079	0,085	7

Середнє значення об'єму гідравлічного баку, розраховане за залежністю (8) при різних умовах відповідно складає:

- при 1% газомістості $V_{\text{сер.г}} = 0,018 \text{ м}^3$ з врахуванням газомістості в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування;

- при 3% газомістості $V_{\text{сер.г}} = 0,017 \text{ м}^3$ з врахуванням газомістості в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування;

- при 7% газомістості $V_{\text{сер.г}} = 0,016 \text{ м}^3$ з врахуванням газомістості в РР і $V_{\text{сер}} = 0,018 \text{ м}^3$ без врахування.

Об'єм баку, розрахований виходячи з 3-х хвилинної подачі насоса $q = 10 \text{ л/хв} = 1,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, складає $V_{3\text{п}} = 0,024 \text{ м}^3$, що як мінімум на 25% більше ніж розрахований за розробленою інтегральною методикою.

Вибір раціональної форми гідравлічного баку. Об'єм РР в гідробаці приймаємо виходячи з 3-х хвилинної номінальної подачі насоса

$$V_{\text{РР}} = \frac{3 \cdot q \cdot 10^{-3}}{60}, \text{ м}^3, \quad (11)$$

де q – подача насоса, л/хв.

Приймаючи, що РР залита до рівня $\approx 0,8$ висоти гідробаку, його об'єм складає

$$V_{\text{б}} = \frac{V_{\text{РР}}}{0,8} = 1,25 V_{\text{РР}}. \quad (12)$$

Розглядали гідробак з розмірами: a – ширина, b – довжина, H – висота. При визначенні розрахункової площі поверхні тепловиділення враховували, що F' – площа поверхні гідробаку, яка безпосередньо стикається з РР, в тому числі й площа основи; F'' – площа поверхні гідробаку, що безпосередньо не стикається з РР і тому має нижчу температуру і яка враховується із зменшенням в два рази [2, 9]. Площу поверхні тепловиділення гідробаку розраховували за формулою

$$F = F' + \frac{F''}{2}. \quad (13)$$

Позначали $b = k_2 a$, $H = k_1 a$, де k_1 і k_2 коефіцієнти висоти та довжини гідробаку, що призначали відносно ширини. При цьому об'єм баку становить

$$V_{\text{б}} = a b H = k_1 k_2 a^3. \quad (14)$$

З врахуванням висоти рівня РР $0,8H$ та площі основи, площа поверхні гідробаку, яка безпосередньо стикається з РР

$$F' = a^2 (k_2 + 1,6k_1 + 1,6k_1 k_2), \quad (15)$$

та площа поверхні гідробаку, що безпосередньо не стикається з РР

$$F'' = a^2(k_2 + 0,4k_1 + 0,4k_1k_2). \quad (16)$$

Розрахункова поверхня гідробаку становить

$$F = F' + 0,5F'' = a^2(1,5k_2 + 1,8k_1 + 1,8k_1k_2). \quad (17)$$

З формули (14) знаходили $k_1 = \frac{V_6}{k_2 a^3}$, після підстановки якого до

формули (17) отримали

$$F = a^2(1,5k_2 + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} k_2) = a^2(1,5k_2 + 1,8 \frac{V_6}{k_2 a^3} + 1,8 \frac{V_6}{a^3}). \quad (18)$$

Визначали значення k_2 , яке відповідає екстремум функції F

$$\frac{dA}{dk_2} = 1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{k_2^2 a} = 0, \quad \text{або } 1,5k_2^2 a^3 = 1,8V_6. \quad (19)$$

З рівняння (19) знаходили

$$k_{20} = \sqrt{\frac{1,8}{1,5a^3} V_6} = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}}. \quad (20)$$

Для оцінки екстремуму функції F (максимуму або мінімуму) давали невеликий приріст $h = \pm 0,1$ до значення k_{20} і визначали знаки першої похідної dA/dk_2 при $k_{20} - h$ і $k_{20} + h$. Отримали: для $k_{20} - h$

$$1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{1,2V_6}{a} - 0,2 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 0,01\right)a} < 0,$$

для $k_{20} + h$

$$1,5a^2 - \frac{1,8V_6}{\left(\frac{1}{a^2} \cdot \frac{1,2V_6}{a} - 0,2 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 0,01\right)a} > 0.$$

Таке чергування знаків першої похідної відповідає мінімуму функції F при $k_2 = k_{20}$ (див. формулу (20)) яка дорівнює

$$F = a^2(1,5 \frac{1}{a} \sqrt{\frac{1,2V_6}{a}} + 1,8 \frac{1}{a^2} \sqrt{\frac{aV_6}{1,2}} + 1,8 \frac{1}{a^3} V_6). \quad (21)$$

При $k_1 = k_2 = 1$ отримали відповідно до рівняння (17)

$$F = a^2(1,5 + 1,8 + 1,8) = 5,1a^2 = 5,1\sqrt[3]{V_6^2}. \quad (22)$$

Якщо прийняти $a = \sqrt[3]{V_6}$ і підставити її до рівняння (22), за яким визначається мінімальне значення F , то отримаємо

$$F = \sqrt[3]{V_6^2} \left(1,5 \frac{1}{\sqrt[3]{V_6^2}} \sqrt{\frac{1,2V_6}{\sqrt[3]{V_6}}} + 1,8 \frac{1}{\sqrt[3]{V_6^2}} \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V_6} \cdot V_6}{1,2}} + 1,8 \right) = \quad (23)$$

$$= \sqrt[3]{V_6^2} (1,5\sqrt{1,2} + 1,8\sqrt{\frac{1}{1,2}} + 1,8) = 5,09\sqrt[3]{V_6^2}.$$

Зіставляючи значення функції F по формулах (19) н (21), можна відзначити, що вибираючи параметри ширини a , довжини b і висоти H гідробаку, як сторони куба, ми отримаємо практично найменшу площу поверхні тепловиділення.

Різні варіанти значень F при відхиленні від кубічної форми представлені в табл. 5 приведені різні комбінації коефіцієнтів k_1 і k_2 і відповідні ним значення сторін гідробаку a , b , H , площі поверхні тепловіддачі F у функції однієї і тієї ж місткості гідробаку V_6 . В останній колонці приведений відсоток збільшення поверхні F_i порівняно з кубічним варіантом F_1 , який прийнято за мінімальне значення

$$\beta(\%) = \frac{F_i - F_1}{F_1} 100, \quad i = 2 \dots 13.$$

Варіанти табл. 5 розташовані в порядку збільшення величини β . Кількість варіантів може бути збільшена, шляхом призначення додаткових комбінацій коефіцієнтів k_1 і k_2 . При конкретному виборі k_1 і k_2 , які впливають на конструктивну форму гідробаку, слід враховувати передбачувані розміри панелі гідроапаратури, що встановлюється на кришці бака, а також місце розташування насосної станції біля технологічного устаткування.

Таблиця 5

Варіанти геометричних форм гідробаку і площі поверхні тепловиділення

№	k_1	k_2	a , м	H , м	b , м	F , м ²	β , %
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1	$\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$5,1\sqrt[3]{V_6}$	0
2	1,5	1,5	$0,763\sqrt[3]{V_6}$	$1,144\sqrt[3]{V_6}$	$1,144\sqrt[3]{V_6}$	$5,232\sqrt[3]{V_6}$	2,59
3	0,5	1	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$0,637\sqrt[3]{V_6}$	$1,2\sqrt[3]{V_6}$	$5,238\sqrt[3]{V_6}$	2,7
4	1	2	$0,69\sqrt[3]{V_6}$	$1,034\sqrt[3]{V_6}$	$1,38\sqrt[3]{V_6}$	$5,33\sqrt[3]{V_6}$	4,5
5	2	0,5	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$1,274\sqrt[3]{V_6}$	$0,637\sqrt[3]{V_6}$	$5,476\sqrt[3]{V_6}$	7,37

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	5	6	7
6	2	2	$0,629\sqrt[3]{V_6}$	$1,258\sqrt[3]{V_6}$	$1,258\sqrt[3]{V_6}$	$5,476\sqrt[3]{V_6}$	7,37
7	2	1,5	$0,69\sqrt[3]{V_6}$	$1,38\sqrt[3]{V_6}$	$1,034\sqrt[3]{V_6}$	$5,542\sqrt[3]{V_6}$	8,66
8	2	3	$0,55\sqrt[3]{V_6}$	$1,1\sqrt[3]{V_6}$	$1,65\sqrt[3]{V_6}$	$5,545\sqrt[3]{V_6}$	8,72
9	2	2,5	$0,584\sqrt[3]{V_6}$	$1,17\sqrt[3]{V_6}$	$1,462\sqrt[3]{V_6}$	$5,58\sqrt[3]{V_6}$	9,41
10	3	2	$0,55\sqrt[3]{V_6}$	$1,65\sqrt[3]{V_6}$	$1,1\sqrt[3]{V_6}$	$5,818\sqrt[3]{V_6}$	14
11	2	4	$0,5\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$2\sqrt[3]{V_6}$	$6\sqrt[3]{V_6}$	17,65
12	3	3	$0,48\sqrt[3]{V_6}$	$1,44\sqrt[3]{V_6}$	$1,44\sqrt[3]{V_6}$	$6,05\sqrt[3]{V_6}$	18,82
13	4	2	$\sqrt[3]{V_6}$	$2\sqrt[3]{V_6}$	$\sqrt[3]{V_6}$	$6,15\sqrt[3]{V_6}$	20,6

Висновки. Розроблена інтегральна методика розрахунку теплового режиму об'ємного ГА, яка комплексно, в порівнянні з відомими, враховує перемінні в часі параметри РР, її газоміст і пульсацію тиску, що дозволяє уточнити розраховане значення об'єму гідравлічного баку.

Розрахунковим шляхом встановлено, що пульсації РР на кількість тепла, що виділяється з ГА, і об'єм гідравлічного баку практично не впливають. Кількість тепла, що виділяється з ГА, і об'єм гідравлічного баку суттєво залежать від газомісту РР. Раціональною формою гідравлічного баку є куб з рівними довжинами сторін.

Література

1. *Аврутин Р.Д.* Справочник по гидроприводам металлорежущих станков / *Р.Д. Аврутин* – М.–Л.: Машиностроение – 1965. – 268 с.
2. *Брон А.С.* Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий / *А.С. Брон, Ж.Э. Тартаковский* – М.: Машиностроение, 1967. – 356 с.
3. Гидросистемы высокого давлений. Под ред. *Ю.Н. Лаптева.* – М.: Машиностроение, 1973. – 152 с.
4. *Навроцкий К.Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : [учебник для вузов] / *К.Л. Навроцкий.* – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
5. *Губарев О.П.* Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / *О.П. Губарев., О.В. Левченко, О.В. Ветрова* // Вісник НТУУ “КПІ”, Машинобудування. – К.: НТУУ “КПІ”, 2009. – № 59. – С. 216 – 219.

6. *Mednis W.* Hydrauliczne napedy i ich sterowanie / *W. Mednis.* – Warszawa: OWPW, 1999. – 93 s.
7. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
- 8 *Андренко П.М.* Дослідження динамічних характеристик гідроагрегату живлення / *П.М. Андренко, В.В. Клітної, О.Б. Панамарьова.* // Вестник ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2007. – Вып.38. – С, 221 – 224.
- 9 Методические указания к курсовому проекту по объемным гидромашинам “Проектирование и расчет маслостанций”. / Сост. *А.П. Ефремов, М.П. Крутько.* – Харьков: ХПИ. – 1987. – 18 с.

ИНТЕГРАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Лурье З.Я., Андренко П.Н., Панамарева О.Б.

Аннотация – в статье приведена интегральная методика теплового расчета объемного гидроагрегата с учетом распределения тепловой энергии в зависимости от циклограммы работы и переменных во времени параметров рабочей жидкости. Выполнена оценка влияния на объем гидравлического бака газосодержания в рабочей жидкости и пульсаций давления в гидроагрегате.

ИНТЕГРАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ОБЪЕМНОГО ГИДРОАГРЕГАТА

Z. Lure, P. Andrenko, O.Panamariova

Summary

In the article the integral method of thermal calculation of by volume hydrounit power is resulted taking into account distributing of thermal energy in zavisimosti ot ciklogrammy of work and in-out in time parameters of working liquid. The estimation of influence on the volume of hydraulic tank of gas content in a working liquid and pulsations of pressure is executed in a hydrounit power.

УДК 621.225.001.4

ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Зуев А.А., к.т.н.,

Кувачёв В.П., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – Работа посвящена обоснованию путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности путем исследования работы их цапфенного распределительного механизма.

Ключевые слова – планетарная гидромашина, охватывающий вытеснитель, охватываемый вытеснитель, шестерня, ротор, рабочая жидкость, карданная передача, цапфенный распределительный механизм.

Постановка проблемы. Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной техники делают особенно актуальным вопрос, гидрофикации ее активных рабочих органов. Недостаточно широкое применение силовых гидроприводов, как у нас в стране, так и за рубежом, объясняется ограниченной номенклатурой гидромашин и их конструктивным исполнением.

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроприводов с гидромашинами вращательного действия.

На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня нужны гидромашин малой мощности от 1 до 3 кВт. Таким требованиям удовлетворяют гидромашин с карданной передачей, которые

представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

В настоящее время эти гидромашины находят свое применение при гидрофикации техники различных отраслей народного хозяйства, когда необходима большая частота вращения и небольшой крутящий момент, а также при специфических требованиях к конструкции гидрофицируемой техники.

Повышения выходных характеристик планетарных гидромашин с карданной передачей при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы – исследование влияния геометрических параметров и рабочих процессов, протекающих в распределительном механизме на изменение его выходных характеристик.

Анализ последних исследований. Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромашин [1-3] свидетельствует о малоизученности гидромашин с карданной передачей, в которых применяется цапфенное распределение рабочей жидкости. В этой связи необходимо отметить, что вопросы расчета и проектирования цапфенного распределительного механизма, а также влияние его конструктивных особенностей на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности малоисследованны.

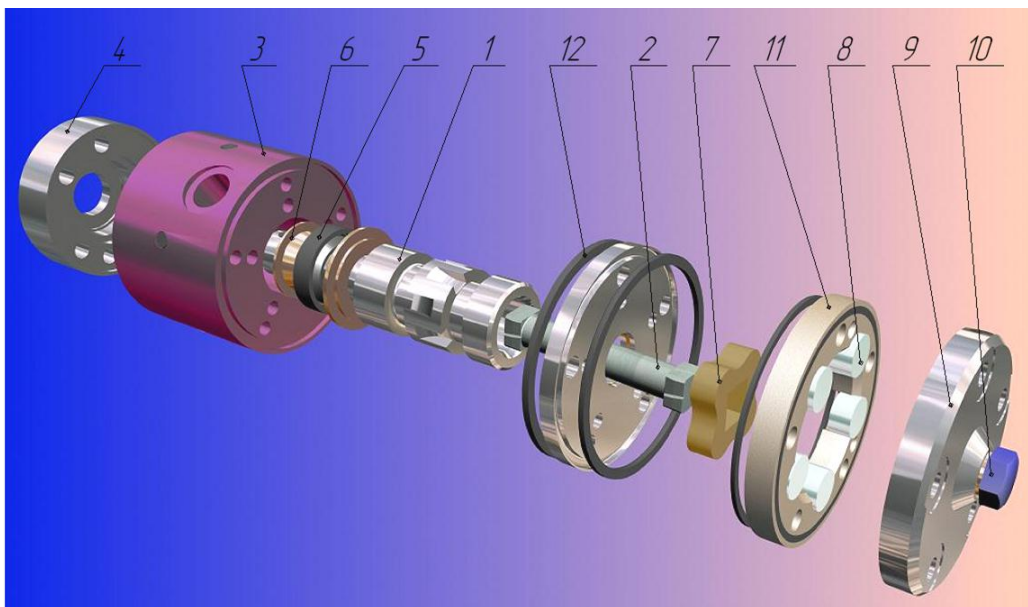


Рис. 1. Планетарный гидромотор серии ПРГ-2:

1 – вал; 2 – вал; 3 – корпус; 4, 9 – крышка; 5 – манжета; 6 – втулка упорная; 7 – охватываемый вытеснитель; 8 – ролики; 10 – болт; 11 – охватывающий вытеснитель; 12 – уплотнительные кольца

Цель статьи. Улучшение выходных характеристик

планетарных гидромашин малой мощности путем исследования работы цапфенной распределительной системы.

Основная часть. На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к типажам гидромоторов. Сегодня нужны гидромоторы мощностью от 1 до 3 кВт.

В отличие от разработанного семейства планетарных гидромашин мощностью от 6,5кВт до 33кВт, гидромотор ПРГ-2 выполнен по другой конструктивной схеме компенсации планетарного движения вытеснителей и распределения рабочей жидкости [2,3]. В гидромоторах данного типа применяется цапфенная распределительная система рабочей жидкости, что позволяет конструктивно уменьшить габаритные размеры гидромотора, а компенсация планетарного движения вытеснителей осуществляется с помощью карданной передачи.

Планетарные гидромоторы серии ПРГ-2 (рис. 1) состоят из вала 1, на котором выполнены проточки, в которые попадает рабочая жидкость. Внутри полого вала 1 расположен карданный вал 2, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения, позволяющие ему вращаться как внутри вала 1, так и внутри охватываемого вытеснителя 7 (внутренней шестерни). Вал 1 установлен в корпусе 3, в котором выполнены отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости. В корпусе 3 также имеются радиальные и торцевые отверстия, через которые рабочая жидкость от вала попадает в распределительные окна, а затем в рабочие камеры, образованные охватывающим 11 и охватываемым 7 вытеснителями.

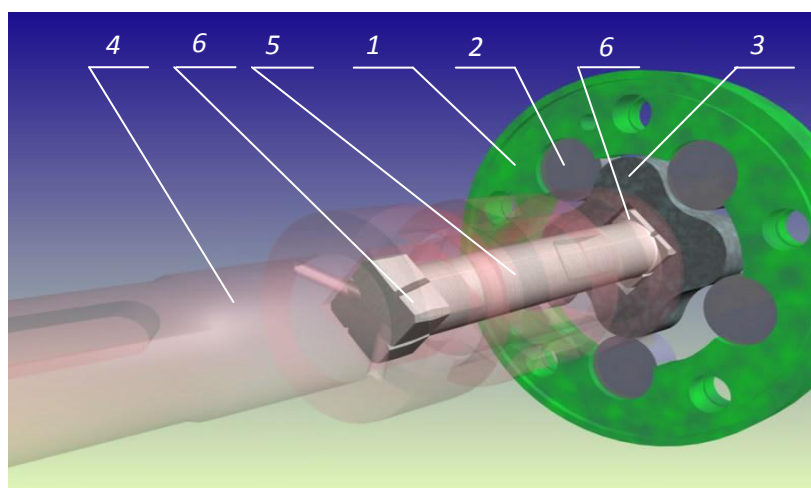


Рис. 2. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – вал; 5 – кардан; 6 – элементы квадратного сечения

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с

помощью карданной передачи (рис. 2) применяется в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин; и высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин [2,3].

Внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1 (рис. 2) со вставленными роликами 2 вращается охватываемый (внутренний) вытеснитель 3. Охватываемый вытеснитель 3 движется внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1, причем центр подвижного вытеснителя движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Это движение может компенсироваться с помощью карданной передачи. Подвижный охватываемый вытеснитель 3 соединен с валом 4, который вращается концентрично неподвижному охватывающему вытеснителю 1. Внутри полого вала 4 находится кардан 5, выполненный в виде вала, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения 6, позволяющие ему вращаться как внутри вала 4, так и внутри охватываемого вытеснителя 3. Кардан 5 по углу отклоняется на $5...10^\circ$ от оси, что позволяет компенсировать планетарное движение внутреннего вытеснителя 3.

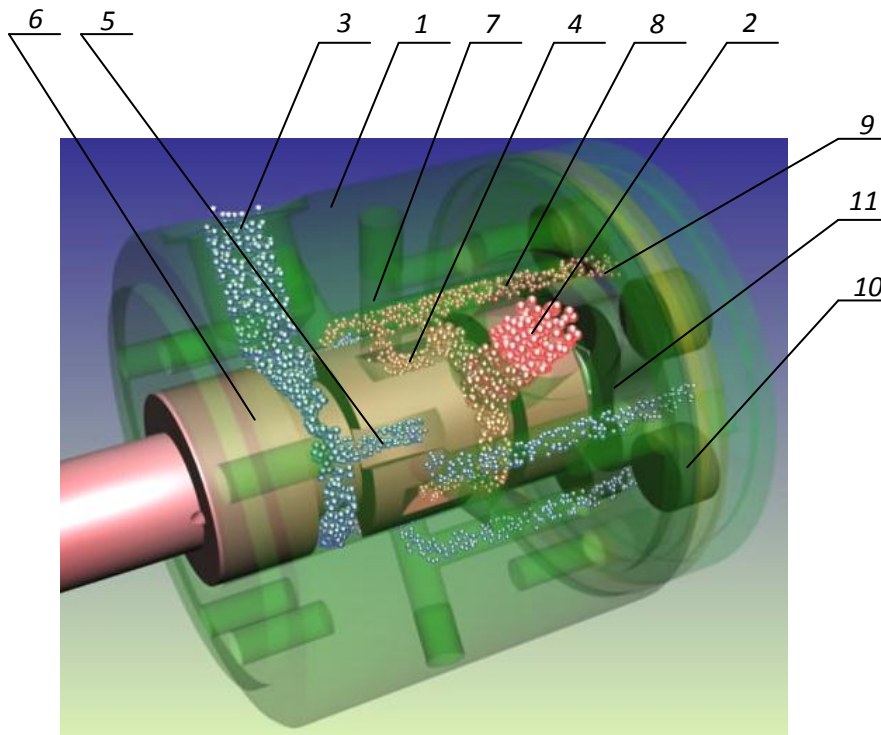


Рис. 3. Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости:

- 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие;
 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры;
 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель

Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 3) применяется в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин и в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин [2,3].

Цапфенное распределенное устройство (рис. 3) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива 5, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями. В корпусе 1 гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давлением поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с нарезанными на нем пазы 4, 5 вращается, а корпус 1 с отверстиями 7 - неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8 жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

Цапфенное распределенное устройство можно представить в виде вала 1, с нарезанными на нем канавками нагнетания 2 и слива 3, на который надет корпус 4, где выполнены отверстия 5 (рис.4, а). На схеме (рис. 4, б) представлена развертка вала, где красным цветом выполнены пазы нагнетания 2, синим цветом – пазы слива 3, а белым цветом – тело вала 1. Если наложить поверхность корпуса с распределительными окнами 4 и перемещать вал, то пазы нагнетания 1 и слива 2 будут поочередно перекрываться распределительными окнами 4.

Условимся считать, что вал с нарезанными на нем канавками расположен неподвижно, а кольцо с отверстиями, надетое на вал движется. Причем будем считать, что неподвижно расположенный элемент - золотник, а подвижный распределитель. Канавки на золотнике и отверстия на распределителе условно назовем окнами золотника и распределителя, соответственно.

Форма окон распределителя может быть выполнена в виде окружности, нескольких окружностей (в зависимости от размера канавки) и в виде эллипса. Однако технологически изготовить окно в виде эллипса трудно, поэтому будем рассматривать окна цилиндрической формы. Причем примем, что ширина и длина окна золотника равны диаметру окна распределителя.

Учитывая принятые допущения, определим основные геометрические параметры цапфенной распределительной системы.

Основные геометрические параметры, характеризующие цапфенную распределительную систему определяются аналогично торцевой распределительной системы с сегментными и цилиндрическими окнами [4,5].

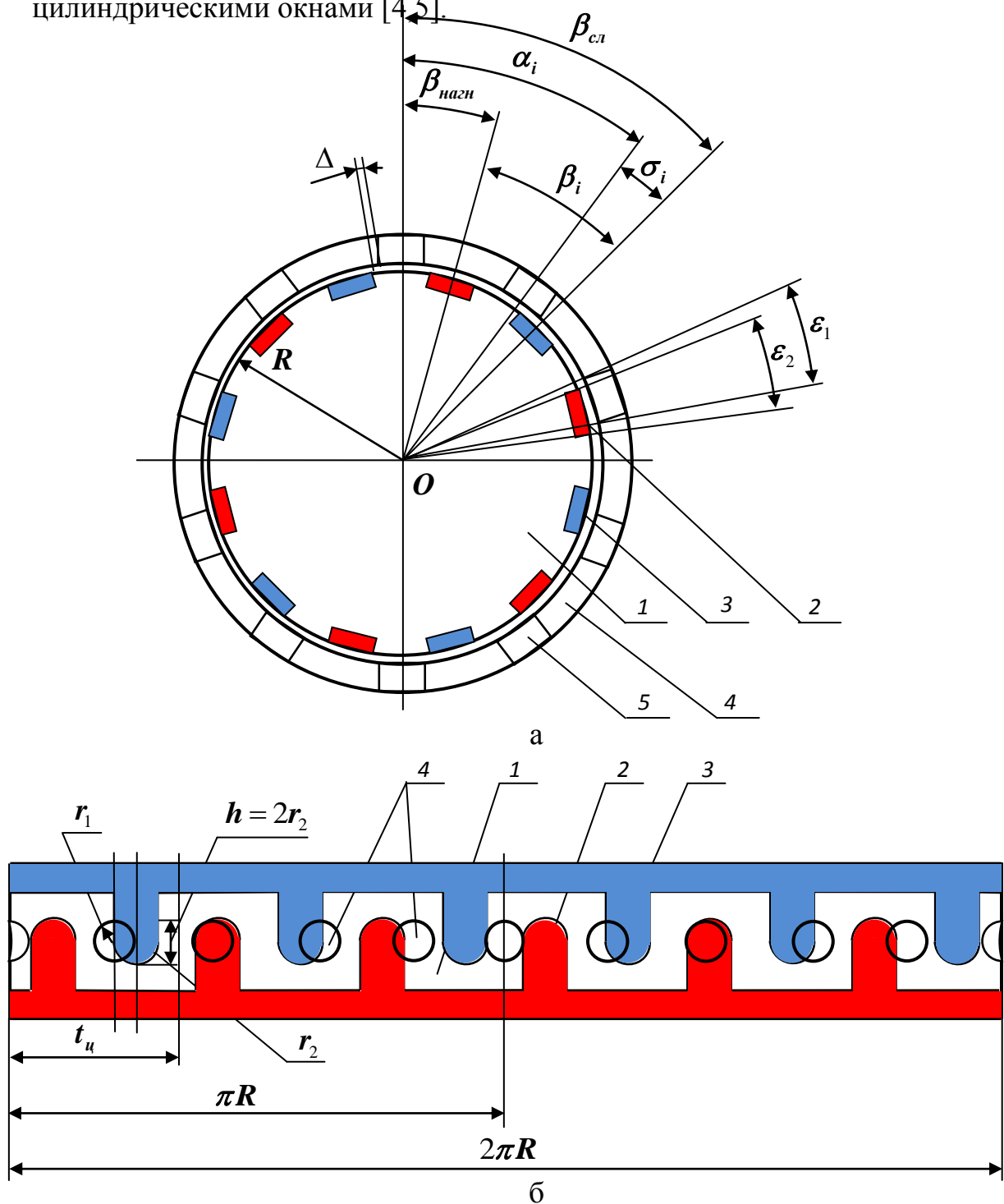


Рис. 4. Схема цапфенной распределительной системы:
а – разрез вала, б – развертка вала

Угол между окнами распределителя в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_1}$, а угол между окнами золотника – $\beta = \frac{2\pi}{Z_2}$, где Z_1 – количество окон распределителя, Z_2 – количество окон золотника.

Угол расположения первого окна золотника β_1 определяется выражением:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (1)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \quad \dots, \quad \beta_i = \beta_{i-1} + \beta. \quad (2)$$

Причем считаем нечетные окна золотника окнами нагнетания, текущие углы расположения которых равны $\beta_{нагн_i}$, а четные – окнами слива $\beta_{сл_i}$.

Определяем начальный угол расположения окон распределителя:

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (3)$$

где n – частота вращения вала гидромотора

$$n = \frac{Q_d \cdot \eta_{об}}{V},$$

где Q_d – действительный расход;

V – рабочий объем;

$\eta_{об}$ – объемный КПД.

Тогда, начальный угол расположения первого окна распределителя равен

$$\alpha_1(t) = \frac{2\pi \cdot Q_d \cdot \eta_{об}}{V} \cdot t, \quad (4)$$

а остальные углы определяются из выражений

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \quad \dots, \quad \alpha_{Z_1}(t) = \alpha_{Z_1-1}(t) + \alpha.$$

Определяем время, соответствующее одному циклу (прохождению окна распределителя через окно нагнетания и слива золотника).

Так как $t_u = \frac{t_{об}}{Z_u}$, где Z_u – число циклов, $Z_u = \frac{Z_2}{2}$, то

$$t_u = \frac{2t_{об}}{Z_2}, \quad \text{где } t_{об} - \text{ время одного оборота, } t_{об} = \frac{1}{n}.$$

$$\text{Тогда } t_{u.} = \frac{2}{Z_2 \cdot n} \quad \text{или} \quad t_{u.} = \frac{2 \cdot V}{Z_2 \cdot Q_d \cdot \eta_{об}}.$$

Условие изменения угла α_1 в зависимости от времени, т.е. $t_i = t_1 + \Delta t$, где t_i - текущее время, соответствующее одному циклу $0 \leq t_i \leq t_u$.

Рис. 4, а представляет собой наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит их перекрытие. Считаем, что первое окно распределителя перемещается по поверхности, образованной окнами золотника, поочередно их перекрывая.

Тогда, угол между текущими центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии определяется:

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|.$$

Причем должно выполняться условие $\sigma_i \leq \varepsilon$, иначе окна не будут перекрываться.

Так как окна распределителя перекрываются как с окнами нагнетания, так и с окнами слива золотника, то существует два варианта перекрытия окон золотника окнами распределителя:

- окна распределителя перекрываются с окнами нагнетания золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{нагн_i} - \alpha_i(t)|; \quad (5)$$

- окна распределителя перекрываются с окнами слива золотника

$$\sigma_i(t) = |\beta_{сл_i} - \alpha_i(t)|. \quad (6)$$

Теперь определим угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя ε_1 и золотника ε_2 .

Минимальный угол раствора окна распределителя будет равен:

$$\varepsilon_{1\min} = 2 \arcsin \frac{2r}{2R}, \quad (7)$$

где r - минимально возможный радиус окна распределителя; выбирается исходя из конструктивных особенностей.

Максимальный угол раствора окна золотника равен:

$$\varepsilon_{2\max} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\min} - 2\delta, \quad (8)$$

где δ - зазор между окнами распределителя и золотника,

$$\delta = \arcsin \frac{\Delta}{2R}.$$

Исходя из этого радиус окна распределителя равен:

$$r_1 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (9)$$

а радиус окна золотника:

$$r_2 = R \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (10)$$

Для определения площади перекрытия окон распределителя и золотника цапфенной распределительной системы рассмотрим рис. 5.

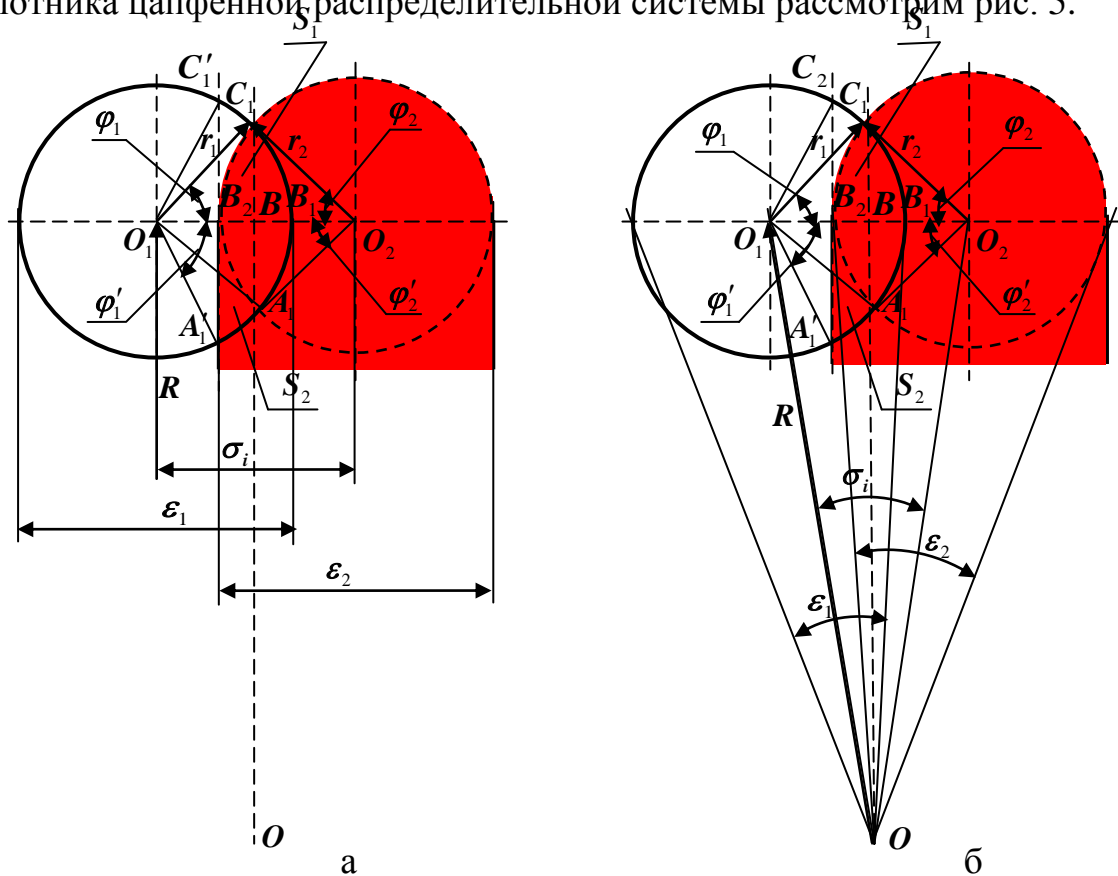


Рис.5. Расчетная схема определения площади перекрытия:
 а – развертка рабочей поверхности распределителя и золотника;
 б – расчетная схема, приведенная к торцевой распределительной системе

Площадь перекрытия окон распределителя и золотника S_i , соответствующая площади фигуры $A_1'B_2C_1B_1A_1$ (рис. 5, а) равна [6]:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (11)$$

где S_{1i} – площадь фигуры $B_1B_2C_1$, которая равна:

$$S_{1i} = \frac{1}{2} \cdot (S'_{1i} + S''_{1i}),$$

где S'_{1i} - площадь сегмента $A_1B_1C_1$,

$$S'_{1i} = \frac{1}{2} \cdot r_1^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}), \text{ где } \varphi_{1i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A_1B_1C_1$, рад;

S''_{1i} - площадь сегмента $A_1B_2C_1$,

$$S''_{1i} = \frac{1}{2} \cdot r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i}), \text{ где } \varphi_{2i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A_1B_2C_1$, рад;

$$S_{1i} = \frac{1}{4} \cdot (r_1^2 \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i}));$$

S_{2i} - площадь фигуры $A'_1B_2B_1A_1$, которая равна половине площади сегмента $A'_1B_1C'_1$;

$$S_{2i} = \frac{1}{4} \cdot r_1^2 \cdot (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}), \text{ где } \varphi'_{1i} - \text{угол, ограничивающий}$$

величину сегмента $A'_1B_1C'_1$, рад.

Тогда площадь перекрытия окон распределителя и золотника S_i , соответствующая площади фигуры $A'_1B_2C_1B_1A_1$ будет равна:

$$S_i = \frac{1}{4} \cdot [r_1^2 \cdot ((2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i})) + r_2^2 \cdot (2\varphi_{2i} - \sin 2\varphi_{2i})]$$

Для определения угла φ_{1i} рассмотрим треугольник ΔBO_1C_1 (рис. 5,б):

$$O_1B = r_1 \cdot \cos \varphi_{1i},$$

а из ΔOO_1B : $O_1B = R \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2},$

где σ_i - угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии.

Тогда

$$\varphi_{1i} = \arccos \left(\frac{R}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (12)$$

Для определения угла φ_{2i} рассмотрим треугольник ΔBO_2C_1 (рис. 5, б):

$$O_2B = r_2 \cdot \cos \frac{\varphi_{2i}}{2},$$

$$\text{а из } \Delta OO_2B: \quad O_2B = R \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}$$

Тогда

$$\varphi_{2i} = \arccos \left(\frac{R}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (13)$$

Для определения угла φ'_{1i} рассмотрим треугольник $\Delta B_2O_1A'_1$ (рис. 5, б):

$$O_1B_2 = r_1 \cdot \cos \varphi'_{1i},$$

$$\text{а из } \Delta OO_1B_2: \quad O_1B_2 = R \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon_2}{2} \right).$$

Тогда

$$\varphi'_{1i} = \arccos \left(\frac{R}{r_1} \cdot \sin \left(\sigma_i - \frac{\varepsilon_2}{2} \right) \right). \quad (14)$$

Известно [4,7,8], что распределительная система с сегментными окнами и равными геометрическими параметрами окон распределителя и золотника ($\varepsilon_1 = \varepsilon_2$) с зазором равном нулю ($\Delta = 0$) имеет наибольшую пропускную способность.

Тогда при равенстве геометрических параметров окон распределителя и золотника $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$, а следовательно радиусов распределительных окон $r_1 = r_2$ и углов их перекрытия $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}$, угол, ограничивающий геометрические параметры окон распределителя и золотника будет равен:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (15)$$

а площадь перекрытия будет равна:

$$S_i = \frac{r_1^2}{4} \cdot (4\varphi_{1i} - 2\sin 2\varphi_{1i} + 2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}). \quad (16)$$

Разработанный математический аппарат позволит исследовать влияние геометрических параметров цапфенной распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности.

Выводы. В результате проведенных исследований разработана математическая модель цапфенной распределительной системы, позволяющая произвести параметрические исследования влияния изменения геометрических параметров данной распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин малой мощности.

Литература

1. *Панченко А.І.* Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / *А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №1. – С.71–74.
2. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідравліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.
3. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / *А.А. Волошина* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.
4. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашин / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61-65.
5. *Панченко А.И.* Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов, А.И. Засядько* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.
6. *Кюрчев В.Н.* Обоснование геометрических параметров цапфенных распределителей гидромашин / *В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, П.В. Обернихин, А.Ю. Золотарев* // Труды ТГАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вып.2. – Т.9. – С.81-85.
7. *Панченко А.И.* Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2000. – Вип.1. – Т.15. – С.31-39.
8. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.72-82.

**ОБГРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПОКРАЩЕННЯ ВИХІДНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН МАЛОЇ
ПОТУЖНОСТІ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Зуєв О.О., Кувачов В.П.

Анотація - робота присвячена обґрунтуванню шляхів поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин малої потужності шляхом дослідження роботи їх цапфового розподільного механізму.

**SUBSTANTIATION OF THE WAYS OF OUTPUT
CHARACTERISTICS IMPROVEMENT OF LOW POWER
ORBITAL HYDRAULIC MACHINES**

A. Panchenko, A. Voloshina, A. Zuev, V. Kuvatsov

Summary

The ways of output characteristics improvement of low power orbital hydraulic machines through the research of their trunnion distributive mechanism are substantiated in the article.

УДК.631.358:635.64

ТЕХНОЛОГИИ УБОРКИ ТОМАТОВ

Тарасенко В.В., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619)42-21-32

Аннотация – в работе предлагаются технологии уборки овощных культур машинами реализующие новые технологические схемы.

Ключевые слова – уборка овощей, овощеуборочный транспортер, томатоуборочный комбайн.

Постановка проблемы. Наиболее трудоемкими операциями при выращивании овощей являются сбор, сортировка и загрузка их в транспортные средства. Особенно высокие затраты труда на сбор урожая в разное время созревающих овощных культур (огурцы, помидоры, перец, баклажаны, кабачки, капуста и др.), которые собирают от 3 до 20 раз с периодичностью повторов от 1 до 7 дней.[1]

На ручной сбор урожая с 1 га этих культур затрачивается до 100-150 дней, что составляет 65-70% всех затрат на производство. При этом большая часть времени тратиться на непродуктивные переходы, связанные с расстановкой тары, выносом собранных овощей на транспортные дороги и возвращением на место сбора.

На все виды переноса тары и продукции приходится от 35 до 65% всех затрат труда. При этом, чем больше урожай, тем больше времени затрачивают на непродуктивные операции, а удельные затраты времени на сбор значительно сокращаются. Это создает в условиях больших овощеводческих хозяйств значительную напряженность во время сбора, особенно в последнее время, в связи с отсутствием рабочей силы.

Анализ последних исследований. Ранее выпускавшие, для механизации уборочных процессов в овощеводстве использовались прицепные платформы ПОУ-2, ПШ-25 и овощеуборочные транспортеры АУС-1, ТШ-30, ТПШ-50. Все они имели ряд существенных недостатков:

1) овощи выгружаются на ленту транспортера, и в случае загрязнения ленты продукция будет загрязненной и нетоварного вида;

2) часть продукции повреждается в процессе загрузки в ящики и контейнеры;

3) сложности транспортирования овощей связанные с перенаправлением с одной технологического пути на другой (в основном вручную).

Несмотря на эти недостатки, транспортеры значительно повышают продуктивность труда рабочих.

Формулировка целей статьи. Повысить продуктивность труда при многократном выборочном сборе овощей, улучшить качество продукции, а также снизить ее себестоимость и облегчить труд людей на сборе можно, используя прицепные платформы и широкозахватные овощеуборочные транспортеры.

Основная часть. В настоящее время заслуженной популярностью пользуется транспортер овощеуборочный ТОК-18 отечественного производства (НПК «РОСТА»).

Транспортер овощеуборочный ТОК-18 (рис. 1) предназначен для сбора выращенных в открытом грунте овощных, бахчевых культур, в ведра ящики и поштучно. Уникальность конструкции состоит в том, что конструкционные элементы транспортера не касаются поля и выполнены с учетом технологический размеров 18-ти метрового опрыскивателя. Отсутствие повреждаемости собираемой продукции достигается независимым ее транспортированием отдельной тарой на конвейере.



Рис. 1. Транспортер овощеуборочный ТОК-18

Транспортер передвигается по полю вдоль рядов собираемой культуры. За ним движется прицеп 2ПТС-4. На каждом ряду убираемой продукции работает один сборщик. Сорванную в ящики или ведра продукцию (томаты, огурцы, лук, корнеплоды и др.)

сборщики помещают на конвейер (рис. 2) , движущийся в поперечном направлении движению транспортера. Штучную продукцию (арбузы, дыни, капусту и др.) сборщики укладывают в специальные приспособления поштучно, что приводит к отсутствию повреждаемости собираемой продукции. Возможна уборка клубники в специальную тару. Грузчик, снимает с конвейера собранную продукцию и укладывает ее в транспортное средство, возвращая на конвейер, пустую тару.



Рис. 2. Демонстрация работы транспортера

Транспортер представляет собой сварную конструкцию из пяти элементов, что позволяет перевозить его на дальние расстояния автотранспортом.

Транспортер быстро и легко трансформируется в транспортное положение в конце поля, что значительно увеличивает эксплуатационное время работы.

Транспортер может использоваться при сборе урожая для переработки на консервных предприятиях, а также при сборе продукции для реализации на рынках в свежем виде.

Таблица 1

Техническая характеристика

Навесной агрегат агрегатируется с тракторами класса, кН	14
Ширина захвата, м	18
Производительность при урожайности свыше 70 т/га, т/смену	более 40
Количество обслуживающего персонала, человек	18-20

Однако, наибольшее увеличение производительности труда на уборке овощей, в данном случае томатов, в 4 и более раз может быть получено при использовании комбайнов. Сегодня день отечественный производитель предлагает прицепной томатоуборочный комбайн ТАКИ-18М (рис.3). Комбайн состоит из подрезающего механизма, который, в зависимости от условий уборки, может быть представлен в виде подрезающих дисков с вертикальными транспортерами или квадратного вала, элеватора, переносного барабана, горки с механизмом натяжения ее верхнего полотна, пальчикового очистителя, цилиндрической щетки поперечного транспортера, являющимся одновременно и инспекционным столом в конечной своей части.

Ротационный плодоотделитель представлен системой барабанов с эксцентрично расположенными выдвижными пальцами, мягкими отражателями, установленными над барабанами, жесткими фартуками с мягкой конечной частью, шарнирной навеской последнего фартука с его пружиной и щелевой пластиной, изогнутой в сторону последнего барабана.



Рис. 3. Томатоуборочный комбайн ТАКИ-18М

Комбайн также, содержит продольный транспортер, вентилятор, выгрузной транспортер, насосную станцию, гидробак, ходовую часть.

Все транспортеры комбайна выполнены прутковыми и покрыты мягким материалом, как и корпуса всех барабанов, которые имеют регулировки фазы максимального вылета пальцев и частоты вращения.

Комбайн агрегируется с тракторами тягового класса 14 кН с помощью гидрокрюка ТСУ2 или короткой навески.

Привод рабочих органов комбайна гидрофицированный от автономной насосной станции, которая приводится от ВОМ трактора посредством карданной передачи.

Электрооборудование и автоматическая система контроля комбайна питаются от электрической системы трактора.

Перед работой устанавливается глубина хода дисков, начальный и конечный угол пальчиковой горки, частота вращения барабанов ротационного плодоотделителя и фазы максимального вылета их пальцев, скорость движения поперечного инспекционного стола, элеватора и выгрузного транспортера, предварительно установив его в рабочее положение, согласно таблице регулировок. Комбайн работает совместно с транспортным средством. Уборка, томатов осуществляется при движении комбайна вдоль рядка при его движении по кругу (по часовой или против часовой стрелки) с таким расчетом, чтобы убранное поле всегда находилось с правой стороны комбайна.

Выводы. Предложенные транспортер овощеуборочный ТОК-18 и томатуборочный комбайн ТАКИ-18М позволят снизить долю ручного труда, его напряженность, улучшить условия в трудоемких процессах сбора овощных культур, повысить качество получаемой продукции. Использование транспортера овощеуборочного ТОК-18 экономически целесообразнее в виду его дешевизны и недостаточной занятости сельского населения.

Литература

1. *Войтюк Д. Г.* Сільськогосподарські та меліоративні машини / *Д. Г., Войтюк, В. О. Дубровін., Т. Д. Іщенко.* – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.

ТЕХНОЛОГІЇ ЗБИРАННЯ ТОМАТІВ

Тарасенко В.В.

Анотація - в роботі пропонуються технології збирання овочевих культур машинами, які реалізують нові технологічні схеми.

TOMATO HARVESTING TECHNOLOGY

V.Tarasenko

Summary

In roboti proponuyutsya tehnologii zbirannya ovochevih cultures machines yaki realizuyut novi tehnologichni scheme.

УДК 621.225.001.4

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОСТОЯННОЙ СУММАРНОЙ
ПЛОЩАДИ
ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ
СИСТЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА**

Панченко А.И., д.т.н.,
Волошина А.А., к.т.н.,
Верещага В.М., д.т.н.,
Засядько А.И., асп.*

Таврический государственный агротехнологический университет
тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке способа устранения пульсации давления рабочей жидкости в торцевой распределительной системе планетарного гидромотора на основе обеспечения постоянства суммарных площадей перекрытия рабочих окон элементов распределительной системы.

Ключевые слова – планетарный гидромотор, кинематическая схема, площадь перекрытия рабочих окон, распределитель, золотник, торцевая распределительная система.

Постановка проблемы. Постоянно растущее внедрение мобильной техники в различных отраслях народного хозяйства предъявляет повышенные требования к гидроприводам ее активных рабочих органов и ходовых систем. В последнее время в указанных приводах наибольшее применение находят планетарные гидромашины, выходные характеристики которых не всегда соответствуют предъявляемым требованиям. При эксплуатации планетарных гидромоторов часто наблюдаются пульсации крутящего момента и частоты вращения выходного вала, что говорит о несовершенстве расчета и проектирования распределительных систем этого типа гидромоторов.

Распределительные системы планетарных гидромашин предназначены для формирования вращающегося потока рабочей жидкости, который воздействует на вытеснители гидромашины [1]. Пульсация выходных параметров планетарного гидромотора

объясняется изменением потока рабочей жидкости и зависит от геометрических параметров элементов распределительной системы. Для исключения пульсации рабочей жидкости в распределительной системе планетарных гидромоторов необходимо, чтобы суммарные площади перекрытия рабочих окон элементов распределительной системы были равны и постоянны независимо от угла поворота распределителя [2].

Анализ последних исследований. Для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры планетарного гидромотора в строго определенной последовательности, применяется торцевая распределительная система [1]. Надежность, и эффективность работы торцевого распределительного устройства планетарного гидромотора его гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов зависят от геометрических параметров элементов распределительной системы, представляющие собой, прилегающие поверхности подвижного распределителя и неподвижного золотника, на которых выполнены рабочие окна. В современных планетарных гидромашинах наибольшее применение имеет торцевая распределительная система с сегментными окнами [3,5].

Предшествующими исследованиями [2] было установлено, что процесс изменения (пульсации) потока жидкости от суммарной площади проходного сечения элементов золотника и распределителя, характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления в зависимости от кинематической схемы распределительной системы [4]. Как следствие, такая пульсация сопровождается характерным шумом, разрушением элементов гидромашин и гидросистемы, преждевременным износом уплотнений и снижением КПД гидропривода в целом [6].

Цель работы. Разработать способы обеспечения равенства и постоянства суммарных площадей перекрытия рабочих окон распределителя с окнами нагнетания и окнами слива золотника планетарного гидромотора.

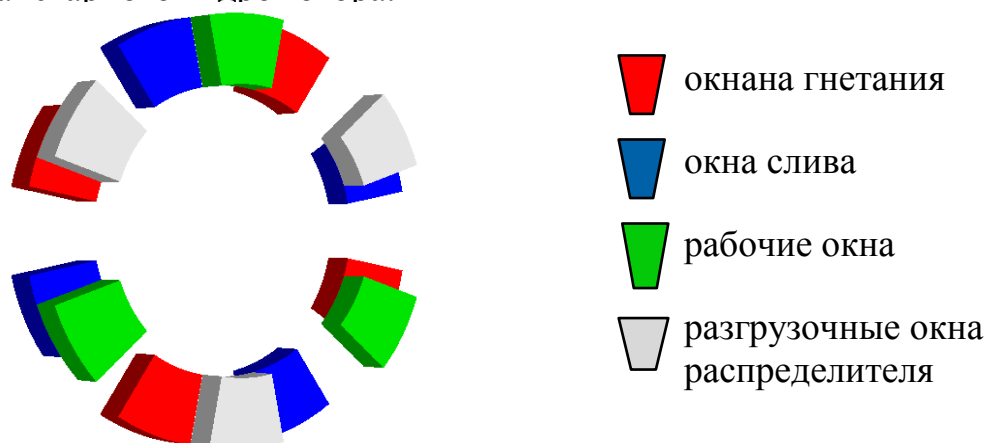


Рис.1. Схема расположения окон торцевого распределителя

Основная часть. Торцевое распределительное устройство, применяемое в планетарных гидромоторах, представляет собой два элемента: неподвижный золотник и подвижный распределитель на контактирующих поверхностях этих элементов, выполнены распределительные окна (рис. 1).

В распределительном устройстве планетарного гидромотора с кинематической схемой $4/3$, у которой золотник имеет четыре окна нагнетания и четыре слива, а распределитель – три рабочих окна и три разгрузочных, при вращении распределителя каждое его рабочее окно за один цикл последовательно проходит следующие зоны рабочей поверхности золотника: зона перед окном нагнетанием (ПН) – зона нагнетания (Н) – зона перед сливом (ПС) – зона слива (С) (рис. 2).

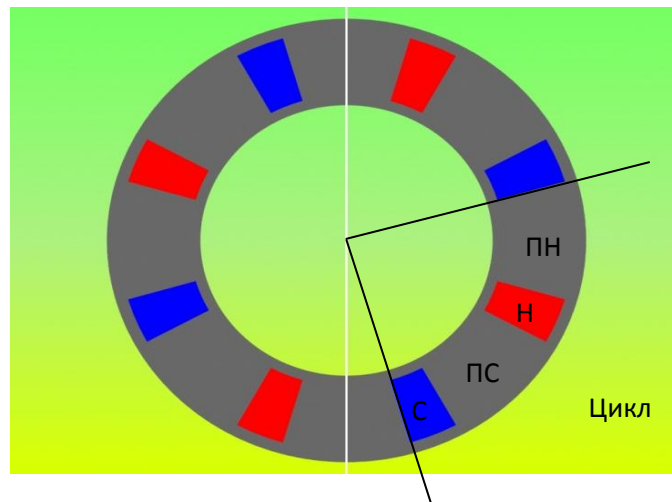


Рис.2. Зоны рабочей поверхности золотника

Угол раствора каждой из этих зон примем одинаковым и равным углу раствора рабочего и разгрузочного окна распределителя. Количество окон нагнетания золотника определяет количество циклов и, следовательно, количество каждой из вышеуказанных зон. Для распределительной системы с кинематической схемой $4/3$ количество циклов равно 4, а зоны рабочей поверхности золотника для каждого из четырех циклов будут выглядеть, как представлено на рис. 3.

При полном обороте распределителя каждое его рабочее окно последовательно проходит все зоны на рабочей поверхности золотника. Каждое из рабочих и разгрузочных окон распределителя может занимать одно из восьми возможных положений относительно зон золотника, а именно:

- полностью накладываться на зону «перед нагнетанием»;
- частично накладываться на зоны «перед нагнетанием» и «нагнетания»;

- повністю накладуватися на зону «нагнетання»;
- частично накладуватися на зони «нагнетання» і «перед сливом»;
- повністю накладуватися на зону «перед сливом»;
- частично накладуватися на зони «перед сливом» і «слива»;
- повністю накладуватися на зону «слива»;
- частично накладуватися на зони «слива» і «перед нагнетанням».

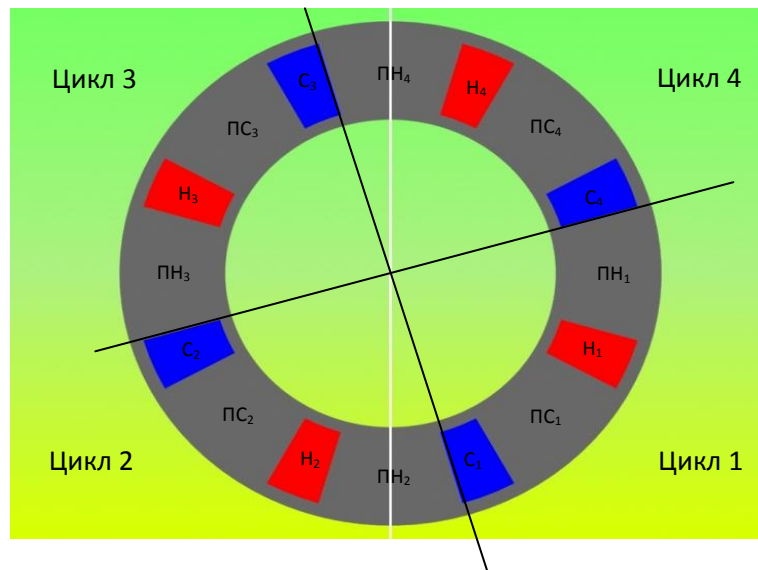


Рис.3. Зони робочей поверхності золотника для кінематическої схеми 4/3

В произвольный момент времени каждое рабочее окно распределителя занимает определенное положение относительно зон золотника (рис. 4, а). Так как циклы абсолютно идентичны (угол раствора зон и их чередование), то при моделировании работы распределительной системы планетарного гидромотора, можно не «привязывать» положение каждого рабочего окна распределителя к конкретному циклу золотника, а учитывать положение одного рабочего окна относительно определённой (из перечисленных) зоны золотника.

Моделирование изменения суммарной площади рабочих окон распределителя [7], связанных с окнами нагнетания золотника (красный цвет) и с окнами слива (синий цвет) при вращении распределителя для кинематической схемы 4/3 (рис. 4, б) позволяет установить, что суммарная площадь изменяется с достаточно большими колебаниями ($130...190 \text{ мм}^2$) и при этом кривые, характеризующие изменение суммарной площади для нагнетания

(кривая красного цвета) и слива (кривая красного цвета) расположены в противофазе.

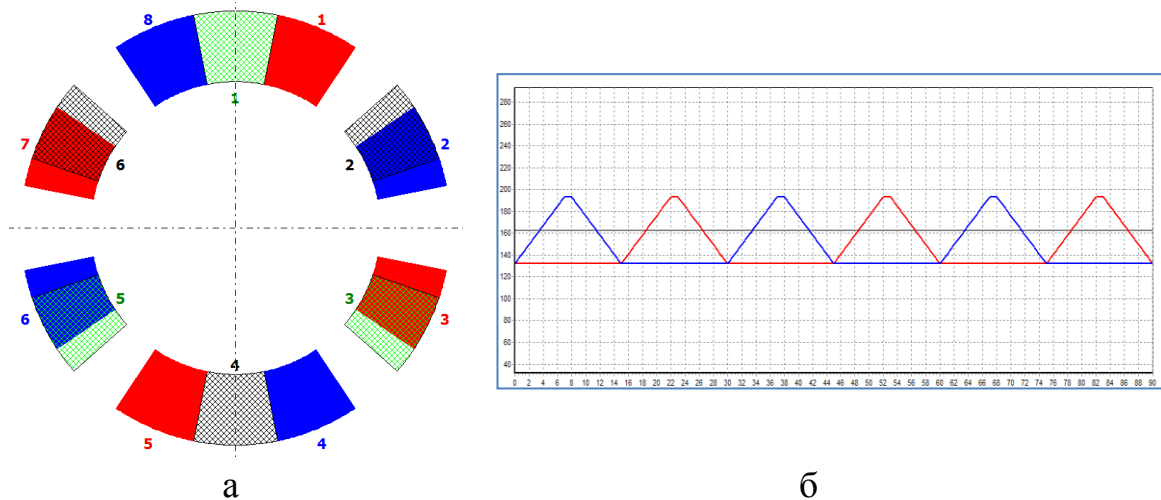


Рис.4. Изменение суммарной площади перекрытия распределительной системы для кинематической схемы 4/3 зависимости от угла поворота распределителя

С целью устранения (сглаживания) пульсации суммарной площади перекрытия (рис. 4, б) для распределительной системы с любой кинематической схемой, нами разработан способ углового смещения рабочих окон распределителя, позволяющий производить сглаживание этих пульсаций. Для реализации данного способа необходимо расположить рабочие окна распределителя таким образом, чтобы они охватывали все вышеуказанные зоны цикла, и при этом не пересекались между собой. В рассматриваемых распределительных системах (рис. 3) цикл всегда содержит 4 зоны, а угол раствора рабочего окна распределителя равен углу раствора зоны золотника. Поэтому, для распределительной системы с кинематической схемой 4/3 трёх рабочих окон распределителя (рис. 4, а) явно недостаточно чтобы соблюдалось выполнение вышеуказанного условия. В этой связи, для кинематической схемы 4/3, необходимо, дополнительно в качестве рабочего окна распределителя использовать одно (любое) из его разгрузочных окон, при этом количество рабочих окон распределителя станет равным количеству зон цикла – четырем, а кинематическая схема такой распределительной системы будет иметь вид – $4/3+1$.

Для распределительной системы с кинематической схемой $4/3+1$, у которой теперь четыре рабочих окна распределителя (3+1) которые можно расположить таким образом, чтобы каждое из рабочих окон располагалось в соответствующей зоне цикла. После такой трансформации распределительной системы (увеличение рабочих окон у распределителя) путем углового перемещения рабочих окон

распределителя можно обеспечить постоянство суммарной площади перекрытия рассматриваемой распределительной системы, при любом произвольном углом положении распределителя.

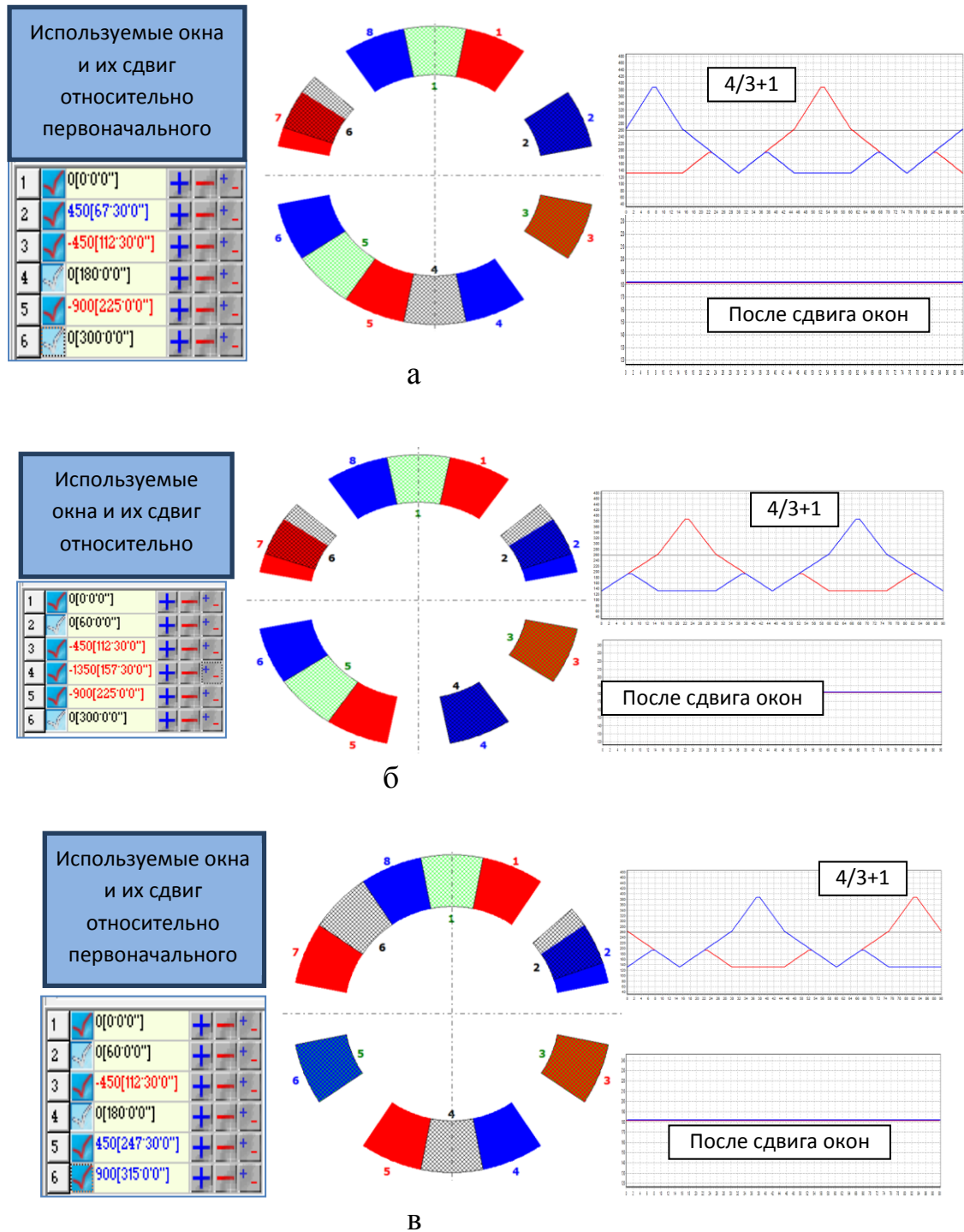


Рис. 5. Результаты реализации способа сглаживания пульсаций суммарной площади перекрытия, для кинематической схемы 4/3+1: а - 1,3,5+2; б - 1,3,5+4; в - 1,3,5+6 (четырем), путем углового перемещения этих окон, удастся сгладить (выровнять) пульсации суммарной площади перекрытия

Реализация предложенного способа устранения (сглаживания) пульсаций суммарной площади перекрытия путем использования разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих приведены на рис.5.

Анализ результатов реализации предложенного способа (рис. 5), для распределительной системы с кинематической схемой $4/3+1$, позволил установить, что при количестве рабочих окон распределителя равным или кратным числу зон рабочей поверхности золотника

Указанное равенство (кратность) рабочих окон распределителя и чисел зон рабочей поверхности золотника (рис. 2) обеспечивается изменением кинематической схемы распределительной системы, путем использования соответствующего количества разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих. Необходимо отметить, что при данном способе разгрузочные окна на распределителе выбираются независимо от их геометрического расположения (порядкового номера).

В качестве примера, описанного в данной работе, при сглаживании пульсаций суммарной площади перекрытия распределительной системы, для кинематической схемы $4/3+1$, вначале выбрано разгрузочное окно №2 (рис. 5, а), следующим - разгрузочное окно №4 (рис.5, б) и затем разгрузочное окно №6 (рис. 5, в).

Анализируя полученные результаты можно сделать заключение, что в каждом рассматриваемом случае (рис. 5) несмотря на увеличившуюся в 4,3 раза пульсацию суммарной площади перекрытия ($130...390 \text{ мм}^2$), после добавления одного (каждый раз разного) рабочего окна и при равномерном их расположении после сглаживания, применяя способ углового смещения этих окон, во всех трех рассматриваемых случаях (рис. 5) пульсации были устранены, а суммарная площадь перекрытия возросла на 40% (от 130 мм^2 до 185 мм^2). Такое увеличение суммарной площади перекрытия может реализоваться, например, увеличением мощности проектируемого гидромотора (за счет увеличения расхода) или повышением его гидромеханического КПД (за счет уменьшения скорости течения жидкости).

Выводы. Проведенными исследованиями установлено, что при работе распределительной системы с кинематической схемой $4/3$ суммарная площадь перекрытия пульсирует в диапазоне $130...190 \text{ мм}^2$. Установлено, что при количестве рабочих окон распределителя равным или кратным числу зон рабочей поверхности золотника,

путем их углового перемещения, удастся сгладить имеющиеся пульсации.

Анализ полученных результатов показывает, что при использовании разгрузочных окон в качестве рабочих, при их равномерном расположении, пульсации суммарной площади перекрытия возрастают в 4,3 раза. После углового перемещения этих окон пульсации были устранены, а суммарная площадь перекрытия возросла на 40% (от 130мм² до 185мм²). Такое увеличение площади перекрытия позволит увеличить мощность проектируемого гидромотора или повышению его гидромеханического КПД.

Литература

1. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / *А.А. Волошина* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.
2. *Волошина А.А.* Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами /*А.А. Волошина* // *Праці ТДАТА*. – Мелітополь. – 2000. – Вип.2. – Т.17. – С.88-94.
3. *Панченко А.И.* Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашин / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // *Труды ТГАТА*. – Мелітополь. – 1998. – Вып.2. – Т.4. – С.61-65.
4. *Зуев А.А.* Моделирование изменения геометрических параметров распределительной системы планетарного гидромотора / *А.А. Зуев, А.Н. Леженкин, О.В. Болтянский, А.И. Засядько* // *Електронне фахове видання «Науковий вісник ТДАТУ»*. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – С.166-175.
5. *Волошина А.А.* Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин / *А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий* // *Електронне фахове видання «Науковий вісник ТДАТУ»*. – Мелітополь. – 2011. – Вип.1. – т.3. – С.177-185.
6. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика / *Т.М. Башта*. – М.: Машиностроение, 1971. – 672с.
7. *Панченко А.И.* Разработка инструментария для моделирования изменения геометрических параметров распределительной системы гидромотора / *А.И. Панченко, В.В. Тарасенко, А.И. Засядько, Ю.П. Обернихин* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.6.

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОСТІЙНОЇ СУМАРНОЮ ПЛОЩІ
ПРОХІДНОГО ПЕРЕТИНУ РОЗПОДІЛЬЧОЇ
СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРУ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Верещага В.М., Засядько А.І.

Анотація – робота присвячена розробці способу усунення пульсації тиску робочої рідини в торцевій розподільчій системі планетарного гідромотора на основі забезпечення сталості сумарних площ перекриття робочих вікон елементів розподільної системи.

**ENSURING CONTINUOUS TOTAL AREA OF ORIFICE
DISTRIBUTION SYSTEM PLANETARY HYDROMOTORS**

A.I. Panchenko, A. Voloshina, V Vereschaha, A. Zasyadko

The work is devoted to developing ways to eliminate the pressure pulsation of the working fluid in the face of planetary hydraulic distribution system by ensuring the constancy of the total floor area of windows of operating elements of the distribution system.

УДК 62-7:631.354.2

ФУНКЦІЇ ВІДНОВЛЕННЯ ПІДСИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ПРИ РІЗНИХ РІВНЯХ ПОТЕНЦІАЛУ БАЗИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

Думенко К.М., к.т.н.,

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (050) 77–66–333;

Бойко А.І., д.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (050) 53–90–988;

Бондаренко О.В., к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (095) 04–45–768.

Анотація – викладено результати математичного дослідження функції відновлення зернозбиральних комбайнів при різних рівнях потенціалу бази їх технічного обслуговування, яке базується на рівняннях динамічного балансу ймовірностей.

Ключові слова – складна техніка, обслуговування, надійність, комбайн, функція відновлення, рівняння Колмагорова .

Постановка проблеми. У реальній експлуатації технічний стан зернозбиральних комбайнів не залишається постійним. Якщо в перші роки можливе навіть деяке зменшення інтенсивності відмов внаслідок усунення недоліків виробництва, а також виявлення скритних дефектів в окремих деталях, то в періоди подальшої експлуатації потік відмов поступово зростає [1]. Особливо їх інтенсивність збільшується в період “старіння” техніки. Це об’єктивний процес втрати роботоздатності, який характерний не тільки для складних сільськогосподарських машин, але і для інших технічних систем. Відмінністю сільськогосподарських машин, внаслідок важких умов експлуатації, може бути тільки скорочений період стабілізації інтенсивності відмов з раннім переходом до її зростання при незворотньому “старінні” техніки. Прискоренню цього процесу сприяє використання в розробках звичайних конструкційних матеріалів, які не завжди відповідають вимогам до необхідних фізико-

механічних властивостей. У наслідок цього в деталях інтенсифікуються процеси втомленості, зношування, корозії та інше.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Не можна не погодитися з думкою яка була висловлена у роботі [2] про практичну відсутність вітчизняного зернокомбайнобудування. Спроби створити вітчизняні комбайни на рівні кращих зарубіжних зразків закінчились дрібносерійним виробництвом не досить досконалих машин. У цій ситуації сільгоспвиробники вимушені купувати закордонні комбайни. Однак нова техніка надто дорога і не завжди адаптована до місцевих умов експлуатації. Виникають також проблеми у підготовці обслуговуючого персоналу як в експлуатації машин, так і в їх сервісному технічному обслуговуванні.

За останні 15 років Української державності повністю відсутні, будь-які фундаментальні дослідження пов'язані з проблемою надійності вітчизняної зернозбиральної техніки, а тим більше з підвищенням рівня надійності старіючих комбайнів. Відсутні нові оригінальні технічні рішення наведеної проблеми.

Виділення невирішеної частини загальної проблеми. Метою даного дослідження є встановлення функції відновлення механічних систем, рівень надійності яких знижується зі збільшенням наробітку.

Для багатьох підсистем зернозбиральних комбайнів типовою ситуацією з позицій надійності є поступове збільшення інтенсивностей відмов при відсутності резервувань. У таких випадках формування потоків відмов не може бути описано як марківський випадковий процес переходів систем в різні можливі (роботоздатні чи нероботоздатні) стани. Важливою причиною, що також негативно впливає на показники надійності зернозбиральної техніки, слід вважати недостатній об'єм і рівень своєчасних технічних обслуговувань машин. Причину цього можна бачити, по-перше, в ускладненні самих комбайнів, які потребують більш високої культури і технологій обслуговування. Сюди входить і необхідна кваліфікація персоналу, а також наявність діагностичних стендів, приладів, методик і прийомів ведення робіт. По-друге, виникає потреба у відповідному оснащенні сервісних і ремонтних підприємств сучасним обладнанням для відновлення роботоздатності машин. Нажаль, домінуючим на сьогодні фактом є необхідність проведення обслуговуючих і ремонтних дій в основному на обладнанні минулих років, яке, як правило, морально і фізично застаріло.

Приведені факти у відношенні до проблем виявлення закономірностей зміни показників надійності зернозбиральних комбайнів показують, що для формалізації і опису цього процесу необхідно розглядати технічні підсистеми комбайнів в поєднанні з підсистемами їх технічного обслуговування. Такий системний підхід

відкриває можливість виявлення комплексних показників надійності, які включають не тільки періоди роботоздатних станів машин, але і періоди, що пов'язані з їх технічним обслуговуванням. Таким чином, виникає необхідність опису переходів підсистем комбайнів з роботоздатних станів в нероботоздатні і зворотньо з нероботоздатних в роботоздатні під дією ремонтних операцій.

Основна частина. Проблемою математичної формалізації поведінки таких технічних систем є нестабільність інтенсивностей їх переходів з стану в стан. При змінних величинах інтенсивностей переходів, обумовлених «старінням» як самої техніки, так і бази її технічного обслуговування, процеси не можуть розглядатися як марківські потоки, а значить і не може бути використаний відповідний математичний апарат. Таким чином неекспоненціальність розподілу часу знаходження підсистем як в роботоздатному, так і в нероботоздатному стані унеможливорює вважати процеси переходів підсистем, як найпростіші.

Для зведення формалізації поведінки таких підсистем, що мають інтенсивності зі збільшенням, доцільно використати введення в опис підсистем штучних фіктивних станів [3-5]. Тоді кожен з переходів фактично розбивається на два, суміжних які можуть бути за описом близькими до розподілень Ерланга з відповідними інтенсивностями переходів підсистем.

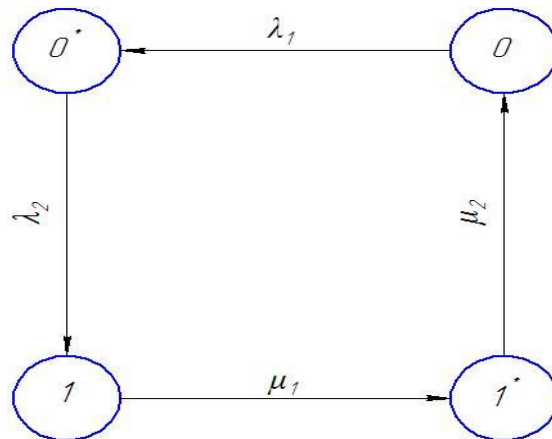


Рис. 1. Граф станів і переходів «старіючих» підсистем зернозбирального комбайна при «старіючих» базах їх технічного обслуговування: λ_1 – інтенсивність переходу з роботоздатного стану в фіктивний роботоздатний; λ_2 – інтенсивність переходу з фіктивного роботоздатного стану в нероботоздатний; μ_1 – інтенсивність переходу з нероботоздатного стану в фіктивний нероботоздатний; μ_2 – інтенсивність переходу з фіктивного нероботоздатного в роботоздатний.

Граф переходів для «старіючих» підсистем комбайнів і «старіючих» баз їх технічного обслуговування представлений на (рис. 1).

На представленому графі показано, що підсистема має один роботоздатний стан «0» і один нероботоздатний «1». Фіктивний нероботоздатний стан позначений – «1*» і фіктивний роботоздатний стан позначений – «0*»

У відповідності з побудованим графом переходів підсистем записуються диференціальні рівняння для динамічного балансу ймовірностей станів систем:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = \mu_2 \cdot P_1^*(t) - \lambda_1 \cdot P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0^*(t) = \lambda_1 \cdot P_0(t) - \lambda_2 \cdot P_0^*(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = \lambda_2 \cdot P_0^*(t) - \mu_1 \cdot P_1(t); \\ \frac{d}{dt} P_1^* = \mu_1 \cdot P_1(t) - \mu_2 \cdot P_1^*(t). \end{cases} \quad (1)$$

Нормуючою умовою ймовірностей знаходження системи в різних можливих станах є сума $P_0(t) + P_0^*(t) + P_1(t) + P_1^*(t) = 1$.

Згідно графу станів і переходів підсистем комбайнів (рис.1) єдиним неробочим є стан «1», де підсистеми знаходяться на технічному обслуговуванні. Таким чином ймовірність знаходження системи в нероботоздатному стані і зміна цієї ймовірності в часі буде відображувати функцію відновлення. Тобто можна записати: $P_1(t) = K\mathcal{B}(t)$.

У перетвореннях Лапласа система диференціальних рівнянь (1) при заміні четвертого рівняння на нормуючу умову записується як алгебраїчна система:

$$\begin{cases} S \cdot \varphi_0(S) = -\lambda_1 \cdot \varphi_0(S) + \mu_2 \varphi_1^*(S) + 1; \\ S \cdot \varphi_0^*(S) = \lambda_1 \cdot \varphi_0(S) - \lambda_2 \varphi_0^*(S); \\ S \cdot \varphi_1(S) = \lambda_2 \cdot \varphi_0^*(S) - \mu_1 \varphi_1(S); \\ S \cdot \varphi_0(S) + S \cdot \varphi_0^*(S) + S \cdot \varphi_1(S) + S \varphi_1^*(S) = 1. \end{cases} \quad (2)$$

Після ранжирування відносно невідомих $\varphi_i(S)$ систему можна представити таким чином:

$$\begin{cases} (S + \lambda_1) \varphi_0(S) - \mu_2 \varphi_1^* = 1; \\ (S + \lambda_2) \varphi_0^*(S) - \lambda_1 \varphi_0 = 0; \\ (S + \mu_1) \varphi_1(S) - \lambda_2 \varphi_0^* = 0; \\ S \varphi_0(S) + S \varphi_0^* + S \varphi_1(S) + S \varphi_1^*(S) = 1. \end{cases} \quad (3)$$

Виписавши коефіцієнти при невідомих отримаємо визначник (детермінант) системи рівнянь. Праворуч представлений стовбець вільних членів:

$$\Delta = \begin{vmatrix} (S + \lambda_1) & 0 & 0 & -\mu_2 \\ -\lambda_1 & (S + \lambda_2) & 0 & 0 \\ 0 & -\lambda_2 & (S + \mu_1) & 0 \\ S & S & S & S \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix}. \quad (4)$$

Шляхом заміни стовпця $\varphi_1(S)$ на стовбець вільних членів, маємо:

$$\Delta = \begin{vmatrix} (S + \lambda_1) & 0 & 1 - \mu_2 \\ -\lambda_1 & (S + \lambda_2) & 0 \\ 0 & -\lambda_2 & 0 \\ S & S & 1 \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Вирішення матриці потребує пониження її рангу з переходом від четвертого рівня до третього. Після виконання цієї операції, знаходження визначника з використанням правила Саррюса, а також визначення величин сталих.

Виконання зворотного перетворення Лапласа дає можливість отримати таку залежність коефіцієнта відновлення:

$$K\theta(t) = A_1 \cdot \exp[-S_1 t] + B_1 \cdot \exp[S_2 t] + C_1 \cdot \exp[-S_3 t] + D_1 \cdot \exp[-S_4 t];$$

або

$$K\theta(t) = 2E_1 + C_1 \cdot \exp[-S_3 t] + D_1 \cdot \exp[-S_4 t];$$

підставляючи значення сталих E_1 , C_1 і D_1 маємо

$$K\theta(t) = 2 \frac{\mu_2 \lambda_1 \lambda_2}{2S_3 S_4} - \left[\frac{\lambda_1 \lambda_2 + \frac{\mu_2 \lambda_1 \lambda_2}{S_3 S_4} (S_4 + S_3 - 1)}{1 + S_3} - \frac{\mu_2 \lambda_1 \lambda_2}{S_3 S_4} \right] \exp[-S_3 t] + \left[\frac{\lambda_1 \lambda_2 + \frac{\mu_2 \lambda_1 \lambda_2}{S_3 S_4} (S_4 + S_3 - 1)}{1 + S_3} \right] \exp[-S_4 t]. \quad (6)$$

Отримане рівняння (6) представляє собою функцію відновлення (простою), що показує ймовірність нероботоздатного стану підсистем комбайну в довільний момент часу при старіючій технічній системі та старіючого потенціалі технічного обслуговування.

Функція простою, як і функція готовності має три складові, що відображають установлений і перехідні періоди роботи підсистем. Як

видно з рівняння (6), перша складова не залежить від часу, дві інші – залежать і відображають зміну функції відновлення (простою).

Підставляючи у формулу (6) момент початку роботи, коли $t = 0$ після скорочень маємо, що $K_6(t = 0) = 0$.

Отриманий результат ще раз підкреслює, що на початку роботи, згідно прийнятих умов, підсистеми комбайну знаходяться у роботоздатному стані і не потребують відновлень.

При нескінченному збільшенні часу експлуатації ($t \rightarrow \infty$) функція відновлення асимптотично наближується до свого граничного установленого значення. Величина цієї асимптоти визначається при підстановці в рівняння (6) $t \rightarrow \infty$. Тоді після скорочень і заміни, маємо

$$K_6(t \rightarrow \infty) = \frac{\mu_1 \lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 \mu_1 + \lambda_1 \mu_1 + \lambda_1 \lambda_2 + \mu_1 \mu_2 + \lambda_2 \mu_2 + \mu_2 \lambda_1} \quad (7)$$

Як видно з отриманого результату функція відновлення (простою) залежить від інтенсивностей відмов λ і відновлення μ . Вона комплексно характеризує надійність підсистем і одночасно враховує як їх безвідмовність, так відновлюваність (ремонтпридатність). Графічно функція відновлення (простою) представлена на рис. 2.

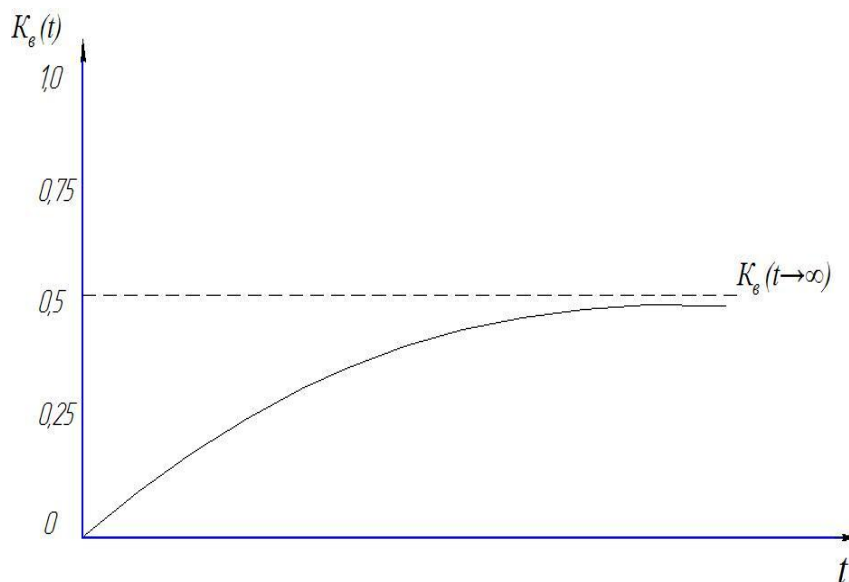


Рис. 2. Зміна функції відновлення (простою) від часу

Установлене значення функції відновлення (простою), яке має конкретну величину представлену формулою (7) несе поняття коефіцієнту відновлення і не залежить від початкового стану підсистем, що розглядаються.

Природній процес “старіння” машин по можливості стримується сферою технічного обслуговування і ремонту техніки. В останній час у зв’язку з постійним збільшенням кількості імпортованих машин можна спостерігати розвиток бази технічного обслуговування (сервісних центрів) нового покоління. Фірмовий сервіс як правило привносить нові елементи, технологій і обладнання для обслуговування машин. Насамперед це діагностичне обладнання з передовими технологіями комп’ютерної обробки результатів вимірювань. Крім того, оновлення сфери технічного обслуговування зернових комбайнів пов’язане з більш широким впровадженням в конструкції машин гідросистем і приводів, елементів своєчасного контролю за станом підсистем, попередження можливих перевантажень, забивань і аварійних пошкоджень.

Так чи інакше введення сучасних центрів сервісного технічного обслуговування зернозбиральної техніки можна розглядати як оновлення бази підтримки машин у роботоздатному стані.

Таким чином, з позицій системного аналізу надійності зернозбиральних комбайнів, у даному дослідженні розглядається ситуація, коли машини поступово знижують свій технічний рівень, а ремонтна база, що пов’язана з їх технічним обслуговуванням, навпаки, нарощує свої потенційні можливості. У результаті як одна, так і друга підсистеми знаходяться в умовах змінних інтенсивностей протікання подій, що формують свої особливі потоки.

Ці потоки внаслідок змінних інтенсивностей не можуть розглядатися як найпростіші, а значить для математичного опису потребують спеціальних заходів. “Старіюча” підсистема техніки, що експлуатується формує Ерлангівський розподіл часу безвідмовної роботи. Навпаки, “молодіюча” підсистема, що пов’язана з технічною базою обслуговування машин, у своєму розвитку формує потік з гіперекспоненціальним розподілом часу відновлень.

Для математичного опису таких зустрічнонаправлених потоків і встановлення показників надійності підсистем комбайнів побудовано відповідний граф станів і переходів (рис. 3).

У графі штучно введено два фіктивних стани. Вони необхідні для зведення потоків відмов зі змінною інтенсивністю λ і потоків відновлень зі змінною інтенсивністю μ до найпростіших Марківських, що допускають застосування відповідного математичного апарату.

Єдиним роботоздатним станом системи, що аналізується, є стан “0”. У зв’язку з поступовою втратою роботоздатності вузлів і деталей комбайнів при “старінні” система переходить з інтенсивністю λ_0 у фіктивний роботоздатний стан “0’”. У подальшому у зв’язку з переходом до відновлень процес для “молодіючої” підсистеми

обслуговувань може розвиватися паралельними шляхами, але з відповідними ймовірностями.

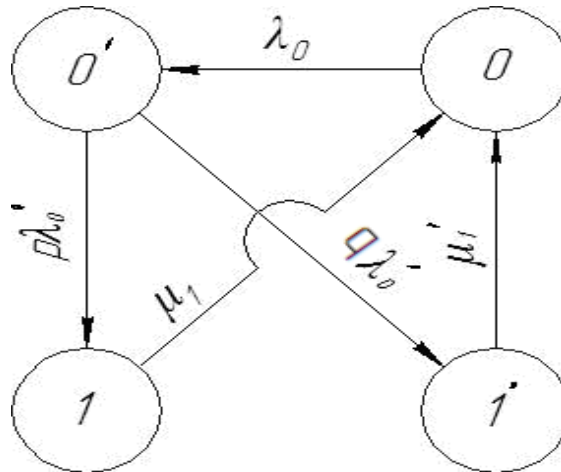


Рис. 3. Граф станів і переходів для “старіючих” технічних систем і “молодіючої” бази їх технічних обслуговувань

Так, із стану “0” з ймовірністю p при інтенсивності λ_0' можливий перехід у нероботоздатний стан “1”. Також паралельно з ймовірністю q при інтенсивності λ_0' можливий перехід в фіктивний нероботоздатний стан “1'”. Причому ймовірність p і q доповнюють одна одну до повної групи подій:

$$p + q = 1. \quad (8)$$

Таким чином переходи із стану “0” в суміжні стани “1” і “1'” відбуваються пропорційно вказаним ймовірностям p і q .

З положень відновлень “1” і “1'” система при інтенсивностях μ_1 і μ_1' повертається знову в роботоздатний стан “0”.

Вцілому, граф (рис. 3) описує всі можливі стани і переходи системи, що відповідають реальним можливим положенням зернозбиральної техніки. Відмінністю графа є те, що він відображає послідовність подій для “старіючих” підсистем машин і паралельність подій для “молодіючої” підсистеми сфери технічного обслуговування.

Побудований граф станів і переходів допускає математичну формалізацію подій, що відбуваються з системами.

Це можливо за допомогою диференціальних рівнянь динамічного балансу ймовірностей (рівнянь Колмагорова).

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} P_0(t) = \mu_1 \cdot P_1(t) + \mu_1' P_1'(t) - \lambda_0 \cdot P_0(t); \\ \frac{d}{dt} P_0'(t) = \lambda_0 \cdot P_0(t) - p \cdot \lambda_0' P_0'(t) - q \lambda_0' \cdot P_0'(t); \\ \frac{d}{dt} P_1(t) = p \lambda_0' \cdot P_0'(t) - \mu_1' P_1'(t); \\ \frac{d}{dt} P_1'(t) = q \lambda_0' \cdot P_0'(t) - \mu_1' P_1'(t). \end{cases} \quad (9)$$

Нормуюча умова $P_0(t) + P_0'(t) + P_1(t) + P_1'(t) = 1$.

Виходячи з графу станів і переходів технічної системи (зернозбирального комбайну) (рис. 3) єдиним його станом, який характеризує простої в наслідок виконання сервісних і ремонтних робіт є стан "1". Ймовірність знаходження системи в цьому стані визначається як ймовірність $P_1(t)$, яка і характеризує відновлення роботоздатності комбайнів. Тобто можна записати, для функції відновлення слідкуючу рівність $K\theta(t) = P_1(t)$.

Використовуючи перетворення Лапласа як і для попередньої задачі, правомірно буде записати

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} (S + \lambda_0) & 0 & 1 & -\mu_1' \\ S & S & 1 & S \\ 0 & -p\lambda_0' & 0 & 0 \\ 0 & -q\lambda_0' & 0 & (S + \mu_1') \end{vmatrix}. \quad (10)$$

У результаті отримана квадратна матриця четвертого рангу, вирішення якої здійснюється за сценарієм попередньої задачі.

Таким чином всі невідомі сталі величини визначені і це дає змогу використовуючи зворотне перетворення Лапласа та записати функцію відновлення (простою):

$$K\theta(t) = A_1 \exp[-S_1 t] + B_1 \exp[-S_2 t] + C_1 \exp[-S_3 t] + D_1 \exp[-S_4 t], \text{ або} \\ K\theta(t) = 2E_1 + C_1 \exp[-S_3 t] + D_1 \exp[-S_4 t]$$

Підставляючи значення сталих величин маємо:

$$K\theta(t) = \frac{p\lambda_0'\lambda_0\mu_1'}{S_3 S_4} + \left[\frac{p\lambda_0'\lambda_0 \left(\frac{\mu_1'}{S_3 S_4} - 1 \right)}{S_4 - S_3} - \frac{p\lambda_0'\lambda_0\mu_1'}{S_3 S_4} \right] \exp(-S_3 t) - \\ - \frac{p\lambda_0'\lambda_0 \left(\frac{\mu_1'}{S_3 S_4} - 1 \right)}{S_4 - S_3} \exp(-S_4 t). \quad (11)$$

Графік функції відновлення представлено на рис. 4.

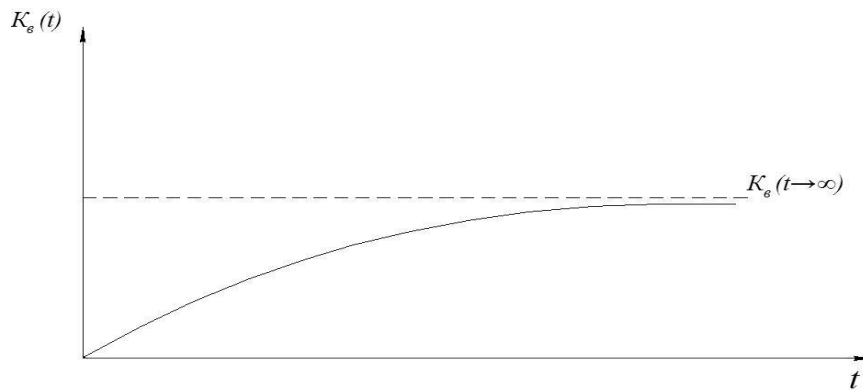


Рис. 4. Залежність функції відновлення від часу для підсистем зернозбирального комбайну при розвитку бази технічного обслуговування

Аналіз функції відновлення показує, що при необмеженому часі ($t \rightarrow \infty$), вона приймає значення постійної величини яка є асимптотою

$$K_0(t \rightarrow \infty) = \frac{p\lambda'_0\lambda_0\mu'_1}{S_3S_4}. \quad (12)$$

Фізично отриману величину можна представити, як коефіцієнт простою технічної системи в установленому режимі експлуатації.

Після підстановки значень, коефіцієнт простою системи записується наступним чином

$$K_0(t \rightarrow \infty) = \frac{p\lambda'_0\lambda_0\mu'_1}{\mu_1\mu'_1 + \lambda_0(\mu'_1 + \mu_1) + \lambda'_0(\mu_1 + \lambda_0 + \mu'_1)}.$$

Якщо час експлуатації для системи ще не наступив ($t = 0$), то функція відновлення набуває значення $K_0(t = 0) = 0$.

Це ще раз підтверджує правомірність отриманих залежностей функцій готовності і відновлення коли в закладені в досліджені початкові умови експлуатації при $t = 0$ зернозбиральні комбайни починають роботу з справного стану.

Висновки. Отримані результати функцій відновлення старіючих підсистем зернозбиральних комбайнів при різних рівнях потенціалу їх технічного обслуговування дають можливість оцінити з позиції надійності складну ситуацію в сфері зернозбиральної техніки і дає можливість вирішити важливу народногосподарську задачу з прогнозування безвідмовної роботи старіючої техніки в періоди збирання врожаю.

Література

1. *Погорілий Л.* зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / *Л. Погорілий, С. Ковал., В. Ясенецький.* // Техніка АПК. — 2003. — № 7. — С. 4—7.
2. *Власенко В.* Перспективна техніка для збирання зернових культур: комбайн «Єнісей» // Техніка АПК — 2004р. — № 6—7. — 24 с.
3. *Нечипоренко В. И.* Структурный анализ систем (эффективности и надежности) / *В. И. Нечипоренко.* — М. : Советское радио, 1977. — 211 с.
4. *Червоний А. А.* Надежность сложных систем / *А. А. Червоний., В. И. Лук'ященк., Л. В. Коти.* — 2-е изд., переработанное и дополненное. — М.:Машиностроение, 1976. — 286 с.

**ФУНКЦИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОДСИСТЕМ
ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ ПРИ РАЗНЫХ УРОВНЯХ
ПОТЕНЦИАЛА БАЗЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ**

Думенко К.Н., Бойко А.И., Бондаренко А.В.

Аннотація — **изложены результаты математического исследования функции восстановления зерноуборочных комбайнов при различных уровнях потенциала базы их технического обслуживания, которое базируется на уравнениях динамического баланса вероятностей.**

**FUNCTIONS OF PROCEEDING IN SUBSYSTEMS OF
COMBINE HARVESTERS ARE AT DIFFERENT LEVELS OF
POTENTIAL OF BASE OF TECHNICAL SERVICE**

K. Dumenko, A. Bojko, O. Bondarenko.

Summary

The results of mathematical research of function of proceeding in combine harvesters are expounded at the different levels of potential of base them technical service which is based on equalizations of dynamic balance of probabilities.

УДК 621.225.001.4

ОБГРУНТУВАННЯ УМОВ РОБОТИ ГІДРОМАШИН З ЦИКЛОЇДАЛЬНОЮ ФОРМОЮ ВИТИСКУВАЧІВ

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Тарасенко В.В., д.т.н.,

Бедлецький Г.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0169) 42-04-42

Анотація – Робота присвячена дослідженню роботи витискувачів з гіпоциклоїдальною формою зачеплення, еквідистантний контур яких апроксимован дугами окружності, кінематики контакту зубів витискувачів та виявленню зони розподілу навантаження по поверхні зубів витискувачів у процесі роботи планетарної гідромашини.

Ключові слова – планетарна гідромашина, цевочне зачеплення, циклоїдальна передача, кінематика контакта, циклоїдальна ступінь, критичний кут, закритичний кут, швидкість ковзання, коефіцієнт ковзання.

Постановка проблеми. Найважливішою задачею народногосподарського значення сьогодні є гідрофікація активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.

Однак сьогодні існує ряд причин, що стримують впровадження гідроприводу активних робочих органів та ходових систем, основною з яких є відсутність достатньої номенклатури гідромашин обертальної дії. Поява нових типів об'ємних гідромашин, зокрема планетарно-роторних, і особливості їх роботи привели до необхідності поглиблення досліджень об'ємних гідропередач із планетарно-роторними гідромашинами. Ці гідромашини надійні в експлуатації, мають високий ККД у широкому діапазоні робочих тисків рідини і частот обертання вала, розвивають більші крутні моменти, мають високий страгівуючий момент, малі габарити та питому вагу на одиницю робочого об'єму.

Таким чином, на сільськогосподарських машинах все більш широко застосовуються середньо- і низькообертові планетарно-роторні гідромотори внутрішнього зачеплення, методика розрахунку та проектування, яких на сьогоднішній день практично відсутня. Тому, при проектуванні планетарних гідромашин, необхідно врахувати відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку та погрішність їх форми при визначенні геометричних параметрів. У зв'язку з цим виникає необхідність дослідження умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів.

Аналіз останніх досліджень. Перспективним напрямком в області високомоментних гідроприводів є використання гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів (цевочним зачепленням) [1,2]. Однак широке застосування цих передач у вітчизняному машинобудуванні стримується недостатнім ступенем їх дослідження та недосконалістю методики проектування, основи якої були закладені в роботах [3...6].

Ціль роботи. Підвищення експлуатаційної ефективності планетарних гідромашин шляхом визначення критичних значень геометричних та функціональних параметрів витискувачів.

Основна частина. Однією з важливих задач при розробці конструкції планетарних механізмів є оцінка їх працездатності, заснована на урахуванні умов навантаження, кінематики контакту, теплового режиму роботи, закономірностей зміни триботехнічних характеристик вузлів тертя. На початку розрахунків визначають діючі сили в сполучених деталях (витискувачах), що виникають в зоні контакту, відносні швидкості кочення і ковзання робочих профілів витискувачів [6,7].

Температурні параметри передавальних механізмів, як показано в роботі [7], визначають на основі даних про кінематику контакту, тобто швидкостях кочення і ковзання в точці контакту цівочної ступені витискувачів. Таким чином, початковою задачею при підході до оцінки працездатності планетарного механізму стає визначення кінематики контакту в циклоїдальному зачепленні.

Фрагменти даної задачі для цівочних передач із сателітом, що здійснюють складний плоский рух, розглянуті в роботах [2-4]. У цівочних передачах сателітне колесо здійснює криволінійний поступальний рух, що вимагає спеціального розгляду кінематики контакту для даного випадку.

З достатньою точністю для практичних розрахунків при твердому тілі сателіта і обода цівочного колеса в роботі [4] надані залежності для визначення зусиль у цівочному зачепленні при статичному стані механізму. З метою використання даних виражень

для оцінки працездатності циклоїдальної ступені передачі була досліджена кінематика контакту для положення цівочного зачеплення, прийнятого в роботі [3].

Циклоїдальна ступінь моделі витискувачів у торцевому перетині показана на рис. 1, де 1 – ведуча шестірня допоміжної ступені; 2, 2' – сателітні колеса, з водилом H – моделюють роботу робочої рідини гідромотора; сателітне циклоїдальне колесо 3 моделює роботу охопуемого витискувача, 4 – цівочне колесо – охоплюючий витискувач гідромотора.

Ексцентрикові ділянки валів коліс 2 і 2' разом із охоплюваним витискувачем 3 утворюють механізм паралелограма O'_2O_2AA' , стійка якого O'_2O_2 рівна подвійній міжосьовій відстані допоміжної ступені, а сторона O_2A – ексцентриситету валів коліс 2 і 2'. Із витискувачем 3 зв'язана рухома декартова система координат O_1XY , причому вісь O_1X проходить через полюс зачеплення P .

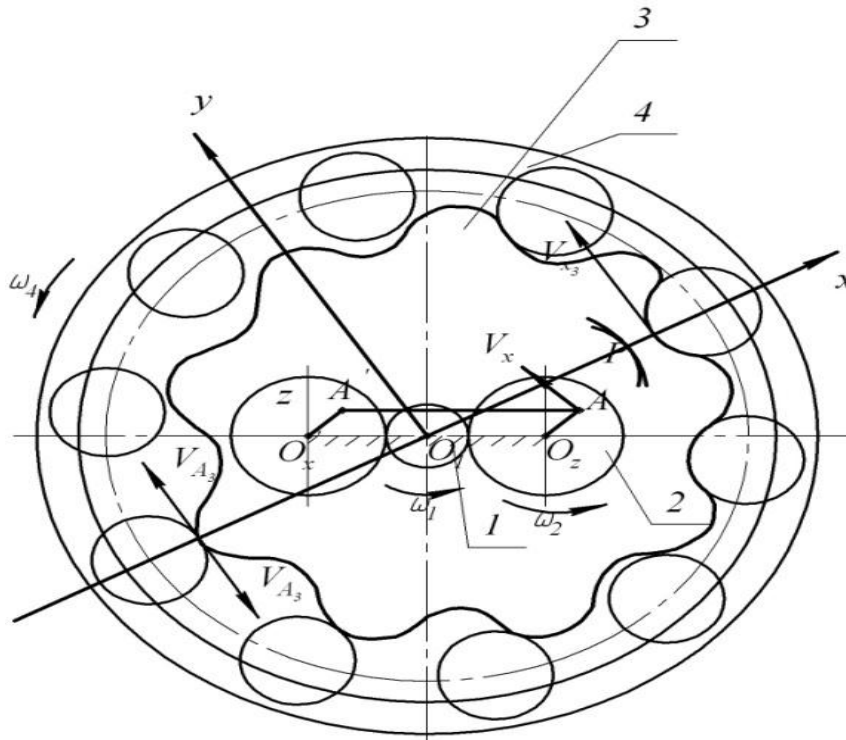


Рис. 1. Торцевий перетин моделі витискувачів

При зупиненому воділі H обертання від шестірні 1 передається допоміжним колесами 2 і 2', які здобувають кутову швидкість

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot u_{21},$$

де ω_1 – кутова швидкість шестірні 1;

u_{21} – передатне відношення коліс 1 і 2.

Витискувач 3, встановлений ексцентрично, здійснює плоский криволінійний поступальний рух з постійною швидкістю

$$\mathbf{v}_a = \boldsymbol{\omega}_2 \cdot \mathbf{p}$$

і всі його точки рухаються по окружності радіусом e зі швидкістю

$$\mathbf{v} = \boldsymbol{\omega}_2 \cdot \mathbf{e}$$

та у свою чергу, приводить в обертання охоплюючий витискувач 4 з кутовою швидкістю $\boldsymbol{\omega}_4$.

Розглянемо кінематику контакту (точка K , рис. 2) зуба витискувача 3 з довільним зубом i , поточне положення центру якого, в рухомій системі координат O_1XY визначається радіусом R та поточним кутом φ_1 .

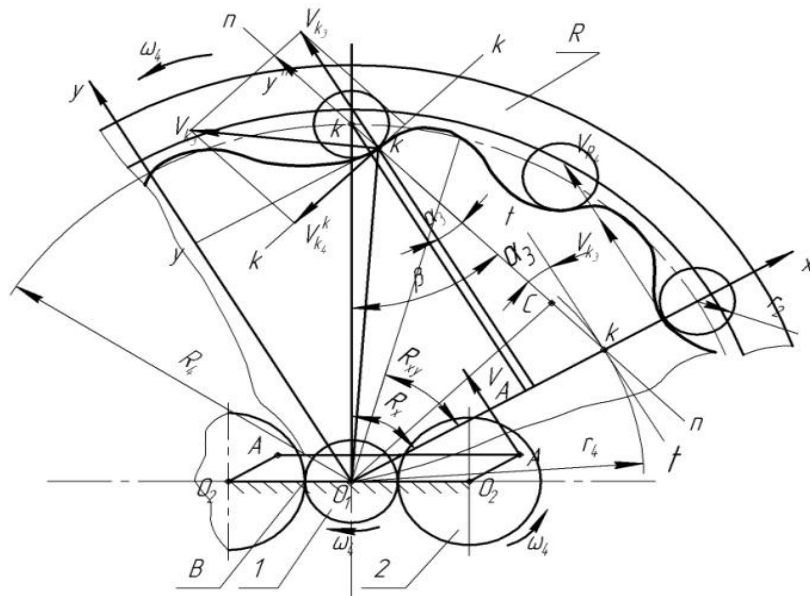


Рис. 2. Кінематичний стан точки контакту циклоїдальних витискувачів планетарної гідромашини

Вважаємо заданими кутову швидкість $\boldsymbol{\omega}_1$ і геометричні параметри витискувачів 3 і 4. Тоді при зупиненому водилі H визначаємо кутову швидкість

$$\boldsymbol{\omega}_2 = \frac{\boldsymbol{\omega}_1 \cdot z_1}{z_2},$$

де z_1 і z_2 – кількість зубів шестірні 1 і колеса 2.

Швидкість точки контакту K_3 витискувача 3 в абсолютному русі запишемо у вигляді

$$\mathbf{v}_{K_3} = \boldsymbol{\omega}_2 \cdot \mathbf{e} = \boldsymbol{\omega}_1 \cdot \mathbf{e} \cdot \frac{z_1}{z_2},$$

причому, напрямок вектора швидкості $\bar{\mathbf{v}}_k$, буде перпендикулярним до O_2A і O_1P (рис. 2). Швидкість точки контакту K_4 зуба буде дорівнювати

$$v_{K_4} = \omega_4 \cdot l_{O_1K},$$

де l_{O_1K} – відстань від центру витискувача 4 до точки контакту.

Кутова швидкість охоплюючого витискувача 4 при зупиненому водилі H дорівнює

$$\omega_4 = \frac{\omega_1}{u_{14}^H} = \omega_1 \cdot u_{41}^H,$$

де u_{14}^H, u_{41}^H – пряме і зворотне передатні відношення при зупиненому водилі H , що обумовлені рекомендаціями роботи [3].

Відстань від полюса зачеплення P до центру B цівки (рис. 2) отримаємо із співвідношення

$$l_{PB}^2 = l_{O_1B}^2 + l_{O_1P}^2 - 2 \cdot l_{O_1B} \cdot l_{O_1P} \cdot \cos \varphi_i,$$

де $l_{O_1B} = K_4$ – радіус центрів цівок;

$l_{O_1P} = r_4$ – радіус початкової окружності (окружності центроїди) охоплюючого витискувача 4;

$\varphi_i = i \frac{2\pi}{z}$ – полярний кут центру i -ї цівки,

де i – порядковий номер зуба при відліку від осі O_1X проти ходу годинної стрілки;

z – кількість зубів.

Тоді

$$l_{PB} = \sqrt{R_4^2 + r_4^2 - 2R_4 \cdot r_4 \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot i}{z}\right)}.$$

Знайдемо відстань від полюса зачеплення P до точки контакту K :

$$l_{KP} = l_{PB} - l_{BK} = l_{PB} - r_u,$$

де $l_{BK} = r_u$ – радіус зуба.

З рис. 2 визначимо кут між дотичною $t-t$ до початкових окружностей коліс, що зачіпаються, у полюсі зачеплення і нормаллю $n-n$ до сполучених профілів для розглянутого зуба (кут зачеплення i -го зуба)

$$\alpha_3 = \arcsin\left[\frac{(r_4 - R_4 \cdot \cos \varphi_1)}{l_{BP}}\right],$$

а також кут β :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r_4 \cdot \sin \varphi_1}{l_{BP}}\right).$$

Знайдемо довжину перпендикуляра O_1C , опущеного із центру O_1 на загальну нормаль $n-n$ до сполучених профілів у точці контакту розглянутого зуба:

$$l_{O_1C} = R_4 \cdot \sin \beta.$$

Тоді проекція абсолютної швидкості \bar{v}_{K_4} на загальну нормаль $n-n$ і дотичну $\tau-\tau$ до сполучених профілів у точці контакту запишемо у вигляді

$$v_K^n = \omega_4 \cdot l_{O_1C},$$

$$v_{K_4}^n = \omega_4 \cdot l_{KC},$$

де $l_{KC} = R_4 \cdot \cos \beta - r_u$ з рис. 2.

З урахуванням, що $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$, остаточно отримуємо:

$$v_{K_1}^\tau = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u). \quad (1)$$

Проекцію швидкості \bar{v}_k на загальну дотичну $\tau-\tau$ до сполучених профілів у зачепленні знаходимо з рівняння

$$v_{K_3}^\tau = \omega_1 c \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cdot \cos q)}{l_{BP}} \cdot \frac{z_1}{z_2}. \quad (2)$$

Проекція швидкості \bar{v}_{K_3} , на загальну нормаль $n-n$ за умовою забезпечення контакту буде дорівнювати проекції \bar{v}_{K_4} , на ту ж нормаль $n-n$ (рис. 2) $v_{K_3}^n = v_{K_4}^n$.

Координати точки контакту K i -го зуба із витискувачем 3 у рухомій системі координат O_1XY визначаються з вираження

$$\begin{cases} x_i = r_4 - (l_{BP} - r_u) \cdot \sin \alpha_3 \\ y_i = (l_{BP} - r_u) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_3} \end{cases}.$$

Положення точки контакту в системі координат O_1XY визначається радіус-вектором $R_K = l_{O_1K}$

$$R_K = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}.$$

Швидкість ковзання в контакті i -го зуба дорівнює

$$\bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^\tau - \bar{v}_{K_3}^\tau,$$

а сумарна швидкість кочення (швидкість переміщення контакту)

$$\bar{v}_\Sigma = \bar{v}_{K_4}^\tau + \bar{v}_{K_3}^\tau.$$

Необхідно відзначити, що навантаження сприймають тільки зуб'я, розташовані у квадрантах *I* і *II* системи координат O_1XY , причому для точок контакту крайніх зубів ($\varphi = 0, \varphi = \pi$) напрямку $\bar{v}_{K_4}^\tau$ і $\bar{v}_{K_3}^\tau$ збігаються і протилежні, відповідно (рис. 1 і рис. 2).

Таким чином, існує критичний кут $\varphi_{кр}$, при якому відбувається зміна знака $\bar{v}_{K_3}^\tau = 0$. Критичному куту відповідає положення зуба, при якому загальна нормаль $n-n$ до взаємодіючих профілів збігається з дотичною $t-t$ до початкових окружностей витискувачів 3 і 4 (кут зачеплення $\alpha_3 = 0$).

$$\varphi_{кр} = \arccos\left(\frac{r_4}{R_4}\right).$$

Враховуючи зазначене вище зауваження, можна записати

$$\begin{cases} v_1 = v_{K_1}^\tau - v_{K_2}^\tau; \\ v_\Sigma = v_{K_1}^\tau + v_{K_2}^\tau; \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i < \varphi_{кр};$$

$$\begin{cases} v_2 = v_{K_4}^\tau + v_{K_3}^\tau; \\ v_\Sigma = v_{K_4}^\tau - v_{K_3}^\tau. \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i < \varphi_{кр}.$$

З урахуванням рівнянь (1) і (2) остаточно отримаємо

$$v_s = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u) \mp \omega_1 e \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cos \varphi_1)}{l_{PB}} \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (3)$$

$$v_\Sigma = \omega_1 \cdot u_{41}^H \cdot (R_4 \cdot \cos \beta - r_u) \pm \omega_1 e \cdot \frac{(r_4 - R_4 \cos \varphi_1)}{l_{PB}} \cdot \frac{z_1}{z_2}.$$

У рівнянні (3) верхній знак відповідає положенню зуба в докритичній області ($\varphi_1 < \varphi_{кр}$), нижній – у закритичній ($\varphi_1 > \varphi_{кр}$).

З рівняння (3) випливає, що швидкості ковзання і переміщення контакту циклоїдальної передачі залежать як від кінематики, так і від її геометричних параметрів.

З видаленням точки контакту від полюса зачеплення швидкості ковзання зростає, а швидкість переміщення контакту зменшується.

Залежності $\bar{v}_{K_3}^\tau(\varphi)$, $\bar{v}_{K_4}^\tau(\varphi)$, $v_s(\varphi)$ і $v_\Sigma(\varphi)$ наведені на рис.3, побудовані для випадку: $\varepsilon_1 = 157 \text{ c}^{-1}$, $u_{41}^\tau = 1/79$, $R_4 = 45 \text{ мм}$,

$r_4 = 36$ мм, $z_1 = 10$, $z_2 = 22$, $z_3 = 35$, $z_4 = 36$, $r_u = 2$ мм. Точка $e = 1$ перетинання цих графіків відповідає критичному куту $\varphi_{кр}$.

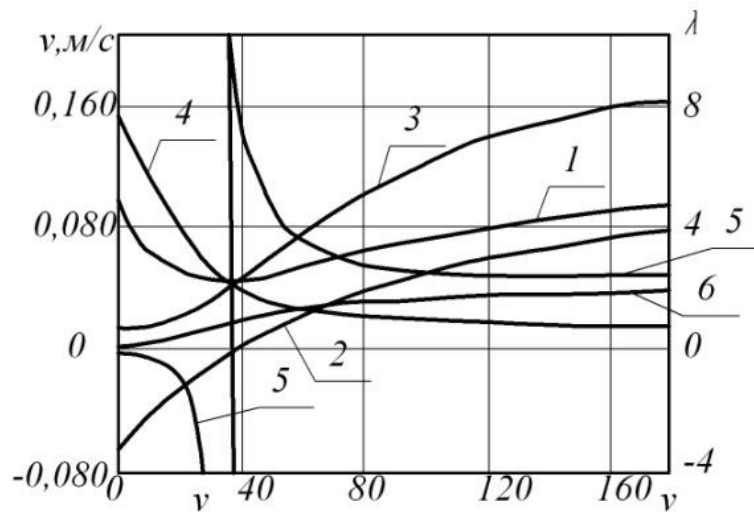


Рис. 3. Залежності $v(\varphi)$ і $\lambda(\varphi)$ кінематичних параметрів точки контакту циклоїдальної ступені витискувачів:

1, 2 – швидкості кочення точки контакту зуба $v_{K_4}^{\tau}(\varphi)$ і охоплюючого витискувача $v_{K_3}^{\tau}(\varphi)$; 3, 4 – швидкості ковзання $v_s(\varphi)$ і переміщень $v_{\Sigma}(\varphi)$ контакту зуба; 5, 6 – коефіцієнти ковзання λ_3 і λ_4 .

У теорії зубчастих зачеплень прийнято враховувати вплив геометричних і кінематичних факторів на величину проковзування профілів у процесі зачеплення за допомогою коефіцієнтів ковзання (рис.3)

$$\lambda_3 = \frac{v_s}{v_{K_3}^{\tau}}, \quad \lambda_4 = \frac{v_s}{v_{K_4}^{\tau}}. \quad (4)$$

З рис. 3 видно, що розрив кривої 5 приходить також на значення $\varphi_{кр}$. Залежності побудовані для того ж випадку.

З аналізу залежностей (рис. 3) випливає, що швидкість кочення точки контакту зуба має тенденцію до різкого зниження до значення, відповідного до кута $\varphi_{кр}$, потім монотонному збільшенню до початкового значення. Коливання швидкості $v_{K_4}^{\tau}$ залежать від положення зуба.

Швидкість $v_{K_4}^{\tau}$ кочення точки контакту сателітного колеса характеризується зміною знака швидкості і переходом через нульове значення при положенні, яке обумовлене критичним кутом повороту

$\varphi_{кр}$. Поверхня зуба в контактi є випереджальною, а поверхня витискувача відстаючою ($v_{K_4}^r > v_{K_3}^r$).

При кутi $\varphi_{кр}$ спостерігається різке зменшення швидкостi ковзання (рис. 3, крива 3), що відображається на зміні кривизни кривої (точка перегину). При цьому швидкостi ковзання і переміщення контакту зуба рівні: $\bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^r$. Сумарна швидкiсть кочення в точці контакту монотонно зменшується від максимального до мінімального значення. При кутi $\varphi_{кр}$ швидкiсть дорівнює $\bar{v}_\Sigma = \bar{v}_s = \bar{v}_{K_4}^r$.

Отримані вираження (1–4) дозволяють також виявити залежність коефіцієнтів λ_3 і λ_4 , від геометричних параметрів зчеплення циклоїдальних витискувачів і, таким чином, використовувати їх для поліпшення цих якісних параметрів планетарної гідромашини в цілому.

Характеристикою прогнозування виду зношування в контактi є відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$. Встановлено, що для докритичного кута ($\varphi < \varphi_{кр}$)

при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності сполучених поверхонь зубів витискувачів є опір руйнуванню в результаті розвитку усталостного викрашування.

Для критичного і закритичного кутів ($\varphi \geq \varphi_{кр}$) при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності циклоїдальних витискувачів є попередження викрашування неусталостного характеру, у першу чергу, задира (тому що з ростом відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$ зменшується товщина масляного шару, збільшується теплонпруженість у контактi та небезпека задира).

Таким чином, умови роботи контакту зубів витискувачів в докритичній зоні вимагають забезпечення високої твердостi сполучених поверхонь, тобто застосування спеціальних сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС або цементуємих сталей 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2 Н4А з твердістю сполучених поверхонь не нижче 59–60 НРС. Для критичного і закритичного кутів при виборі матеріалу пари необхідно керуватися вимогою отримання гарних антифрикційних властивостей. Найкращі результати досягаються комбінацією

високотвердої сталевій поверхні з антифрикційним матеріалом. У контакті циклоїдальної передачі при критичному значенні $\varphi = \varphi_{кр}$ нормальне навантаження досягає найбільшої величини, отже, у якості антифрикційного матеріалу можна також використовувати спеціальні підшипникові сталі ШХ із застосуванням протизадирного мастильного матеріалу.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що

- для докритичного кута ($\varphi < \varphi_{кр}$) при відношенні $\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$

важливим критерієм працездатності сполучених поверхонь зубів витискувачів є опір руйнуванню в результаті розвитку усталостного викрашування;

- для критичного і закритичного кутів ($\varphi \geq \varphi_{кр}$) при відношенні

$\frac{v_s}{v_\Sigma} < 1$ важливим критерієм працездатності циклоїдальних

витискувачів є попередження викрашування неусталостного

характеру, у першу чергу, задира (тому що з ростом відношення $\frac{v_s}{v_\Sigma}$

зменшується товщина масляного шару, збільшується теплонапруженість у контакті та небезпека задира).

Таким чином, умови роботи контакту зубів витискувачів в докритичній зоні вимагають забезпечення високої твердості сполучених поверхонь, тобто застосування спеціальних сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС або цементуємих сталей 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х2 Н4А з твердістю сполучених поверхонь не нижче 59–60 НРС. Для критичного і закритичного кутів при виборі матеріалу пари необхідно керуватися вимогою отримання гарних антифрикційних властивостей. Найкращі результати досягаються комбінацією високотвердої сталевій поверхні з антифрикційним матеріалом. У контакті циклоїдальної передачі при критичному значенні $\varphi = \varphi_{кр}$ нормальне навантаження досягає найбільшої величини, отже, у якості антифрикційного матеріалу можна також використовувати спеціальні підшипникові сталі ШХ із застосуванням протизадирного мастильного матеріалу.

Література

1. Проектирование роботов. Пер. с франц. / Н. Андре, Ж.М. Кофман. Ф. Лот, Ж.П. Тайер. М.: Мир. 1986. – 385 с.

2. *Панченко А.И.* Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / *А.И. Панченко., С.В. Кюрче., П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.83-97.

3. *Ковалев В. Н.* Кинематика двухступенчатого планетарного механизма типа 2К-V с цевочным зацеплением / *В. Н. Ковале, С.О. Киреев, В. П. Степанов.* // *Изв. вузов. Машиностроение.* – 1989. – № 5. С. 46–51.

4. *Кудрявцев В.Н.* Планетарные передачи / *В. Н. Кудрявцев* // *Л.: Машиностроение.* – 1966, – 307 с.

5. *Сигов И.В.* Планетарные редукторы / *И.В. Сигов.* // *Киев: Техника.* – 1964. – 172 с.

6. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / *А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз.* // *Труды ТГАТА, Отраслевое машиностроение, т.4, вып.2, Мелітополь, 1998, с.56-60.*

7. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн. / *Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина.* Кн. 2. М.: Машиностроение. – 1979. – 358 с.

ОБОСНОВАНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ГИДРОМАШИН С ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ

Панченко А.И., Волошина А.А., Тарасенко В.В., Бедлецкий Г.В.

Аннотация – работа посвящена исследованию работы вытеснителей с гипоциклоидальной формой зацепления, эквидистантный контур которых аппроксимирован дугами окружности, кинематике контакта зубьев вытеснителей и выявлению зоны распределения нагрузки по поверхности зубьев вытеснителей в процессе работы планетарной гидромашинны.

BACKGROUND OF THE WORK HYDRAULIC MACHINES WITH CYCLOIDAL FORM PROPELLANT

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Tarasenko, G. Bedletsky

This paper is devoted to research of the propellants gipotsikloidalnoy form of engagement, equidistant contours are approximated by arcs of circles, the kinematics of tooth contact propellants and identify areas of load distribution on the surface of the teeth of propellants in the process of planetary hydraulic machine.

УДК 621.891

ПЕРЕДУМОВИ ПІДВИЩЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВИКОРИСТАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ АГРЕГАТУ

Болтянський Б.В., к.т.н.,

Шабала М.О., к.т.н.,

Ігнат'єв Є.І., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 6-02-87

Анотація – Розглянуто теоретичні аспекти підвищення продуктивності роботи агрегату. Запропоновано методику оцінки коефіцієнта використання працездатності агрегату та намічено основні шляхи для його підвищення.

Ключові слова – машинно-тракторний агрегат, продуктивність, коефіцієнт використання: потужності двигуна, ширини захвату, часу зміни.

Постановка проблеми. Останнім часом питання підвищення продуктивності машинно-тракторного агрегату приділяється значна увага. Ефективне використання МТА – шлях до зростання добробуту і процвітання держави. Відомо, що на сьогодні рівень використання техніки АПК значно нижчий у порівнянні з країнами Європейського союзу, що, як ми вважаємо, є не припустимим. Тому з урахуванням останніх досягнень науки і техніки та передового досвіду у статті наводяться пропозиції для більш ефективного використання техніки.

Аналіз останніх досліджень. Питанню підвищення продуктивності машинно-тракторного агрегату за останній час присвячено багато праць науковців і виробників АПК. Серед них праці В.І. Пастухова, В.Ю. Ільченка, С.І. Пастушенка, Ю.П. Нагірного. Їх праці спрямовані на забезпечення рівня якості роботи сільськогосподарських машин і агрегатів з урахуванням можливостей господарства, умов і особливостей використання машин. Особливу актуальність мають ці питання для сучасних різнотипних підприємств АПК. Від ефективності використання МТА залежить кількість та якість продукції, затрати ресурсів і коштів. Не зважаючи на

досягнутий високий рівень експлуатації МТА є ще не використані потенціальні можливості, над якими необхідна постійна робота.

Основна частина. Продуктивність – показник використання МТА від якого в значній мірі залежить ефективність сільськогосподарського виробництва. Відношення дійсної продуктивності МТА до теоретичної називається коефіцієнтом використання працездатності агрегату (або коефіцієнта експлуатації).

Це відношення записується наступним чином

$$a_{agr} = \frac{W_{г.д.}}{W_{г.т.}}, \quad (1)$$

де $W_{г.д.}$ – годинна дійсна продуктивність, га/год;

$W_{г.т.}$ – годинна теоретична продуктивність, га/год.

Підставивши в формулу (1) значення дійсної і теоретичної продуктивності виражені через потужність двигуна отримаємо залежність вигляду (при прийнятому допущенні, що тяговий к.к.д. постійний $\eta_{т} = \text{const}$)

$$a_{agr} = \frac{N_{ен} \cdot \lambda_{Ne} \cdot \eta_m \cdot \beta \cdot \tau \cdot K}{N_{ен} \cdot \eta_m \cdot K} = \lambda_{Ne} \cdot \beta \cdot \tau, \quad (2)$$

де $N_{ен}$ – номінальна потужність, кВт;

K – питомий опір, Н/м.

Бачимо, що коефіцієнт (a_{agr}) залежить від рівня коефіцієнтів: λ_{Ne} – використання потужності двигуна, β – використання ширини захвату, τ – використання часу зміни.

Коефіцієнт (a_{agr}) характеризує ефективність використання техніки в господарстві. Він багато в чому залежить як від природних умов, так і вміння експлуатувати машини.

Чим вище значення (a_{agr}), тим ефективніше використовується даний агрегат на тій чи іншій роботі. Задача полягає в тому щоб у кожному конкретному випадку величину коефіцієнтів λ_{Ne} , β і τ наблизити до рівня оптимальних значень. Для цього розглянемо окремо кожний показник і вкажемо шлях наближення їх до оптимальних значень.

Коефіцієнт використання потужності двигуна

$$\lambda_{Ne} = \frac{N_e}{N_{ен}}, \quad (3)$$

де N_e – поточне значення потужності двигуна, кВт.

Збільшення показника – отримання таких режимів роботи, при яких забезпечується максимальне корисне використання потужності двигуна при мінімальних витратах палива.

Суттєвого ефекту у цьому питанні в умовах господарства можна досягти за рахунок:

- забезпечення високоякісного технічного обслуговування тракторів і с.-г. техніки;
- використання високоякісних паливно-мастильних матеріалів;
- раціонального комплектування МТА;
- дотримання правил експлуатації;
- підготовки високого рівня трактористів-машиністів.

Коефіцієнт використання ширини захвату

$$\beta = \frac{B_p}{B_k}, \quad (4)$$

де B_p – робоча ширина захвату агрегату, м;

B_k – конструктивна ширина агрегату, м.

Відхилення ширини захвату від її конструктивної викликане: неточністю ведення агрегату (наслідок цього пропуск або зайве перекриття площі); перекриттям ширини захвату окремих машин в одній зчипці при неправильному регулюванні або приєднанні машин; умовами роботи.

Значення коефіцієнта використання конструктивної ширини захвату багато ще в чому залежить від застосування широкозахватних агрегатів, наявності слідоутворюючих пристроїв; кваліфікації трактористів; технічного стану тракторів і с.-г. машин; умов виконання технологічної операції.

Науково обґрунтовані значення коефіцієнтів використання ширини захвату агрегату для деяких технологічних операцій наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів використання ширини захвату агрегату

Технологічна операція	Величина β
1. Оранка	1,0..1,1
2. Суцільна культивування	0,95..0,96
3. Боронування	0,94..0,95
4. Сівба, міжрядний обробіток, садіння	1,0
5. Скошування хлібів у валки	0,94..0,9

Допуск від 5 до 6% перекриття покликаний запобіганню утворення огривів (мета – якісне виконання технологічної операції).

Впровадження навігаційних систем з використанням GPS робить керування більш продуктивним, а технологічний процес з меншими експлуатаційними витратами покращує коефіцієнт використання ширини захвату максимально наближаючи його до оптимального значення.

$$\text{Коефіцієнт використання часу зміни} \quad \tau = \frac{T_p}{T_{зм}}, \quad (5)$$

де T_p – час на виконання технологічного процесу, год;

$T_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Продуктивність МТА суттєво залежить від повноти використання часу зміни (τ), для його збільшення необхідні зусилля інженерної служби господарства, що будуть направлені на пошук шляхів зменшення всіх складових балансу часу зміни окрім часу чистої роботи.

На величину продуктивності агрегату впливає швидкість його руху. Відомо також, що робота на підвищених швидкостях зменшує коефіцієнт (τ). Тому щоб цей вплив нівелювати потрібно звернути увагу на: огляд поля з метою усунення перешкод; вибір напрямку та способу руху агрегату; розмітку поворотних смуг і швидкості руху на повороті; розмітку загонів; виконання прокосів і обкосів; механізацію допоміжних операцій (завантаження-вивантаження ємностей).

Науково обґрунтовано значення коефіцієнта використання часу зміни при виконанні технологічних операцій (основних) у степовій зоні України, наведемо їх у табл. 2.

Таблиця 2

Оптимальне значення τ для степової зони України

Технологічна операція	Значення τ
1. Оранка, культивуація:	
- начіпними	0,85
- причіпними	0,80
2. Міжрядний обробіток	0,70
3. Луцнення стерні:	
- лемішними	0,80
- дисковими	0,85
4. Боронування:	
- зубовими	0,80
- дисковими	0,85
5. Сівба зернових, зернобобових, кукурудзи, соняшника	0,75
6. Скошування зернових жатками	0,70
7. Збирання зернових комбайнами	0,65
8. Скошування трав косарками:	
- начіпними	0,80
- причіпними	0,75
9. Розкидання органічних добрив	0,50
10. Обприскування	0,80

Виникає необхідність у порівнянні отриманих показників в господарстві з науково обґрунтованими, якщо співвідношення не на

користь господарства, то необхідно розробити заходи які дозволять підвищити ці показники до рівня науково обґрунтованих значень.

Підсумовуючи вищевикладене слід відмітити, що основними факторами які впливають на значення коефіцієнта використання працездатності агрегату є:

- експлуатаційні показники агрегату (V_p – робоча швидкість, V_p , $N_{ен}$, N_t , P_t – крюкове зусилля, кН) які визначають технічні можливості агрегату;
- умови роботи (K , L_d – довжина поля, B_d – ширина поля, α° – кут нахилу поверхні поля);
- рівень організації машиновикористання ($\lambda_{Не}$, β , τ).

Висновки. За умовами дотримання пропонованих заходів щодо комплектування МТА і їх ефективного використання значно покращуються коефіцієнти $\lambda_{Не}$, β і τ , що позитивно вплине на коефіцієнта використання працездатності агрегату.

Література

1. *Ільченко В.Ю.* Машиновикористання в землеробстві. / *В.Ю. Ільченко, Ю.П. Підгірний*. –К.: Урожай, 1996. –375 с.
2. *Пастухов В.І.* Довідник з Машиновикористання в землеробстві. / *В.І. Пастухов, А.Г. Чигрин, П.А. Джолос*. –Харків: Веста, 2001.– 343 с.
3. *Кюрчев В.М.* Лекції з дисципліни «Машиновикористання в землеробстві».
/В.М. Кюрчев, В.М. Болтянський. –Мелітополь.: ТДАТУ, 2001.– 63 с.

ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРУДОСПОСОБНОСТИ АГРЕГАТА

Болтянский Б., Шабала М., Игнатьев Е

Аннотация–рассмотрены теоретические аспекты повышения производительности работы агрегата. Предложена методика оценки коэффициента использования трудоспособности агрегата и намечены основные пути для его повышения.

PRECONDITIONS FOR INCREASING THE COEFFICIENT OF UTILIZATION EFFICIENCY OF WORKING CAPACITY OF THE UNIT

B. Boltyanskii, M. Shabala, E. Ignatiev

Summary

Theoretical aspects of the performance of the unit are considered. Proposed a method of estimating the coefficient of utilization efficiency of working capacity of the unit and identified the main ways to improve it.

УДК 621.412

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА В НАГРЕВАТЕЛЯХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Зуев А.А., к.т.н.,

Стефановский А.Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрена конструкция экспериментальной установки для исследования процессов теплообмена в нагревателях двигателей с внешним подводом теплоты.

Ключевые слова – двигатель с внешним подводом теплоты, альтернативные двигатели, двигатель Стирлинга.

Постановка проблемы. При работе двигателя с внешним подводом теплоты направление течения рабочего тела относительно нагревателя постоянно изменяется вследствие того, что поршень-вытеснитель то вытесняет рабочее тело из цилиндра в регенератор и охладитель, то, наоборот, как бы засасывает его обратно в цилиндр [1]. При этом по ходу рабочего цикла постоянно изменяется и давление рабочего тела [2].

Давление рабочего тела оказывает влияние на интенсивность подвода или отвода теплоты с поверхностей теплообменников, ибо коэффициент теплоотдачи при прочих равных условиях зависит от плотности теплоносителя [3].

Анализ последних работ. Если реализовать в экспериментальной установке одновременно с подогревом еще и процесс сжатия-расширения, это сильно усложнит как установку, так и методику эксперимента. Поэтому возможно проводить эксперимент по исследованию теплообмена рабочего тела с оребренной поверхностью нагревателя, реализовав в цилиндре с поршнем серию практически постоянных давлений.

Цель работы. Сконструировать экспериментальную установку для исследования процессов теплообмена в поршневой системе при практически постоянном давлении.

Основная часть. Для реализации этой идеи использовалась схема, приведенная на рис.1.

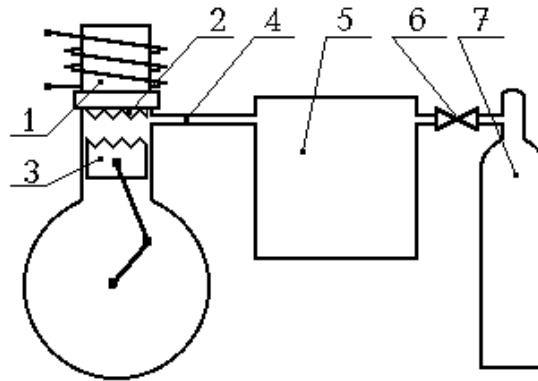


Рис.1. Принципиальная схема постановки эксперимента

Было предложено смонтировать ребрения 2 и 3 на головке цилиндра и днище поршня, приводимого в движение от кривошипно-шатунного механизма. К ребрению 2 предлагается подводить тепло от электрического нагревателя 1. Чтобы при перемещении поршня в цилиндре установки не изменялось давление, последний сообщался трубопроводом 4 с емкостью 5. При проведении опытов воздух должен был то выжиматься поршнем из цилиндра в эту емкость, то поступать из нее обратно в цилиндр. Тем самым имитируется возвратно-поступательное движение воздуха относительно ребренных поверхностей 2 и 3. Объем емкости 5 должен значительно превышать объем цилиндра, поэтому при перемещении поршня величина давления в емкости и цилиндре практически не меняется. Баллон 7 и редуктор 6 позволяют поддерживать в объеме экспериментальной установки определенный фиксированный уровень давления. Тем самым из рабочего цикла как бы выделяется элемент с фиксированным давлением. Проводя эксперименты на разных уровнях давления в емкости 5, предполагается выяснить влияние этого фактора на интенсивность подогрева рабочего тела. Количество тепла, воспринятое рабочим телом в течение эксперимента, можно определить по изменению его температуры в цилиндре и емкости 5. Влияние уровня скоростей рабочего тела можно оценить, проводя опыты с различными фиксированными частотами вращения коленчатого вала экспериментального стенда.

Основная часть экспериментальной установки (рис.2) изготовлена на базе одноцилиндрового компрессора трактора МТЗ-80, от которого использовались штатные цилиндр 1, поршень 2, и кривошипно-шатунный механизм. На поршне 2 укреплен ребренный

вытеснитель 3. Крепление осуществляется болтом 4. Чтобы уменьшить отвод тепла от ребер к поршню, внутри вытеснителя имеется кольцевая полость, заполненная воздухом, выполняющим функцию теплоизолятора. Сверху на цилиндр компрессора устанавливается воздухохраник 5, в котором размещены ребра нагревателя 6. Последний крепится к теплопроводу 7 электрического обогревателя болтом 8.

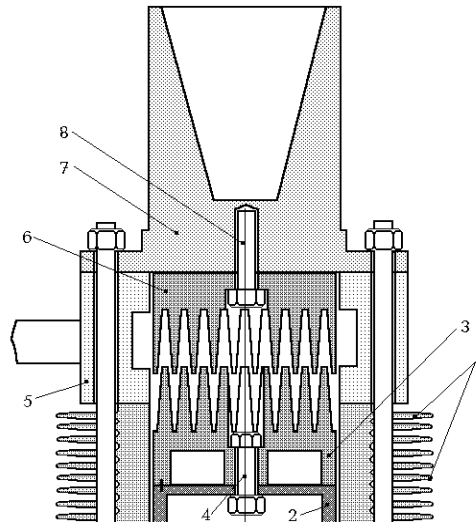


Рис.2. Устройство основной части экспериментальной установки

При возвратно-поступательном движении поршня 2 и вытеснителя 3 воздух поступает из воздухохраника 5 к ребрам нагревателя 6, или вытесняется из межреберных объемов обратно в воздухохраник. Последний сообщается с ресивером (см. рис.2), предотвращающим колебания уровня давления в экспериментальном объеме.

Перемещения рабочего тела вызываются перемещением поршня 2 с помощью штатного кривошипно-шатунного механизма, привод которого осуществляется электродвигателем П22 89857, питающимся от сети переменного тока через выпрямитель (диодный мост) и лабораторный автотрансформатор ЛАТР-1М. Крутящий момент от вала электродвигателя через упругую муфту и штатный понижающий редуктор (передаточное отношение 1,25), встроенный в картер компрессора, передается коленчатому валу установки. Изменяя напряжение, осуществляется изменение частоты вращения коленчатого вала установки. Контроль частоты вращения осуществляется тахометром.

Обогреватель устроен следующим образом. На медном профилированном стакане (теплопроводе) нарезана наружная резьба с шагом 1,5 мм, поверх резьбы нанесен тонкий (0,2...0,5 мм) слой

электрической изоляции. По изолированным канавкам намотан проводник (нихромовая проволока диаметром 0,8 мм) и затем обмотка покрыта толстым слоем теплоизоляции (15...20 мм).

Под действием электрического тока проволока нагревается и выделяющееся тепло через слой первичной изоляции нагревает теплопровод, на плоский конец которого крепится нагреватель рабочего тела. Интенсивность тепловыделения регулируется лабораторным автотрансформатором ЛАТР-1М и контролируется амперметром и вольтметром.

С целью более эффективного использования тепла, выделяемого нагревателем, и равномерного подвода его к оребренной головке цилиндра теплопровод изнутри был спрофилирован по условию постоянства плотности теплового потока в осевом направлении, образовавшаяся при этом полость заполнена термоизолирующим материалом. Контроль температур оребренной поверхности осуществляется термопарами, заделанными вблизи вершин и в основании ребер. ЭДС термопар регистрируется микровольтметром В7-37.

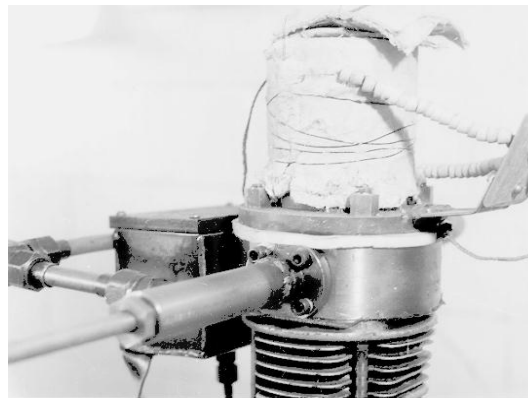


Рис.3. Внешний вид системы электроподогрева

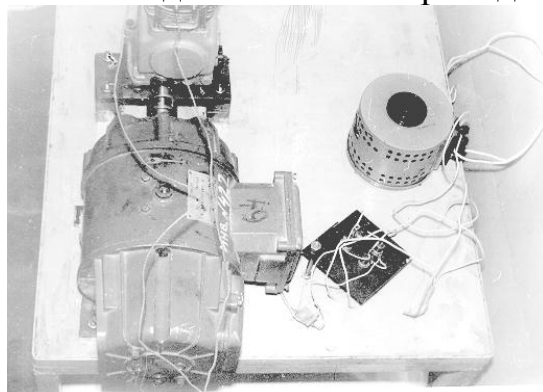


Рис.4. Привод экспериментального стенда

Внешний вид систем электроподогрева и привода экспериментального стенда показан на рис.3 и 4.

Система підпитки експериментального об'єкта, служить, як це вказано вище, для підтримання фіксованих рівнів тиску робочого тіла і складається з кислородного балона високого тиску, газового редуктора і з'єднаних трубопроводів. Система заправляється стиснутим повітрям. Рівень тиску в експериментальному об'єкті грубо контролюється штатним манометром газового редуктора, точно - образцовим манометром, снятим з пульта управління індикатора МАІ-2.

Принципіальна схема експериментальної установки приведена на рис.5. Все системи експериментальної установки працюють достатньо надійно. Це дозволить проводити випробування нагрівальних елементів двигателів з зовнішнім підводом теплоти різних форм і конструкцій, витримуючи необхідні значення режимних параметрів, і виконувати деякі контрольні заміри.

Висновок. Розроблена експериментальна установка (рис. 2-5) придатна для дослідження процесів теплообміну в моделі обрешіткової нагрівальної частини двигача з зовнішнім підводом теплоти.

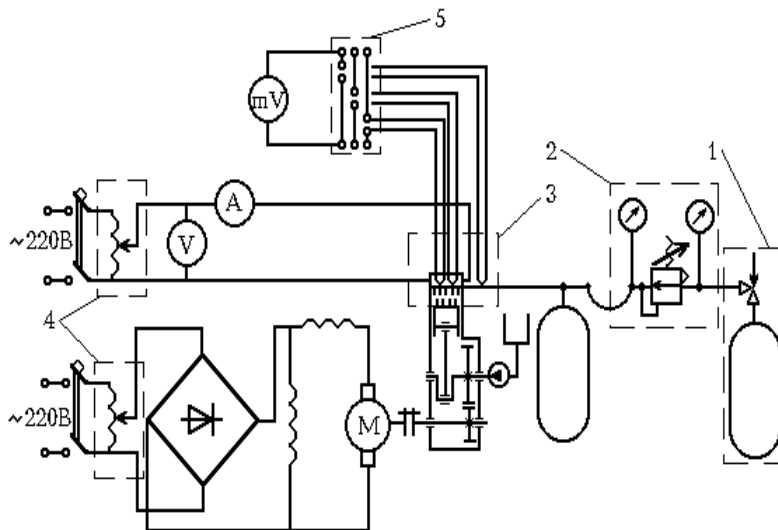


Рис. 5. Принципіальна схема експериментального стенда:

1 – балон стиснутого повітря з клапаном; 2 – газовий редуктор; 3 – нагрівач з термопарами; 4 – ЛАТР-1М; 5 – трьохпозиційний перемикач вимірних перетворювачів температури.

Література

1. Зуев А.А. Анализ известных методик расчета рабочего цикла ДВПТ / А.А. Зуев, В.Ф. Ялчак // Праці ТДАТА. - Мелітополь, 1999. – Вип. 2, т. 11.– С. 22–25.

2. *Иванченко Н.Н.* Нестационарный теплообмен в нагревателях двигателей с внешним подводом теплоты / *Н.Н. Иванченко [и др.] // Двигателестроение.* – 1982. – № 5. – С.– 1821.
3. *Стефановский Б.С.* Локальные граничные условия теплового нагружения и охлаждения теплонапряженных деталей быстроходных поршневых двигателей : Дисс... докт. техн. наук. – М., 1985. – 312 с.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ У НАГРІВАЧІ
ДВИГУНІВ З ЗОВНІШНІМ ПІДВЕДЕННЯМ ТЕПЛОТИ**

Зуєв О.О, Стефановський О.Б.

Анотація – у статті розглянуто конструкцію експериментальної установки для дослідження процесів теплообміну в нагрівачах двигунів із зовнішнім підводом теплоти.

**EXPERIMENTAL INSTALLATION FOR RESEARCH OF
HEAT TRANSFER PROCESSES IN HEATERS OF ENGINES
WITH
THE EXTERNAL HEAT SUPPLY**

A. Zuev, A. Stefanovsky

Summary

The design of the experimental installation for research of heat transfer processes in heaters of engines with the external heat supply is considered in the paper.

УДК 621.225.001.4

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ ДІЮЧИХ НА ВИТИСКУВАЧІ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Кувачов В.П., к.т.н.,

Леженкін О.М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0169) 42-04-42

Анотація – Робота присвячена розробці методики визначення відцентрових сил, діючих на витискувачі планетарних гідромашин та дослідженню інерційних сил, які є джерелом вібрацій та нестійкості роботи планетарних гідромашин.

Ключові слова – планетарна гідромашина, плаваючий витискувач, діаметральний зазор, міжцентрова відстань, статична рівновага, гідравлічне поле, інерційні сили.

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку гідрофікації мобільної техніки вимагають розробки принципово нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин планетарного типу, а також нових підходів у рішенні проблеми поліпшення їх вихідних характеристик. Застосування планетарних гідромашин у приводах активних робочих органів мобільної техніки, висуває високі вимоги до вихідних характеристик, реалізація яких може бути забезпечена при їх проектуванні.

Апріорний аналіз досліджень, пов'язаних із проектуванням високомоментних гідромоторів дозволяє зробити висновок, що вони виконувалися без належного урахування ряду важливих факторів, що характеризують планетарний гідромотор, таких як відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку, що дозволяє їм самовстановлюватися, займати непередбачене взаєморозташування, залежно від погрішності форми елементів витискувального блоку планетарного гідромотора. Тому, при

проектуванні планетарних гідромашин, необхідно врахувати відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між елементами витискувального блоку та погрішність їх форми при визначенні геометричних параметрів. У зв'язку з цим виникає необхідність розробки методики визначення відцентрових сил, діючих на витискувальний блок планетарних гідромашин.

Аналіз останніх досліджень. Кінематичні особливості руху витискувачів із циклоїдальною формою робочої поверхні характеризуються двома основними погрішностями апроксимації і виготовлення. Погрішності апроксимації пов'язані з переходом від циклоїдального контуру витискувачів до еквідистантного, а потім до окружності. Погрішності виготовлення обумовлені радіальним відхиленням радіусів закруглень зубів, а також радіальними і кутовими відхиленнями розташування їх центрів. Наслідком комплексного впливу зазначених погрішностей, на роботу витискувачів планетарної гідромашини, є зміна дійсної міжцентрної відстані між ними. Таким чином, що охоплюючі витискувачі планетарної гідромашини мають можливість вільного переміщення (на величину діаметрального зазору) [1-4].

Застосування “плаваючих” витискувачів у планетарних гідромашинах поряд з вирівнюванням статичних навантажень по рухомим елементам приводить до небажаних динамічних явищ, пов'язаних з особливостями процесу “плавання” витискувачів [1,3].

У роботі [5] було розглянуто процес виникнення інерційних сил у зв'язку з помилками виготовлення планетарних передач із одним плаваючим елементом (колесом або водилом). Наявність декількох плаваючих елементів у планетарній гідромашині істотно впливає на умови її роботи. Оскільки положення осей обертання плаваючих елементів не фіксовані опорами, то вони під дією зовнішніх, стосовно зачеплення, сил самовстановлюються в будь-які (у межах діаметральних зазорів) взаємообумовлені положення. Виникаючі при цьому інерційні сили визначаються різними факторами, геометричними параметрами витискувачів, характером зовнішніх сил і т.п. і, у тому числі, видом траєкторій руху “плаваючого” витискувача [2,3].

Ціль роботи. Поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин шляхом дослідження інерційних сил, які є джерелом вібрацій та нестійкості роботи їх витискувального блоку.

Основна частина. Розглянемо вплив основних погрішностей витискувачів планетарної гідромашини із двома плаваючими елементами (витискувачем і водилом) на виникнення в них інерційних сил. Необхідно відзначити, що в планетарній гідромашині функції водила виконує гідравлічне поле, яке обертається [6].

Представимо “плаваючий” витискувач у вигляді твердого тіла на пружній підвісці із жорсткостями cm , еквівалентними жорсткості зачеплення витискувачів і компенсуючого механізму, які розташовані уздовж ліній зачеплення, що координуються одиничними векторами \mathbf{a}_m . Виберемо прямокутну систему координат \mathbf{x}, \mathbf{y} з початком у центрі ваги колеса O . Припустимо, що центр основної окружності рухомого витискувача зміщений відносно початку координат на величину міжцентрової відстані $e_{ок}$ під довільним кутом γ до осі Ox . У цьому випадку розподіл діаметрального зазору по робочих профілях зубів витискувачів (уздовж векторів \mathbf{a}_m) визначається формулою

$$\Delta S = e_{ок} \cdot [1 - \sin(\varphi_k - \delta + \gamma)], \quad (1)$$

де φ_k – кут, що координує положення рухомого витискувача;
 δ – кут зачеплення.

При цьому різниця кутів координуючих положення рухомого витискувача і зачеплення можна виразити

$$\varphi_k - \delta = \frac{2\pi \cdot m}{n},$$

де n – кількість рухомих витискувачів;

m – порядковий номер витискувача, $m = 1, 2, \dots, n$.

Рівняння статичної рівноваги плаваючого витискувача під дією крутного моменту $M_{кр}$, що забезпечує контакти охоплюваного і охоплюючого витискувачів у матричній формі мають вигляд:

$$\begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ \varphi \end{pmatrix} = \sum_{k=1}^n c_k \begin{pmatrix} \Delta S \cdot \alpha_k \\ \Delta S \cdot \beta_k \\ \Delta S \cdot R_1 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{кр} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

$$\text{де } C_{11} = \sum_1^n c_m \cdot \alpha_m^2;$$

$$C_{12} = C_{21} = \sum_1^n c_m \cdot \alpha_m \cdot \beta_m;$$

$$C_{13} = C_{31} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m \cdot R_1;$$

$$C_{22} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m^2;$$

$$C_{23} = C_{32} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m \cdot R_1;$$

$$C_{33} = \sum_1^n c_m \cdot R_1^2; \quad \alpha_m = \cos \frac{2\pi \cdot m}{n}; \quad \beta_m = \sin \frac{2\pi \cdot m}{n} \quad - \quad \text{напрямні}$$

косинуси одиничних векторів \underline{a}_m ;

R_1 – радіус окружності центрів зубів витискувачів;

x, v, φ – координати зсуву центрів ваги витискувачів.

Вирішуючи систему (2) і підставляючи (1), отримаємо

$$x = \frac{2 \sum_1^n \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2 \sum_1^n e_{ок} \left[1 - \sin \left(\frac{2\pi \cdot m}{n} + \gamma \right) \right] \cdot \cos \frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e_{ок} \cdot \sin \gamma;$$

$$y = \frac{2 \sum_1^n \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2 \sum_1^n e_{ок} \left[1 - \sin \left(\frac{2\pi \cdot m}{n} + \gamma \right) \right] \cdot \sin \frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e_{ок} \cdot \cos \gamma. \quad (3)$$

Отже, центр ваги витискувача зміститься на величину, рівну та протилежно спрямовану міжцентровій відстані $e_{ок}$, тобто центр окружності центрів зубів охоплюваного витискувача збігається з початком координат (у цьому випадку із центром обертання). При обертанні плаваючого витискувача його центр ваги буде описувати окружність радіусом $e_{ок}$. При цьому виникає відцентрова сила

$$\underline{F} = m_{nv} \cdot \omega^2 \cdot \underline{e}_{ок}, \quad (4)$$

де m_{nv} – маса плаваючого витискувача;

ω – кутова швидкість його обертання.

При двох плаваючих витискувачах центри їх окружностей зубів будуть центрами обертання, отже, на кожний з витискувачів будуть діяти відцентрові сили, обумовлені вираженням (4).

Нехай рухомі витискувачі планетарної гідромашини мають міжцентрові відстані окружностей центрів зубів $e_{ок}$ з фазовими зрушеннями γ_m , де $m = 1, 2, \dots, n$. Тоді при русі витискувачів їх центри описують окружності радіусів $e_{ок}$.

У планетарних гідромашинах з одним плаваючим витискувачем тангенціальна складова зсуву $\underline{e}_{ок}$ центру окружності центрів зубів викликає пропорційний йому зсув

$$\rho_m = \frac{4}{3} e_{ок} \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega_e \cdot t + \gamma_m), \quad (5)$$

де ω_e – кутова швидкість обертання витискувача.

У випадку двох плаваючих витискувачів під дією сил у зачепленні вони мають можливість зміщатися пропорційно діаметральному зазору. Величини зсувів кожного з витискувачів визначаються умовами динамічної рівноваги з урахуванням граничних умов їх сполучення з іншими ланками гідромашини.

Розглянемо випадок, коли умови для реалізації переміщення обох плаваючих витискувачів однакові. Встановимо величини і напрямки руху цих витискувачів за методикою, наведеною в роботі [5]. Задамо поступальне переміщення центру охоплюючого витискувача в тангенціальному напрямку зі швидкістю v_1 . Нерухомою ланкою приймемо гідравлічне поле гідромашини (води́ло). Лінійні швидкості точок F і G рівні v_1 . Центрами миттєвих обертань рухомого витискувача ϵ і корпусу k будуть полюса P_ϵ і P_k відповідно. Швидкості точок $У$ и N визначаються векторними рівняннями:

$$\begin{aligned} \overline{v}_B &= \overline{v}_F + \overline{v}_{BF} \\ \overline{v}_N &= \overline{v}_G + \overline{v}_{NG} \end{aligned} \quad (6)$$

З рішення рівнянь (2) випливає, що

$$v_N = v_B = v_1 \cdot \cos \delta.$$

Користуючись властивістю миттєвих центрів обертання [5], визначимо швидкості центрів плаваючих елементів: v_{ok} – корпусу і $v_{o\epsilon}$ – витискувача:

$$v_{ok} = v_{o\epsilon} = \frac{2}{3} v_1 \cdot \cos \delta. \quad (7)$$

Помноживши обидві частини кожної рівності (7) на проміжок часу Δt отримаємо величини зсуву центральних коліс ρ_ϵ і ρ_k . Оскільки $v_1 \cdot \Delta t = f_1$ і $v_{ok} \cdot \Delta t = \rho_{1k}$, $v_{o\epsilon} \cdot \Delta t = \rho_{1\epsilon}$, то

$$\rho_{1k} = \rho_{1\epsilon} = \frac{2}{3} f_1 \cdot \cos \delta = \frac{2}{3} f_{01} \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega_\epsilon \cdot t + \gamma_1). \quad (8)$$

Вектори $\overline{\rho}_{1k}$ і $\overline{\rho}_{1\epsilon}$ спрямовані по відповідним лініям зачеплення охоплюваного і охоплюючого витискувачів і, отже, кут між ними рівний 2δ .

При наявності ексцентриситетів в обох рухомих витискувачах результуючий рух охоплюючого витискувача визначається (по методу суперпозиції [2]) геометричним підсумовуванням векторів $\overline{\rho}_{mk}$ або

$$\overline{\rho}_{m\epsilon} : \overline{\rho}_{mk} = \overline{\rho}_{m\epsilon} = \frac{2}{3} e_{ok} \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega_\epsilon \cdot t + \gamma_m) \quad (9)$$

З урахуванням обертання гідравлічного поля (води́ла) рівняння руху центрів “плаваючих” витискувачів у проекціях на нерухомі осі координат x , y мають вигляд

$$\begin{aligned} x_{\epsilon,k} &= \rho_{1\epsilon,k} \cdot \cos(\varphi_v \pm \delta) + \rho_{2\epsilon,k} \cdot \cos(\varphi_v \pm \delta \pm 180^\circ) \\ y_{\epsilon,k} &= \rho_{1\epsilon,k} \cdot \sin(\varphi_v \pm \delta) + \rho_{2\epsilon,k} \cdot \sin(\varphi_v \pm \delta \pm 180^\circ) \end{aligned} \quad (10)$$

де $\varphi_v = \omega_v \cdot t$; ω_v – кутова швидкість обертання гідравлічного поля, знаки „+”, „-” відносяться до рухомого витискувача ϵ і корпусу k . Переходячи до комплексної форми запису рівнянь руху (10) (тобто ввівши $z = x + iy$), отримаємо

$$z_{\epsilon,k} = [\rho_{1\epsilon,k} \cdot e^{i(\delta)} + \rho_{2\epsilon,k} \cdot e^{i(180^\circ \pm \delta)}] \cdot e^{i\varphi_v}. \quad (11)$$

Руху центрів “плаваючих” витискувачів можуть бути представлені у вигляді годографів z_ϵ і z_k , що обертаються з кутовою швидкістю водила ω_v . Їхні модулі є змінними величинами, що змінюються за гармонійним законом з періодом, що відповідає одному оберту витискувача. Модулі векторів у розглянутому випадку рівні, а кут між ними рівний 2δ .

При зазначених рухах плаваючих елементів виникають інерційні сили

$$F_{\epsilon,k} = m_{\epsilon,k} \cdot \frac{d^2}{dt^2} \cdot z_{s,\epsilon}. \quad (12)$$

Визначимо вид траєкторії руху плаваючого витискувача в загальному випадку для планетарної гідромашини з n витискувачами, що мають довільні величини міжцентрової відстані окружностей центрів зубів.

Якщо ексцентриситет окружності центрів зубів m -го витискувача викличе зсув на величину $\rho_m \cdot \cos(\omega_\epsilon \cdot t + \gamma_m)$, то рівняння руху центру витискувача при нерухомому гідравлічному полі $\varphi_v = 0$ приймуть вид

$$\begin{aligned} x &= \sum_{m=1}^n a_m \cdot \cos(\varphi_\epsilon + \gamma_m) \\ y &= \sum_{m=1}^n b_m \cdot \cos(\varphi_\epsilon + \gamma_m) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\text{де } a_m = \rho_m \cdot \cos\left(\delta + \frac{2\pi \cdot m}{n}\right);$$

$$b_m = \rho_m \cdot \sin\left(\delta + \frac{2\pi \cdot m}{n}\right);$$

$$\varphi_\epsilon = \omega_\epsilon \cdot t;$$

$$m = 1, 2, \dots, n;$$

$$x = A \cdot \cos(\varphi_e + \xi_a);$$

$$y = B \cdot \cos(\varphi_e + \xi_b).$$

Введемо позначення $\varphi_e + \xi = \varphi$ і $\xi = \xi_b - \xi_a$, тоді

$$x = A \cdot \cos \varphi$$

$$y = B \cdot \cos(\varphi + \xi) \quad (14)$$

Після перетворень рівняння (14) прийме вид

$$\frac{x^2}{A^2} - 2 \frac{x y}{A B} \cos \xi + \frac{y^2}{B^2} = \sin^2 \xi. \quad (15)$$

Вираження (15) у загальному випадку представляє рівняння еліпса із центром на початку координат, вписаного в прямокутник зі сторонами $2A$ і $2B$.

В окремих випадках при $\xi = 0$ і π еліпс перетвориться в прямі лінії.

Вплив помилки кутового розташування осі плаваючих витискувачів зводиться до впливу зсуву його центру в тангенціальному напрямку на постійну в часі величину. Тому досить в отриманих вище результатах (9) прийняти $\omega_e = \gamma_m = 0$. Тоді зсув плаваючих витискувачів при наявності помилок кутового розташування обох витискувачів $-\psi_1, -\psi_2$, відповідно можуть бути визначені по формулі

$$z_{e,k} = \frac{2}{3} \cos e_{ок} \cdot \left[\psi_1 e^{i(\pm\alpha)} + \psi_2 e^{i(\pm\alpha \pm 180^\circ)} \right] \cdot e^{i\psi}. \quad (16)$$

Центри плаваючих витискувачів у цьому випадку рухаються по окружностях радіусом $z_{e,k}$ з кутовою швидкістю ω_v , а виникаючі відцентрові сили будуть дорівнювати

$$F = m_{ne,k} \cdot \omega_v^2 \cdot z_{e,k}. \quad (17)$$

Відсутність у планетарній гідромашині водила, як конструктивного елемента (його функцію виконує гідравлічне поле), приводить до паралельного зсуву центрів витискувачів на величину $S/2$. Тому, визначивши тангенціальні складові зсуву витискувачів та прийнявши в (9) $\omega_e = \gamma_{m=0}$, підсумовуючи величини $\rho_{me,k}$, отримаємо, що зсув витискувачів дорівнює

$$\rho_{me,k} = \frac{S}{2 \cos \delta},$$

причому кут між рівними по модулю векторами ρ_e і ρ_k становить 2δ . З урахуванням обертання гідравлічного поля (води́ла) рівняння руху плаваючих коліс у комплексній формі будуть мати вид

$$z_g = e_{ок} + \frac{S}{2 \cos \delta \cdot e^{i\omega_v t}}; \quad (18)$$

$$z_k = e_{ок} + \frac{S}{2 \cos \delta \cdot e^{i(\omega_v t + 2\delta)}}. \quad (19)$$

Отже, при роботі планетарної гідромашини рух плаваючих витискувачів здійснюється по окружностях радіусом $e_{ок} + S / 2 \cos \delta$, і при цьому виникає відцентрова сила

$$F_g = m_{ng} \cdot \omega_v^2 \cdot \left(e_{ок} + \frac{S}{2c \cdot \cos \delta \cdot e^{i\omega_v t}} \right). \quad (20)$$

Розглянуті вище інерційні сили є джерелами збудження вібрацій і нестійкості роботи планетарних гідромашин.

Наведені залежності можуть бути використані для оцінки впливу погрішностей виготовлення елементів планетарної гідромашини на її вібраційні характеристики [7,8]. З них випливає, що для поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин необхідно підвищувати точність виготовлення елементів, що мають великі швидкості переміщення витискувачів.

Висновки. В результаті досліджень розроблено методику визначення відцентрових сил, діючих на витискувачі планетарних гідромашин. Досліджені інерційні сили, які є джерелами вібрацій і нестійкості роботи планетарних гідромашин.

Отримані аналітичні залежності можуть бути використані для оцінки впливу погрішностей виготовлення елементів силового з'єднання планетарних гідромашин на їх вібраційні характеристики.

Встановлено, що для поліпшення динамічних характеристик планетарних гідромашин необхідно підвищувати точність виготовлення елементів витискувачів, що мають великі швидкості переміщення (зубів).

Література

1. *Панченко А.И.* Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа / *А.И. Панченко., В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – С.66-74.
2. *Панченко А.И.* Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики / *А.И. Панченко., А.А. Волошина, П.В. Обернихин, И.А. Панченко.* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2010. – Вип. 10. – т.9. – С.89-96.
3. *Панченко А.И.* Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми /

А.И.Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько. // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – С.61-67.

4. *Панченко А.И. Параметрические исследования вытеснительного блока планетарного гидромотора / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев., П.В. Обернихин. // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – С.72-84.*

5. *Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов / Л.Н. Решетов. // М.: Машиностроение. – 1972. – 256 с.*

6. *Панченко А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.11-22.*

7. *Панченко А.И. Методика измерения геометрических параметров деталей планетарного гидромотора / А.И.Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – С.20-29.*

8. *Панченко А.И. Изготовление и контроль точности деталей и узлов планетарных гидромоторов / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.Д. Бескупский, Д.С. Титов. // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – С.43-56.*

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВЫТЕСНИТЕЛИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Панченко А.И., Волошина А.А., Кувачёв В.П. Леженкин А.Н.

Аннотация – работа посвящена разработке методики определения центробежных сил, действующих на вытеснители планетарных гидромашин и исследованию инерционных сил, которые являются источником вибраций и неустойчивости работы планетарных гидромашин.

METHOD OF DETERMINING THE CENTRIFUGAL FORCES ACTING ON THE PLANETARY HYDRAULIC DISPLACER

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Kuvatsov, O. Lezhenkin

Summary

Abstract-work is devoted to the development of methods for determining the centrifugal forces acting on the planetary hydraulic propellants and study of inertial forces, which are the source of vibration and instability of planetary hydraulic machines.

УДК 629.017

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КУЗОВА НА УПРАВЛЯЕМОСТЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Торяник С.А., инж.,

Клец Д.М., инж.,

Павленко В.Н., к.т.н.,

Коробка А.И., асп.,*

Ставицкий А.Ю., асп.*

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
(ХНАДУ)*

Тел. (0619) 42–04–42

Аннотация – в статье приведены результаты экспериментальных исследований влияния изменения геометрических параметров основания кузова легкового автомобиля на его управляемость.

Ключевые слова – управляемость, точки крепления подвесок к кузову легкового автомобиля, мобильный измерительный комплекс.

Постановка проблемы. Управляемость, как одно из эксплуатационных свойств автомобиля, играет важную роль в безопасности движения. Долгое время считалось, что изменение показателей управляемости в процессе эксплуатации вызвано изменением технического состояния подвески, колес, рулевого управления. Однако, в работе [1] экспериментально установлено, что на показатели управляемости и устойчивости оказывают влияние в том числе и характеристики кузова автомобиля, в частности – его жесткость.

В связи с этим, актуальной становится оценка влияния изменения геометрических параметров кузова легкового автомобиля в процессе эксплуатации на показатели управляемости.

Анализ последних достижений и публикаций. Большое количество работ отечественных и зарубежных авторов (Гинцбург Л.Л., Юрченко А.Н., Певзнер Я.М., Подригало М.А. и др.) посвящено вопросам влияния конструкции и технического состояния подвески,

колес, тормозной системы на эксплуатационные свойства автомобиля. В работе [2], в частности, рассмотрено влияние угловых и линейных смещений мостов автомобиля на устойчивость его движения.

В то же время, влияние изменения технического состояния кузова легкового автомобиля на изменение показателей безопасности движения практически не освещено.

Особый интерес вызывает определение влияния смещения точек крепления подвесок к основанию несущего кузова на показатели управляемости легкового автомобиля.

Цель и задачи исследования. Целью проведения экспериментальных исследований являлась проверка адекватности разработанной ранее математической модели оценки влияния изменения геометрических параметров основания несущего кузова на показатели управляемость легкового автомобиля [3].

Задачей экспериментальных исследований являлось получение зависимости изменение угла поворота управляемых колес от изменения положения точек крепления подвесок к основанию кузова легкового автомобиля.

Основная часть. Экспериментальное исследование влияния изменения геометрических параметров основания несущего кузова легкового автомобиля на его управляемость. Объектами экспериментального исследования были выбраны три легковых автомобиля производства ЗАО «ЗАЗ»: два автомобиля ЗАЗ-1103 «Славута» с пробегами 7 тыс. км и 55 тыс. км, и один автомобиль ЗАЗ-110206 «Таврия – Нова» с пробегом 82 тыс. км.

Первый этап экспериментальных исследований заключался в контроле геометрии кузова легковых автомобилей по точкам крепления подвесок. Для контроля геометрических параметров основания кузовов испытуемых автомобилей был использован компьютеризированный ремонтно-измерительный комплекс Celette – NAJA, расположенный в научно-учебной производственной лаборатории ХНАДУ.

Результаты данного контроля позволили установить следующее:

- на автомобиле ЗАЗ-1103 «Славута» с пробегами 7 тыс. км, который эксплуатировался менее года, все контролируемые параметры находились в пределах нормы и отклонения контрольных точек от номинального положения не превышало 1 мм;

- на автомобиле ЗАЗ-1103 «Славута» с пробегами и 55 тыс. км было выявлено отклонение положения контрольных точек крепления передней подвески на величину, более 3 мм, что привело к наличию углового смещения передней подвески равного $0,36^{\circ}$;

- на автомобиле ЗАЗ-110206 «Таврия – Нова» с пробегом 82 тыс. км. также было обнаружено отклонение точек крепления передней

подвески на величину, более 3 мм, что привело к наличию углового смещения передней подвески равного $0,56^\circ$.

На втором этапе проводились дорожные испытания, задачей которых было определение изменения угла поворота управляемых колес автомобиля в зависимости от радиуса поворота и углового смещения подвесок автомобиля. Для этого регистрировались продольные и поперечные ускорения автомобиля, а также угол поворота рулевого колеса.

Для регистрации данных при дорожных испытаниях автомобилей использовался мобильный измерительный комплекс, разработанный на кафедре ТМ и РМ ХНАДУ (рис. 1), состоящий из двух датчиков ускорений Freescale Semiconductor модели MMA7260QT, а также ЭВМ для снятия и архивации данных [4].

Для измерения углов поворота управляемых колес измерительно-регистрационный комплекс был дополнен датчиком поворота рулевого колеса (рис. 2). Датчик включает в себя 10-ти оборотный прецизионный проволоочный потенциометр Vishay Spectrol 534-1-1, сопротивлением $100 \text{ Ом} \pm 5\%$ и линейной характеристикой изменения сопротивления, с закрепленным на нем колесиком. Колесико датчика плотно прилегало к цилиндрическому выступу на рулевом колесе. Таким образом, при повороте руля осуществлялась передача крутящего момента от рулевого колеса через колесико на потенциометр. Регистрация изменения сопротивления потенциометра происходила посредством цифрового мультиметра.

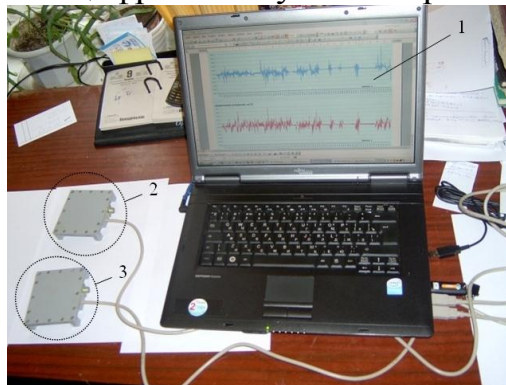


Рис. 1. Мобильный измерительный комплекс, разработанный на кафедре ТМ и РМ ХНАДУ: 1 – ЭВМ для снятия и архивации данных; 2 – датчик ускорений MMA7260QT № 445; 3 – датчик ускорений MMA7260QT № 446

Все автомобили, проходившие испытания, предварительно прошли технический осмотр. Зазоры и люфты в ходовой части, а также углы установки управляемых колес соответствуют нормам. Перед проведением испытаний были прогреты агрегаты трансмиссии

и ходовой части. Давление в шинах составляло 0,18 МПа. Шины чистые и сухие, с износом протектора не более 5%.

Испытания проводились на одном и том же участке дороги с ровным сухим покрытием. На каждом автомобиле было проведено по три заезда в обе стороны для уменьшения влияния на результаты измерений погрешностей дороги. Скорость движения автомобиля на криволинейных участках траектории составляла 60 км/ч.

Датчики для измерения ускорений автомобиля устанавливались в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [5]. Так как положение полюса поворота изменяется во времени, то для повышения точности проведения измерений угловых ускорений и скорости автомобиля были использованы две контрольные точки, в которых устанавливались трехкоординатные датчики ускорений. Схема установки датчиков ускорений приведена на рис. 3.



Рис. 2. Датчик поворота рулевого колеса: 1 – проволочный потенциометр Vishay Spectrol 534-1-1; 2 – колесико; 3 – цифровой мультиметр

Запись показаний датчика поворота рулевого колеса производилась на видеокамеру параллельно с показаниями спидометра. Синхронизация показаний датчиков ускорений и датчика поворота рулевого колеса осуществлялась по звуковому сигналу начала снятия показаний с датчиков ускорений.

Последующая обработка экспериментальных данных позволила получить зависимость изменения угла поворота управляемых колес автомобиля от радиуса его движения при различных угловых смещениях подвесок. Эти зависимости представлены на рис. 4 – 6.

Полученные зависимости показывают, что смещение точек крепления подвесок к основанию кузова легкового автомобиля, приводящее к угловому смещению подвесок, приводят к изменению угла поворота управляемых колес при прохождении поворота одного и того же радиуса. Если направление смещения подвески и поворота совпадают, то угол поворота колес уменьшается, если противоположны – увеличивается.

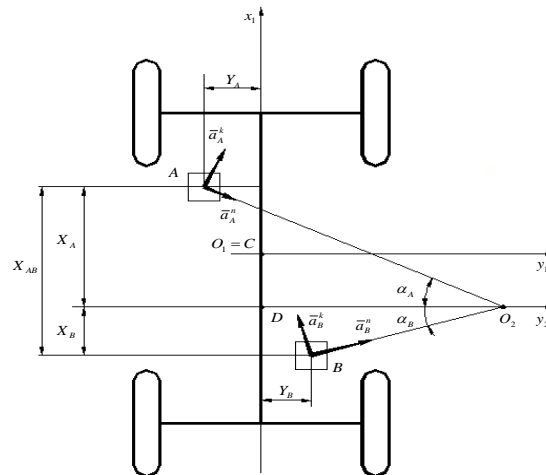


Рис. 3. Схема измерений угловых ускорений при произвольном положении двух датчиков ускорений: a_A^{-k} , a_A^{-n} , a_B^{-k} , a_B^{-n} – компоненты ускорений точек A и B (контрольных точек, в которых установлены датчики ускорений); X_A , X_B , Y_A , Y_B – координаты точек установки датчиков; α_A, α_B – углы установки датчиков ускорений к мгновенному центру поворота

Величины расхождений экспериментальных и теоретических данных не превышают 13,46 %, что свидетельствует об адекватности разработанной математической модели. Причиной такого расхождения является боковой увод колес автомобиля, который рассчитывался по математическим зависимостям, а не определялся в ходе эксперимента

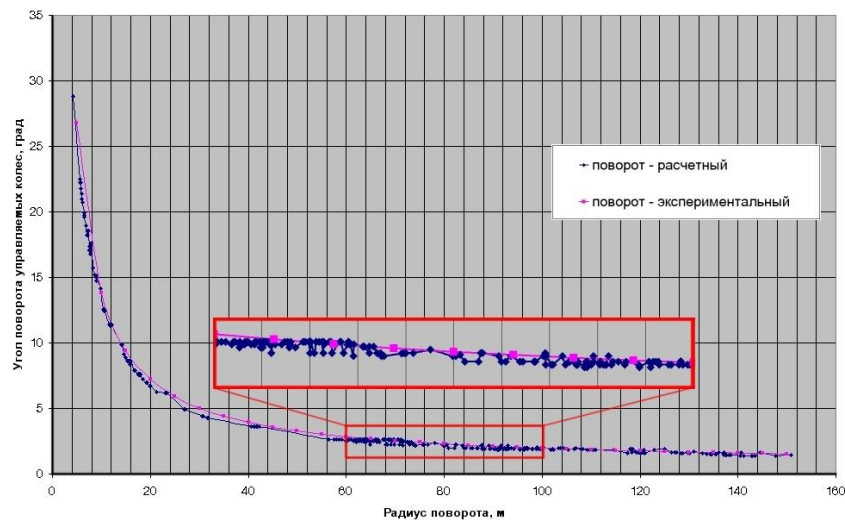


Рис. 4. Зависимость угла поворота управляемых колес от радиуса поворота автомобиля ЗАЗ-1103 «Славута» с пробегом 7 тыс. км

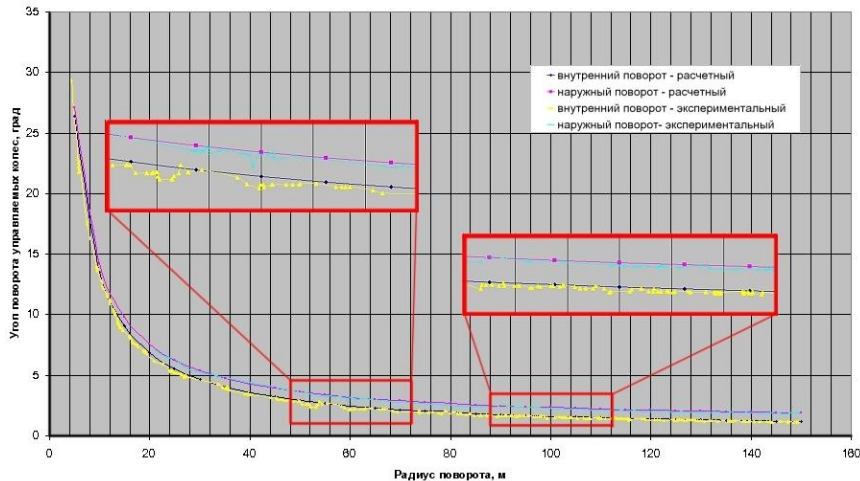


Рис. 5. Зависимость угла поворота управляемых колес от радиуса поворота автомобиля ЗАЗ-1103 «Славути» с пробегом 55 тыс. км и угловым смещением переднего моста, равным $0,36^{\circ}$

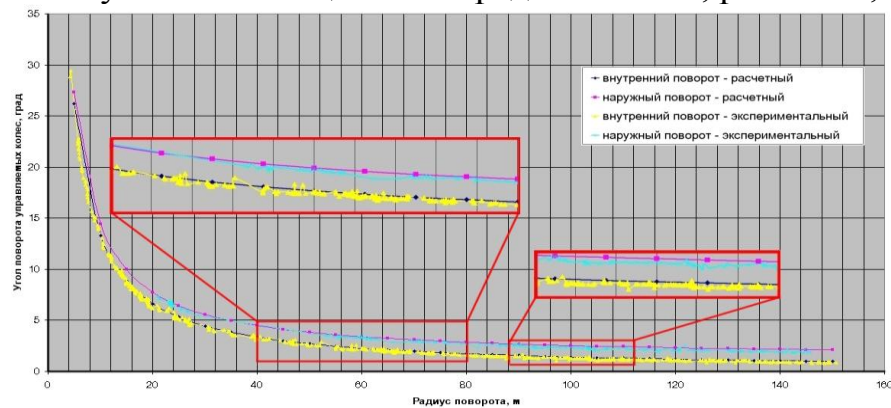


Рис. 6. Зависимость угла поворота управляемых колес от радиуса поворота автомобиля ЗАЗ-110206 «Таврия-Нова» с пробегом 82 тыс. км и угловым смещением переднего моста, равным $0,56^{\circ}$

Выводы. В ходе экспериментальных исследований установлено, что смещение точек крепления подвесок к основанию кузова легкового автомобиля относительно их номинального положения приводит к угловому смещению подвесок.

Установлена взаимосвязь подтверждающая влияние изменения геометрических параметров основания несущего кузова на показатели управляемость легкового автомобиля.

Литература

1. Мирзоев Г.К. Жесткость каркаса кузова на кручение и ее влияние на управляемость и устойчивость легкового автомобиля. / Г.К. Мирзоев, В.Н. Лата, А.В. Ермолин, А.В. Сергеев. //Автомобильная промышленность. — 2001. — №4. — С. 25–28.
2. Юрченко А.Н. Исследования влияния угловых и линейных смещений мостов автомобиля на устойчивость его движения:

Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.441 / Харьк. автом. дорожн. ин-т. – Харьков, 1972. – 28 с.

3. *Торяник С.А.* Методика оценки влияния изменения геометрических параметров основания несущего кузова на управляемость транспортной машины / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Випуск 89. – С. 221–228.

4. *Артемов Н.П.* Экспериментальные исследования движения легковых автомобилей в городском режиме // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка / Сб. научн. тр. – Харьков. – Вып. 93., Том 1. – 2010. – С. 384 – 389. (Механізація сільськогосподарського виробництва)

5. *Клец Д.* Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / *Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный* // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С. 41-44.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ПІДТВЕРДЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕСТАБІЛЬНОСТІ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КУЗОВА НА КЕРОВАНІСТЬ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Торяник С.А., Клец Д.М., Коробка А.І., Павленко В.М.,
Ставицький О.Ю.

Анотація - у статті наведені результати експериментальних досліджень впливу зміни геометричних параметрів основи кузова легкового автомобіля на його керованість.

EXPERIMENTAL DEMONSTRATION OF THE INFLUENCE OF A CAR BODY GEOMETRICS INSTABILITY ON A CAR STEERABILITY

S. Toryanik, D. Klets, A. Korobka, V. Pavlenko, A. Stavytskyu

Summary

The article introduces the experimental findings proving the influence of a car body geometrics instability on a car steerability.

УДК 658.06.012

СИСТЕМЫ «СТАРТ-СТОП»

Зуев А.А., к.т.н.,

Степанов П.П., инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа рассматривает применение систем «старт-стоп» на автомобилях которые эксплуатируются в городском цикле.

Ключевые слова – система i-stop, системой непосредственного впрыска топлива, рестарт двигателя, “старт-стоп”.

Постановка проблемы. В современных условиях, когда резко увеличиваются цены на нефтепродукты, и жесткий контроль за соблюдением законодательных ограничений токсических выбросов, заставляет производителей искать неадекватные технические решения для экономии топлива и уменьшения выбросов вредных отходов.

Анализ последних исследований. У. Киршнер убежден, что режим работы городских служб доставки позволяет экономить еще больше горючего. Таким образом, технология «стар - стоп», уже доказавшая свою эффективность в легковых автомобилях, представляет собой привлекательное решение для операторов коммерческих автопарков. С точки зрения сокращения эксплуатационных издержек Bosch предлагает системы «старт - стоп» для транспортных средств с дизельными двигателями, объемом до 3 л и бензиновыми двигателями до 4 л. Функция автоматически глушит двигатель, как только автомобиль останавливается в пробке, на светофоре или по любой другой причине. Когда можно двигаться дальше, двигатель автоматически заводится. Система Bosch легко адаптируется для существующих типов двигателя. По прогнозу У. Киршнера, «уже в 2012 г. компания выпустит более 100 тыс. стартеров типа “старт-стоп” для легкого коммерческого транспорта. Такие стартеры рассчитаны на большее число запусков и отличаются от обычных более долгим сроком службы.

Цель статьи. Исследовать развития систем i-stop на современных автомобильных двигателях последних разработок для экономии топлива и уменьшения

Основная часть. Во время остановок автомобиля у светофора или в дорожной пробке выключение двигателя, работающего в режиме холостого хода, может уменьшить расход топлива приблизительно на 5 процентов (по результатам тестов, проведенных в условиях европейского городского движения). Однако недостаток традиционных систем отключения двигателей заключается в том, что для рестарта используется только электродвигатель стартера. Кроме того, этим системам требуется относительно длительное время до того момента, когда при рестарте двигателя в его цилиндрах начнет сгорать топливо. В реальных условиях движения это означает, что между моментом, когда водитель нажимает на педаль акселератора, и моментом, когда автомобиль тронется с места, возникнет задержка. Кроме того, этот процесс сопровождается вибрацией и шумом. Система i-stop, которая предлагается для новой Mazda3, повышает топливную экономичность двигателя с системой непосредственного впрыска топлива (DISI). Рестарт двигателя происходит быстро и бесшумно. Топливо впрыскивается непосредственно в цилиндр и воспламеняется. При этом поршень движется вниз, приводя во вращение коленчатый вал.[1]

При выключении двигателя все поршни останавливаются в определенном положении, и в камерах сгорания остается соответствующее количество топливоздушная смеси. Камеры сгорания необходимо очистить, чтобы уменьшить количество несгоревшего топлива в цилиндрах. Поэтому для управления положением поршней изменяется электрическая нагрузка на генератор в процессе остановки двигателя. При этом генератор работает подобно электромотору. Сигнал от датчика угла поворота коленчатого вала используется, чтобы отслеживать положение поршня. Вышеописанные технологии обеспечивают необходимый впрыск топлива при рестарте двигателя и управление опережением зажигания. Таким образом, используется энергия сгорания топлива при остановке двигателя и его запуске за 0,35 с – это вдвое быстрее, чем обычно требуется системам такого типа. Хотя для рестарта двигателя новая система i-stop использует энергию сгорания топлива, на первых нескольких оборотах коленчатого вала на помощь приходит стартер. В результате, достигается оптимальное сочетание максимальной топливной экономичности и минимального времени, необходимого для рестарта. Поэтому система i-stop снижает расход топлива эффективнее, чем если бы для пуска использовалась исключительно энергия сгорания топлива. На новой Mazda3 с 2,0-литровым двигателем MZR DISI система i-stop предоставляет водителю визуальное подтверждение того, что двигатель работает в соответствии со стилем вождения. На панели управления находится выключатель системы i-stop, а на приборной панели – индикатор, на котором высвечивается надпись i-stop. Она загорается, если система выключает двигатель (например, при остановке на светофоре).

Система i-stop, устанавливаемая на новую Mazda L3 (доступна только для автомобилей с 2,0-литровым бензиновым двигателем MZR

DISI), оборудована вспомогательной аккумуляторной батареей, которая питает эту систему в случае, если основной аккумулятор не заряжен должным образом. Эта дополнительная мера гарантирует, что водитель может использовать систему i-stop в любой ситуации. Кроме того, система не будет выключать двигатель, если автомобиль останавливается на дороге с очень крутым уклоном (более 14 процентов). «Например, система “старт-стоп” заметно сокращает расход топлива потребление и, следовательно, выбросы CO₂ в автомобилях городских служб доставки», – отмечает руководитель подразделения стартеров и генераторов Bosch Ульрих Киршнер. Испытания, проведенные Bosch, показали, что системы «старт-стоп» сокращают расход топлива в Новом европейском ездовом цикле (NEDC) на 5%, а в городском компоненте NEDC – на целых 8%. Городской цикл NEDC предполагает 12 остановок по 15 секунд каждые 7 км пути.

Выводы. Мощный электромотор и малошумная система сцепления обеспечивают надежный, быстрый и тихий старт двигателей внутреннего сгорания. Несмотря на разнообразие функций, устройства отличаются компактными габаритами. Помимо стартера, система «старт-стоп» включает также управляющее программное обеспечение, датчик коленчатого вала и датчик батареи. Идеальным дополнением к системе станет высокопроизводительный генератор серии Bosch Efficiency Line, вырабатывающий достаточно энергии для надежного пуска двигателя при любых условиях.

Литература

1. *Кириченко Н.Б.* Автомобильные эксплуатационные материалы: Учебное пособие. – М.: Академия, 2003. – С. 36–47.
2. Интеллектуальная система остановки и запуска двигателя разработана. – Режим доступа: <http://www.avtofavorit.com.ua/ru/information/shortening/i-stop>
3. Обзор прототипа Mazda Axela с системой i-stop. – Режим доступа: <http://www.audiomobile.ru/texts/25605.html>

СИСТЕМИ «СТАРТ-СТОП»

Зуев О.О., Степанов П.П.

Анотація – робота розглядає застосування систем «старт-стоп» на автомобілях які експлуатуються в міському циклі.

SYSTEM OF "START-STOP"

O. Zuev, P. Stepanov

Summary

This paper discusses the application of systems' start-stop "in cars that are operated in the urban cycle.

УДК 631.171

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ УКРАЇНСЬКОГО ЗЕРНОВОГО РИНКУ В КОНТЕКСТІ РОЗВИТКУ СВІТОВОГО РИНКУ ЗЕРНА

Болтянський О.В., к.т.н.,

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–05–70

Анотація – проведено аналіз розвитку українського зернового ринку в контексті розвитку світового ринку зерна.

Ключові слова – зерновий ринок, сучасний стан, тенденції розвитку, нарощування виробництва, економічна ефективність, роботизовані технологічні комплекси, екологічна безпека.

Постановка проблеми. Аналіз тенденцій розвитку світового ринку зерна дозволяє відзначити, що світове виробництво зерна в коротко- і довгостроковій перспективі здатне в цілому задовольнити попит на продукти зернового виробництва, навіть при очікуваному в найближчі 20 років щорічному збільшенні населення планети на 80 млн. чоловік. У цих умовах приріст зернових культур відбуватиметься в основному за рахунок його розвитку в тих країнах, де є для цього сприятливі умови. Як негативні тенденції, здатні стримувати подальше нарощування світового виробництва зерна, є обмеженість площ земель, придатних для посівів зерна, що пов'язане з високим рівнем урбанізації і необхідністю збереження лісових масивів, екологічні ускладнення у зв'язку з подальшим залученням незадіяних земель, обмеженість водних ресурсів, скорочення фінансування в цілому сільськогосподарського виробництва[1-4].

Аналіз останніх досліджень. На світовому ринку зерна на частку пшениці доводиться близько 40% світового виробництва і 52% світової торгівлі зерном. Очевидно, що ситуація на ринку пшениці фактично визначає розвиток всього зернового ринку. На світовому ринку зерна склалася стійка спеціалізація: виробництво зерна концентрується в основному в розвинених країнах, а багато країн, що розвиваються, не в змозі вирішити свої зернові проблеми і вимушені йти на широкий імпорт зерна, крім того, експерти ОЕСР відзначають, що в умовах достатнього світового зернового виробництва проблеми забезпечення зерном будуть особливо гостро

стояти перед бідними країнами, що не мають засобів на фінансування імпорتنих поставок: зерна [4,5].

В даний час на світовому ринку зерна відбуваються зміни і можна спостерігати наступну картину:

скоротилися посіви в США і Канаді; зменшилися перехідні запаси в найбільших країнах-експортерах; на ринок увійшли нові країни-експортери, такі, як Угорщина, Росія, Україна, Казахстан і Туреччина.

Основний чинник, який впливає на стан балансу світового ринку, є збільшення використання зерна на 2,1%, яке в умовах зниження світового виробництва приводить до істотного скорочення залишків. Крім того, показник збільшення або зменшення залишків має найбільший вплив на зміну цін світового ринку зерна. Збільшення залишків веде до зниження, а їх зменшення, відповідно, до зростання цін. Цінова динаміка формується в основному під впливом зміни залишків на кінець сільськогосподарського року. Всі показники дозволяють прогнозувати зміцнення світових цін на пшеницю. Виходячи з математичних залежностей, зростання середньорічних цін на пшеницю може скласти 12-15% [4-6].

Формулювання цілей статті. Проаналізувати сучасний стан і тенденції розвитку світового ринку зерна та визначити роль України в його формуванні. Визначити потенційні можливості України для нарощування виробництва зернових культур.

Основна частина. У структурі світової торгівлі пшеницею можна прогнозувати деякі зміни, оскільки на світовому ринку з'явилися нові серйозні гравці - Казахстан, Росія і Україна, які в результаті збільшення внутрішнього виробництва зерна істотно підвищать свій експортний потенціал. Сумарно ці країни зможуть запропонувати на світовий ринок близько 12 млн. тонн зерна, що зіставно з об'ємами експорту з країн ЄС. Вказані країни не мають традиційних ніш збуту такої кількості зерна і вимушені проводити агресивну цінову політику, тобто пропонувати зерно по низьких цінах, що може знизити темпи зростання світових цін на зерно до 10-12% в рік. Проте, в цілому рівень світових цін багато в чому залежатиме від експортної політики США, оскільки сьогодні на їх частку доводиться 31% світового експорту [5-6].

Значним і стабільним ринком жита є Японія, що купує щорічно 0,3-0,4 млн. т цього зерна. Більше 3/4 світового експорту жита доводиться на ЄС, а решта частини відвантажується в основному Канадою і Україною.

Прогноз МСХ США світового виробництва грубих зернових збільшений на 2,2 млн. тонн, споживання – на 3,8 млн. тонн, світової торгівлі – на 1,45 млн. тонн. Збільшення оцінки виробництва грубих

зернових викликане, перш за все, зростанням виробництва цього виду зерна на –Україні 0,9 млн. тонн, в Австралії – на 0,4 млн. тонн, в Угорщині – на 0,3 млн. тонн, Канади і Єгипту — 0,2 млн. тонн [2,7,8].

Останніми роками світове виробництво зернових і зернобобових культур складає 2,2 млрд. тонн в рік [7,8].

Таблиця 1

Світове виробництво зерна

Країни	2008/09	2009/10	2010/11
Китай	419454	412850	422500
США	400283	416448	418129
ЄС-27	314197	292226	292600
Індія	11370	202530	219600
Росія	104880	94105	88200
Бразилія	68073	68266	67629
Канада	55795	48873	48605
Індонезія	47000	47100	48400
Україна	52185	45113	45055
Аргентина	30101	38786	40119
Мексика	36408	32923	36439
Бангладеш	31905	31556	33355
Австралія	33736	34206	33181
Пакистан	31299	34173	32740
Нігерія	29970	31459	31800
Інші	574139	393700	398026
Всього	2240795	2224314	2256327

За загальним обсягом виробництва зерна (рис. 1) лідирує Китай (19-20%), на другому місці США (18%). На країни Європи в цілому доводиться 13% світового виробництва зерна. Останніми роками, отримуючи понад 40 млн. тонн зерна, Україна стабільно входить в десятку найбільших світових виробників.

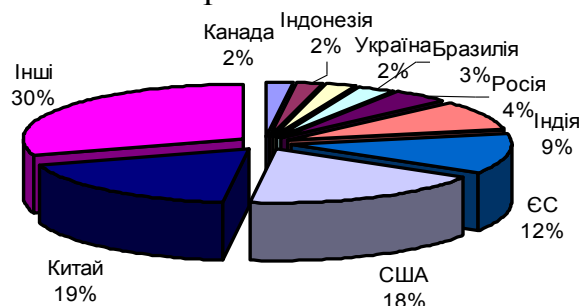


Рис. 1. Основні світові виробники зерна станом на 2010/11рр

В даний час світовий ринок зерна контролюють п'ять основних експортерів: США, ЄС, Канада, Аргентина, Австралія (табл. 2). Сумарні експортні пропозиції зерна з боку основної п'ятірки експортерів складають понад 60% всього об'єму світової торгівлі (рис. 2). Важливість України для світового ринку зернових збільшується з кожним роком. Впродовж останніх сезонів вона входить в п'ятірку найбільших експортерів зерна, поставляючи на зовнішні ринки більше 20 млн. тонн зерна. Основа експорту - пшениця (близько 50% всього експорту), ячмінь (30%), кукурудза (20%). При цьому в торгівлі ячменем Україна займає лідируючі позиції на ринку, по –кукурудзі міцно утвердилась на четвертому місці. Новий 2010/11 р також обіцяє непогані перспективи експорту зерна з –України 18–19 млн. тонн, зокрема 6,5–7 млн. тонн пшениці, 5,5 млн. тонн ячменю і 5,5 млн. тонн кукурудзи.

Таблиця 2

Світовий експорт, тис. тонн

Країни	2008/09	2009/10	2010/11
США	81820	81403	82525
ЄС-27	31012	23645	25845
Аргентина	19775	19430	23905
Канада	22685	21425	20975
Росія	23276	20015	19625
Австралія	19275	18925	18725
Україна	24917	20215	18210
Таїланд	9373	10865	10875
Казахстан	5000	7935	8935
Бразилія	8144	9330	8130
В'єтнам	5960	5750	5800
Індія	-	3475	5100
Туреччина	2331	4615	4115
Пакистан	5120	3800	3900
ЮАР	2143	2920	2500
Інші	23888	16785	17904
Всього	285588	270533	277063

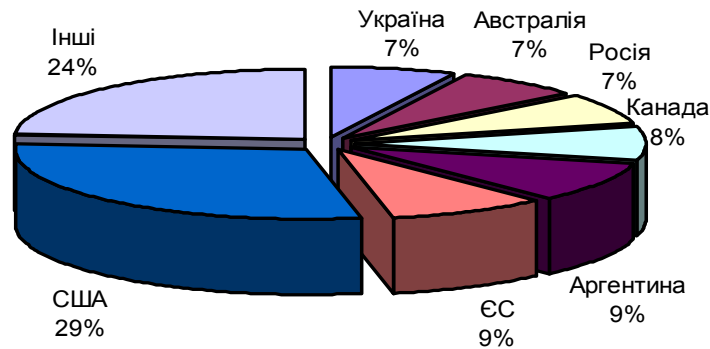


Рис. 2. Основні світові експортери зерна станом на 2010/11рр

В даний час аграрний сектор є однієї з найважливіших і соціально значущих складових економіки України. Саме тут формується до 16% ВВП держави. Зокрема, зерновий сегмент України є стратегічною областю економіки держави, яка визначає об'єми пропозиції і вартість основних видів продовольства для населення, зокрема продуктів переробки зерна і продукції тваринництва, формує валютні доходи держави за рахунок експорту. Зерновий сектор грає істотну роль в розвитку не тільки агропромислового комплексу, але і економіки нашої держави в цілому. Зернова галузь є базою і джерелом постійного розвитку більшості галузей агропромислового комплексу і основою аграрного експорту [9,10].

Природно-кліматичні умови України сприяють вирощуванню всіх видів зернових і отриманню урожаїв в об'ємах, достатніх для забезпечення внутрішніх потреб і формування експортного потенціалу. На (рис. 3) представлено динаміку виробництва зернових і зернобобових в Україні, що свідчить про потенційні можливості для нарощування виробництва цих культур.

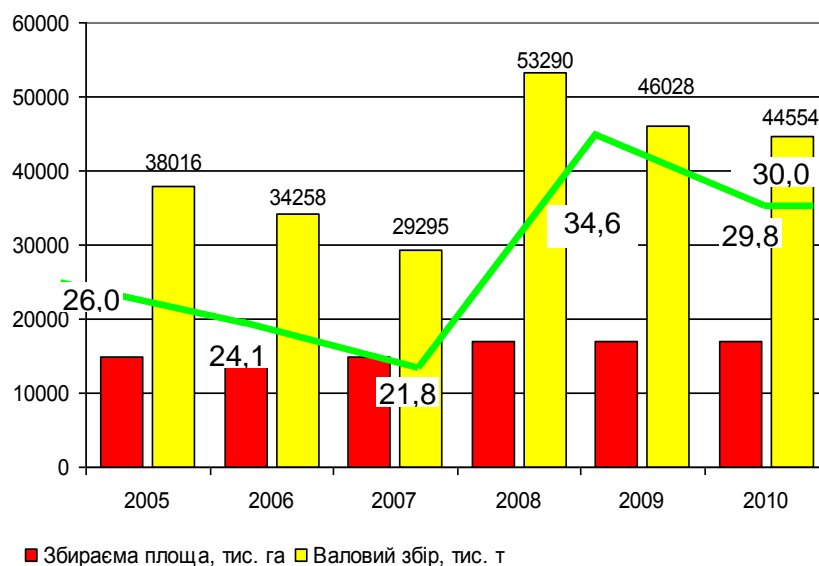


Рис. 3. Динаміка виробництва зернових і зернобобових в Україні

Збільшений останнім часом рівень агротехніки, більш зважений підхід до вирощування сільгоспкультур сприяють зниженню впливу погодної складової на урожай. Впродовж останніх років ми спостерігаємо, що при негативному впливі погодних умов були отримані валові збори зерна, що перевищують середньостатистичні показники для України (35 млн. тонн). Останніми роками в Україні сформувалася стійка тенденція до укрупнення господарств і збільшення кількості агрохолдингів, які застосовують інтенсивні методи господарювання, в яких вирощування сільськогосподарських культур здійснюється по новітніх технологіях, що дозволяє нарощувати їх виробництво [10,11]. Це свідчить про те, що українське сільське господарство хоч поволі, але упевнено рухається до цивілізованого агровиробництва. Приєднання України до Всесвітньої торгової організації, безумовно, є стимулом до прискорення цього процесу і зіграє прогресивну роль у функціонуванні українського зернового ринку. Одним з кроків стало введення в 2009 р. нового стандарту на пшеницю, який враховує жорсткі вимоги санітарного і фіто санітарного контролю до сільгосппродукції, вироблюваною країнами-членами ВТО, і нівелює торгові бар'єри, які перешкоджають вільному експорту зерна.

Привабливість українського аграрного ринку останніми роками істотно виросла. Багато крупних і середніх іноземних фірм (і навіть малі підприємці) цікавляться цим перспективним ринком, де потенціал залишається ще не до кінця освоєним через різні причини. За умови, що середня урожайність зерна в Україні складає 24...28 ц/га і значно відстає від урожайності в основних країнах-експортерах (хоча і відповідає середньому значенню світової урожайності), існує значний потенціал для нарощування його виробництва. Тим більше що попит на зерно на світовому ринку стабільно високий і збільшуватиметься. По оцінках фахівців, потенційні можливості України по виробництву зернових в перспективі оцінюються в 80 млн. тонн [10,11]. Це обумовлює зацікавленість до українського АПК, європейські орієнтованому, але не до кінця освоєному ринку з гарним географічним розташуванням поблизу від інших найважливіших ринків, що ростуть. Також позитивну роль грає і відносно розвинена логістична мережа з декількома крупними причорноморськими портами, що дозволяє транспортувати значні партії продукції на віддалені світові ринки. І все це піддається розвитку і дійсно розвивається, не дивлячись на існуючі великі і незначні проблеми.

Висновки. Підвищення попиту на зерно і передбачуване зростання світових цін на нього сприятимуть у ряді країн використанню земельних резервів, які в даний час не задіяні

відповідно до програм виведення земель з обороту. У цих умовах приріст виробництва зернового сектора відбуватиметься в країнах, де для цього є всі умови. В цілому світовий ринок зерна в коротко - і довгостроковій перспективі здатний задовольнити світовий сарос на зернові культури. У зв'язку з цим можна виділити наступні основні тенденції в розвитку світового ринку зерна:

у найбільш розвинених і багатих країнах попит на продукти зернового виробництва залишатиметься приблизно на одному рівні, зміни торкнуться в основному структури споживання і якості продуктів харчування;

торгівля переробленими і готовими до вживання продуктами розвиватиметься швидше, ніж товарами, що не пройшли обробку;

на перше місце в світовому експорті зерна вийдуть США, Австралія і Нова Зеландія, потіснивши країни ЄС;

низка країн, що розвиваються, в Східній Азії і Східній Європі перетворяться на нетто-імпортери зернових продуктів, отже, у крупних країн - виробників зернової продукції і продовольства з'являться нові ринки збуту;

Будучи вже зараз невід'ємною частиною світового ринку, Україна в той же час не може позбавитися від пострадянської спадщини в управлінні аграрним сектором у відношенні до ринку землі, знаходячись на роздоріжжі епох і різних моделей функціонування аграрного ринку. Але, навіть не дивлячись на це, українське сільське господарство, і зерновий сектор зокрема, демонструють помітне зростання як в кількісному, так і якісному вимірюванні. Тому сьогодні, як ніколи раніше, назріла необхідність глибокого аналізу перспектив розвитку українського аграрного (зернового) ринку в контексті світових змін і глобальних викликів, а також чіткого позиціонування України як світового гравця на ринку аграрної продукції.

Література

1. *Симонов С.Ю.* Состояние рынка зерна и перспективы его развития // *Управленческие аспекты развития АПК. Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 120-летию со дня рождения Макарова Н.П.* – М.–2007. – 26 с.
2. *Айгожина С.А.* Анализ проблем и тенденций развития мирового рынка зерна // *Казахстан-Спектр. Научный журнал.* – 2003. - № 2. – 79 с.
3. *Зайонц А.Л.* Состояние и проблемы развития экспортного зернового потенциала Российской Федерации // *Крестьянские ведомости.* – 2002. - № 5. – 26с.

4. Харченко В.В. Формування ринку зерна України та його місце в світовому розподілі виробництва і споживання//Агроінком. – 2005. – №8 – 6-10 с.
5. Степан Т. Економіка виробництва зернових в Україні//Пропозиція. – 2005. - №8-9. – С. 31-32
6. Симонов С.Ю. Применение статистических методов в прогнозировании рынка зерна // Вестник университета управления.– 2007. - №2.–32с.
7. Діхтяр В. Майбутнє зерна//Агро Перспектива. –2005. - №10. – С.34-35
8. Сайт міністерства аграрної політики України. Статистика «Рослинництво України».– Режим доступу:
<http://minagro.gov.ua/stat/csu/csu.cgi?product=18>
9. Сафронов А.Ф., Гатаулин А.М. и др. Система земледелия /Под ред. А.Ф. Сафронова – М.: Колос. –2006г. – 447с.
10. Яцук В. Зерно України та його місце на світовому ринку//Вісник аграрної науки. –2005. – №7. – С.78–82
11. Лебідь Є.М., Рибка В.С., Шевченко О.О., Компанієць В.О., Лозовий В.О. Сучасний стан та наявні резерви підвищення конкурентноспроможності зернової галузі в умовах Степу України // Хранение и переработка зерна. –2000. – №10. – С. 20–25.

АНАЛИЗ РАЗВИТИЯ УКРАИНСКОГО ЗЕРНОВОГО РЫНКА В КОНТЕКСТЕ РАЗВИТИЯ МИРОВОГО РЫНКА ЗЕРНА

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

Анотація - проведен анализ развития украинского зернового рынка в контексте развития мирового рынка зерна.

ANALYSIS DEVELOPMENT UKRAINIAN GRAIN MARKET IN THE CONTEXT OF SETTLEMENT DEVELOPMENT GRAIN MARKET

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

Summary

**The analysis of the development of the Ukrainian grain market
in the context of the world grain market.**

УДК 664.788+631.171

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ЗЕРНА ПО КАМЕРІ ДРОБЛЕННЯ ДРОБАРКИ З ВЕРТИКАЛЬНИМ РОТОРОМ

Гвоздєв О.В., к.т.н.,

Ялпачик О.В., асп.*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42–13–06

Анотація – в роботі наведено результати експериментальних досліджень розподілу зерна по камері дроблення дробарки з вертикальним ротором та вдосконаленню процесу подрібнення зерна з метою усунення багаторазового впливу робочих органів на продукт подрібнення та підвищення якості готового продукту.

Ключові слова – дробарка, зерно, камера дроблення, прямий удар, розподіл, якість подрібнення.

Постановка проблеми. Найбільше розповсюдження для подрібнення зерна отримали молоткові дробарки. Але молоткові дробарки мають суттєвий недолік. В конструкції молоткових дробарок закладені принципи подрібнення зерна, що обумовлюють переподрібнення значної частини маси. Потрапляючи в зону молотків, великі частки, маючи більшу інерційність, розміщаються на периферії шару, на поверхні решета. Вони закривають вихід більш дрібним часткам, які відтискуються до центра обертання ротора й додатково подрібнюються, що веде до зниження якості одержуваного продукту та підвищенню енерговитрат [1, 2].

Тому вдосконалення процесу подрібнення зерна з метою поліпшення якості готового продукту, є актуальним і важливим завданням.

Аналіз останніх досліджень. Технологічні схеми подрібнення зерна сьогодні розвиваються в напрямку зниження енерговитрат, поліпшення якості, рівномірності подрібнення, розширення технологічних можливостей, повної механізації завантаження й вивантаження, а також раціональної організації робочого процесу подрібнення [2, 3, 4, 5, 6].

Останнім часом все частіше можна зустріти конструкції дробарок з вертикальним робочим валом, у яких робочий процес організований з найбільшою ефективністю за рахунок більш повного використання енергії ударів робочих органів [2, 3, 4].

Використання сумісного ефекту вертикального розміщення вала ротора та використання периферійної та торцевої поверхні камери подрібнення у якості робочої дозволяє мінімізувати переподрібнення зерна та збільшити площу сита [4, 5].

Дослідження [6, 7] показали, що для ефективного подрібнення зерна необхідно спрямований його рух назустріч робочого органа для здійснення прямого удару. Причому прямий удар необхідно здійснювати тонкими молотками у вигляді пальців, стрижнів та іншими голкоподібними робочими органами [2, 7, 8].

Удосконалювання процесу подрібнення зерна повинне полягати в підвищенні ефективності передачі частці енергії при активному ударі робочого органа по частці. Тому необхідно проведення досліджень по розподілі матеріалу по камері дроблення з метою підвищення якості готового продукту.

Мета роботи є проведення експериментальних досліджень розподілу зерна по камері дроблення дробарки з вертикальним ротором з метою підвищення якості готового продукту.

Основна частина. Виходячи з аналізу вищевикладеного, ми припускаємо наступне. Змінити положення камери дроблення та перевести обертання ротора в горизонтальну площину, що дозволить використовувати гравітаційне скупчення часток унизу для виділення їхньої дрібної фракції без повторного подрібнення. Якщо завантажувати камеру зверху рівномірно розподіленим потоком зерна, то весь потік подрібненого матеріалу буде рухатися униз, паралельно осі обертання ротора, і, дрібні частки, маючи меншу швидкість обертання будуть легше виділятися з потоку, знижуючи тим самим переподрібнення й підвищуючи якість одержуваного продукту.

Для перевірки даного припущення нами проведено експериментальні дослідження по розподілу зерна по камері дроблення дробарки з вертикальним ротором та вдосконаленню процесу подрібнення зерна з метою усунення багаторазового впливу робочих органів на продукт подрібнення та підвищення якості готового продукту.

Досліди проводили на експериментальній установці, що докладно описана в роботі [8] й, яка дозволяє вивчати вихід дробленого зерна в залежності від зон відбору та частоти обертання ротору. Також вивчали величину сили удару часток подрібненого зерна по поверхні деки.

Зони відбору проб подрібненого зерна та зняття величини сили удару часток подрібненого зерна по поверхні деки обрали у наступних точках: першу - у верхній частині камери, у зоні дії верхнього ряду робочих органів, другу - у середині камери, між рядами робочих органів, третю - у нижній частині камери, у зоні дії нижнього ряду робочих органів і четверту - на виході з нижнього жалюзійного решета. Розміщення зон відбору проб подрібненого зерна та точок заміру величини сили удару часток подрібненого зерна по поверхні деки за допомогою тензоланцюга показано на схемі установки, що наведено на рис. 1.

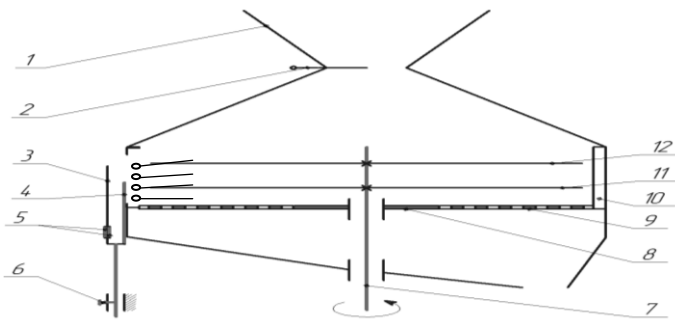


Рис. 1 – Схема експериментальної дробарки з вертикальним ротором з зонами відбору проб та пристосованим тензоланцюгом: 1 – завантажувальний бункер; 2 – заслінка регульовальна; 3 – пластина консольна; 4 – захисна пластина; 5 – тензодатчики; 6 – гвинт регулювання висоти тензоланцюга; 7 – привідний вал; 8 – дно; 9 – решето; 10 – бічна дека; 11 – нижній ряд пальців; 12 – верхній ряд пальців; I, II, III, IV, V – зони відбору проб подрібненого зерна та точки заміру величини сили удару часток подрібненого зерна по поверхні деки

«Правилами організації і ведення технологічного процесу виробництва комбікормової продукції» [9] визначено три системи модуля крупності (в мм): крупний – 2,60...1,80; середній – 1,80...1,00 та дрібний – 1,00...0,20. Так як модуль помелу для ВРХ та свиней приймає середні значення 1,4...1,8 мм, а для птиці 1,8...2,0 мм, то для оцінки якості подрібнення приймаємо середню та крупну систему з середнім значенням модуля $M = 1,4...2,2$ мм.

Дослідження проводили на пшениці з масою проб 1000 грам з відбором пром по зонах та визначенням виходу дробленого зерна з середнім значенням модуля $M = 1,4...2,2$ мм. від частоти обертання ротору.

Для визначення сили удару часток подрібненого зерна по поверхні деки 10 (рис. 1) у нею вирізаний сегмент, у якому закріплений тензометричний ланцюг, що складається з консольної

пластини 3 і двох тензодатчиків 5, наклеєних з протилежних боків пластини 3.

Тензометричний ланцюг закріплювався у спеціальному пристосуванні, який дозволяв пересувати пластину з верхньої до нижньої точки деки. Для підвищення точності вимірювань тільки верхня її частина, величиною 10 мм сприймала деформації від ударів зерен, а інша – закривалась захисною пластиною 4, яка пересувалась разом з тензоланцюгом.

Деформація пластини спричинена ударами зерна перетворювалась на зміну опору тензодатчиками і за допомогою підсилювача і приладу Е-154 реєструвалась на моніторі персонального комп'ютера у вигляді графіків у комп'ютерній програмі L-graph. На рис. 2. показано залежність сили удару зерна о деку по зонам встановлення тензометричного ланцюга.

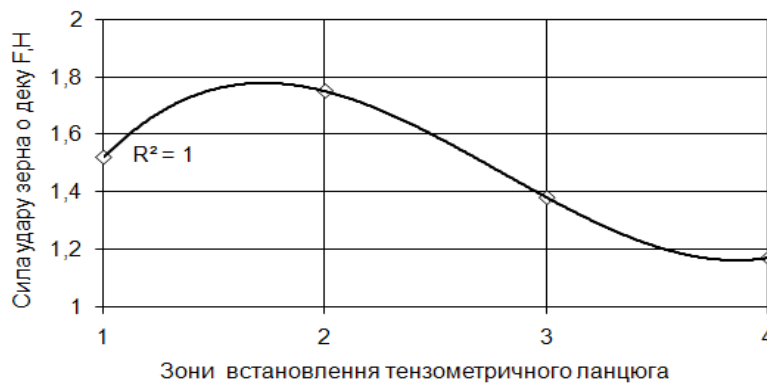


Рис. 2. Залежність сили удару зерна о деку по зонам встановлення тензометричного ланцюга

Проведені експерименти по 4 точках (рис.2) показали, що максимальне значення сили удару знаходиться в зоні I на відстані 30 мм від верхньої точки деки і становить 1,75 Н. Ця точка знаходиться на рівні розташування пальців верхнього ряду. При подальшому віддаленні від верхньої точки максимальна сила удару зменшується до 1,35 Н. Такий пік сили удару на рівні розташування пальців верхнього ряду ротора виникає при ударах пальців по цільній зернівці, маса якої більше ніж у подрібнених часток, і як слід сила при рівному прискоренні буде більша. На рівні другого ряду пальців здійснюється подальше подрібнення недоподрібнених часток зерна, які відбилися від деки й мають масу меншу ніж ті частки зерна, що потрапляють на деку від удару о пальці верхнього ряду ротору. Тому й сила удару в області другого ряду пальців менша.

На рис. 3. показано залежності зміни модуля помелу від зони відбору дробленого зерна та частоти обертання ротору.

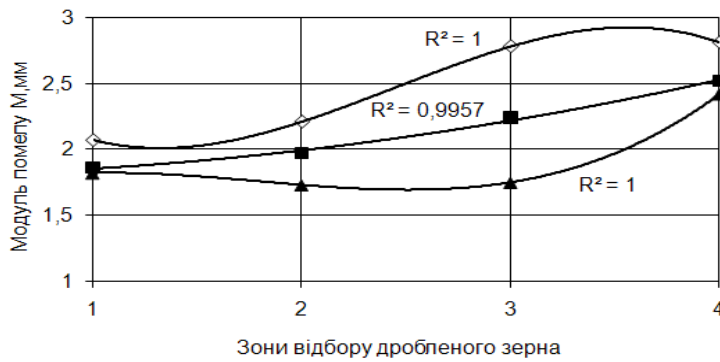


Рис. 3. Залежність модуля помелу від зони відбору дробленого зерна:

- ▲— при частоті обертання ротору $n = 2500$ об/хв;
- при частоті обертання ротору $n = 2000$ об/хв;
- ◇— при частоті обертання ротору $n = 1500$ об/хв

З аналізу рис. 3 видно, що модуль помелу у зонах відбору проб 1 і 2 найменший не залежно від частоти обертання ротору. У зонах 3 і 4 підвищення модуля пояснюється скопленням великих часток, які потребують додаткового удару на подрібнення. А це можливо за рахунок спрямованого їх руху на робочі органи, наприклад, встановленням на деці направляючих відбивачів у вигляді жалюзійного сепаратора та встановленням нижчі ротора щільного сепаратора. Аналізуючи рис. 3 дає зробимо висновок, що для отримання якісного помелу у дробарці з вертикальним ротором необхідно підтримувати частоту обертання ротору у межах 1800...2500 об/хв. А для отримання крупного помелу треба знижати частоту обертання ротору і, навпаки, для дрібного помелу підвищувати.

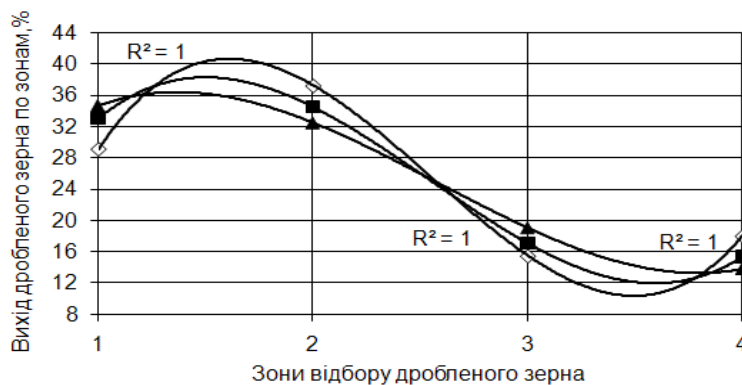


Рис. 4. Залежність виходу дробленого зерна від зони відбору:

- ◇— при частоті обертання ротору $n = 1500$ об/хв;
- при частоті обертання ротору $n = 2000$ об/хв;
- ▲— при частоті обертання ротору $n = 2500$ об/хв

З характеру залежності сили удару зерна о деку по зонам відбору дробленого зерна нами зроблено припущення, що такий же характер буде й у залежності виходу дробленого зерна від зони відбору. Що було підтверджено експериментами, результати яких наведено на рис. 4. Причому вихід дробленого зерна у кількісному значенні практично не залежить від частоти обертання ротору.

Висновки. На основі аналізу отриманих даних маємо, що для одержання максимальної однорідності подрібненого матеріалу по камері дроблення необхідно здійснювати руйнування його прямим ударом і видалення подрібнених часток із дробильної камери в міру їхнього утворення за рахунок їх сепарації крізь сепаратори, що встановлені на поверхні деки та під робочими органами.

Максимальне значення сили удару знаходиться в зоні I на відстані 30 мм від верхньої точки деки і становить 1,75 Н. Ця точка знаходиться на рівні розташування пальців верхнього ряду. Такий пік сили удару на рівні розташування пальців верхнього ряду ротора виникає при ударах пальців по цільній зернівці, маса якої більше ніж у подрібнених часток, і як слід сила при рівному прискоренні буде більша. На рівні другого ряду пальців здійснюється подальше подрібнення недоподрібнених часток зерна, які відбилися від деки й мають масу меншу ніж ті частки зерна, що потрапляють на деку від удару о пальці верхнього ряду ротору. Тому й сила удару в області другого ряду пальців зменшується до 1,35 Н.

Використання робочого органу подрібнення у вигляді тонких металевих пальців (стрижнів) з системою сепарації продуктів подрібнення дозволяє отримати рівномірний і якісний помелу $M = 1,4 \dots 2,2$ мм у пропонуемій дробарці з вертикальним ротором при частоті обертання ротору у межах 1800...2500 об/хв. Для отримання крупного помолу треба знижати частоту обертання ротору і, навпаки, для дрібного помолу – підвищувати.

З характеру залежності сили удару зерна о деку по зонам відбору дробленого зерна зроблено припущення, що такий же характер буде й у залежності виходу дробленого зерна від зони відбору, що підтверджено експериментами, причому вихід дробленого зерна у кількісному значенні практично не залежить від частоти обертання ротору

Література.

1. *Мельников С.В.* Механизация и автоматизация животноводческих ферм.–Л.: Колос, 1978.–560 с.
2. *Акименко А.В.* Совершенствование процесса измелчения фуражного зерна /А.В. Акименко, А.А. Сундеев, В.В. Воронин// Хранение и переработка зерна. – 2011.– №2. С. 45 – 47.

3. *Полярков М.С.* Совершенствование рабочего процесса молотковых дробилок с жалюзийными сепараторами при одно- и двухступенчатом измельчении зерна. Автореф. дис. ...канд. техн. наук. Киров – 2001. – 22 с.
4. *Денисов В.А.* Повышение эффективности процесса измельчения зерновых компонентов комбикормов: Автореф. дис. ...д-ра. техн. наук. Москва – 1992. – 32 с.
5. *Черепанов С.В.* Современные технологии дробления: от идеи до воплощения./ *С.В. Черепанов, В.О. Карпушенко, М.В. Архипова* // Хранение и переработка зерна. – 2004.– №1. С. 37–38.
6. *Чирков С.Е.* Совершенствование процесса измельчения зерна в молотковой дробилке. Дис. ... кандидата техн. наук : 05.18.12 / Чирков С.Е – Москва.–1983. – 202 с.
7. Патент на винахід № 95435. Україна, А23N5/00, В02С 13/00/ Пристрій для лущення та подрібнення зерна./ *Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик.* Бюл.№14 від 25.07.2011.
8. *Гвоздев О.В.* Вдосконалення процесу подрібнення зерна. // *О.В. Гвоздев, Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик.* Зб. наук. праць Вінницького НАУ. Серія «Технічні науки». – 2011. С. 110 – 117.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЗЕРНА ПО КАМЕРЕ ДРОБЛЕНИЯ ДРОБИЛКИ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ РОТОРОМ

Гвоздев А.В., Ялпачик А.В.

Аннотация – в работе приведены результаты экспериментальных исследований распределения зерна по камере дробления дробилки с вертикальным ротором и усовершенствование процесса измельчения зерна с целью устранения многократного воздействия рабочих органов на продукт измельчения и повышения качества готового продукта.

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF DISTRIBUTION OF GRAIN ON CHAMBER OF CRUSHING OF CRUSHER WITH VERTICAL ROTOR

A. Gvozdev, A. Yalpachik

Summary

Results over of experimental researches of distribution of grain on the chamber of crushing of crusher with a vertical rotor and improvement of process of growing of grain shallow are in-process brought with the purpose of removal of frequent influence of working organs on the product of growing and upgrading of the prepared product shallow.

УДК 620.178.16.004

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЇЇ НА БІОПАЛИВІ

Журавель Д. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-25-85

Анотація – робота присвячена обґрунтуванню методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі

Ключові слова – ресурс, прогнозування, технічний стан, біопаливо, математична модель, мобільна енергетика

Постановка проблеми. Відповідно до обговорюваного на всіх рівнях стратегічного розвитку АПК на періоди 2015...2020 р.р., є проблема енергетичної незалежності, що проявляється в дефіциті та високій вартості нафтопродуктів, використовуваних для забезпечення функціонування мобільної енергетики.

Рішенням цієї проблеми енергетичної безпеки України є заміна нафтопродуктів, що використовуються для мобільної енергетики, у тому числі й в агропромисловому комплексі (АПК), паливо - мастильними матеріалами виробленими з рослинної сировини [2].

Виробництво біодизельного палива та розширення його використання для мобільної техніки вимагає більш детального вивчення процесів, які відбуваються при роботі двигунів, його впливу на зношуваність деталей та вузлів, а також на прогнозування ресурсу мобільної техніки, що на сьогоднішній день вивчено в недостатній мірі.

Аналіз останніх досліджень. Для описання процесу зміни діагностичних параметрів у залежності від напрацювання застосовують різні типи функцій: лінійну, ступеневу, експоненціальну, логарифмічну, дробово-лінійну та ін.

Для апроксимації математичного очікування процесу зміни параметра згідно [1,3] найбільш прийнятною є функція вигляду

$$U(t) = V \cdot t^{\alpha}, \quad (1)$$

де $U(t)$ – зміна параметра за час t : $U(t) = \Pi(t) - \Pi_n - \Delta\Pi$; V –

показник швидкості зміни параметра; α – показник ступеня, який характеризує процес накопичення зносу; Π_n – номінальне значення діагностичного параметра; $\Delta\Pi$ – показник, який відображає зміну параметра в період припрацювання.

У найбільш загальному вигляді стохастичний характер процесу зміни технічного стану агрегатів машин можливо представити у вигляді суми трьох складових

$$U(t) = A(t) + B(t) + C(t), \quad (2)$$

де $A(t)$ – випадкова функція, яка описує монотонний процес накопичення зі збільшенням напрацювання незворотних змін об'єкті, так званий тренд процесу; $B(t)$ – випадкова функція, яка описує зміну параметра під впливом великого числа стохастичних зовнішніх факторів; $C(t)$ – випадковий процес, який обумовлюється наявністю погрішності діагностичних засобів та методів (майже завжди його можна рахувати випадковою величиною).

Другу та третю складові важко розділити, тому їх часто об'єднують. Загальний вид процесу $U(t)$ та методи його прогнозування залежать від того, яка складова домінує та які її статистичні характеристики.

Для індивідуального прогнозування найбільш «зручні» процеси переважання тільки монотонної складової $A(t)$ або її повне домінування – ансамбль плавних гладких кривих, які отримують при лабораторних випробуваннях або ж при спостереженні за працюючими в постійних умовах і в одному й тому ж режимі машинами (практично не зустрічається на практиці). Відмінність між об'єктами в цій ситуації пояснюється тільки розсіюванням їх внутрішніх конструктивних характеристик.

Його реалізація може бути задана формулою (1), де випадковою величиною є показник швидкості V . Якщо в результаті діагностування отримана точка з координатами (t_k, u_k) , то залишковий ресурс складальної його частини легко визначити з системи двох рівнянь:

$$U_k = V t_k^\alpha; \quad U_n = V (t_k + t_{зал})^\alpha, \quad (3)$$

де U_n – гранична зміна параметру, $U_n = \Pi_n - \Pi - \Delta\Pi$.

Вирішивши її знайдемо величину залишкового ресурсу

$$t_{зал} = \left[\left(\frac{U_n}{U_k} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] t_k \quad (4)$$

З цієї формули видно, що гранична зміна параметра U_n суттєво впливає на ресурс складової частини. Правильне визначення величин U_n (або Π_n) для кожного ресурсного параметра є самостійною вельми складною задачею, як і встановлення критеріїв граничного стану. У даний момент такі критерії для основних агрегатів тракторів розроблені, затверджені та використовуються для вирішення

інженерних задач. Згідно [1] будемо вважати, що U_n є постійною величиною кожного діагностичного параметра, хоча доцільно враховувати випадковий характер граничних значень параметрів.

Отже, методи, засновані на описанні процесів такого типу, не можуть бути використані для прогнозування технічного стану машин, так як зумовлюють велику погрішність визначення ресурсу конкретних складових частин.

Розглянувши методи прогнозування ресурсу, засновані на вивченні процесів, що мають наявність усіх трьох складових у відносно рівному ступені, причому автокореляційна функція процесу $B(t)$ спадає досить повільно – набір ламаних переплетених кривих, які отримують в процесі реальної експлуатації ми прийшли до висновку, що найбільш близьким до рішення поставленої задачі слід признати підхід, запропонований В.М. Міхліним та надалі розвинутий у роботах його учнів [3,4]. Така «поведінка» характерна для процесів зношування та зміни ресурсних параметрів технічного стану агрегатів і вузлів механічних систем.

У роботах [1,3] вказується, що вони використовують ідею методу канонічних розкладень для представлення випадкового процесу зміни параметра у вигляді суми

$$U(t) = V \cdot t^\alpha + Z(t), \quad (5)$$

де $Z(t)$ – випадковий процес відхилення фактичних значень параметра від гладкої апроксимуючої кривої.

Насправді це описання еквівалентно виразу (2) він реалізує спосіб прогнозування, який називається екстраполяцією часових рядів. Випадковий процес задається формулою

$$Z(t_k + t_{зал}) = V' [V(t_k + t_{зал})^\alpha - Vt_k^\alpha]. \quad (6)$$

Враховуючи, що випадкова величина відносної швидкості зміни похибки прогнозування V має нормальний розподіл, нульове математичне очікування та постійну дисперсію σ_n^2 , авторами отримано розподілення залишкового ресурсу $t_{зал}$:

$$Q(t_{зал}) = 1 - \int_{-\infty}^B \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx; \quad B = \frac{u_n/u_k - (1 + t_{зал}/t_k)^\alpha}{[(1 + t_{зал}/t_k)^\alpha - 1] \sigma_n}. \quad (7)$$

Цей вираз по суті задає умовне розподілення $t_{зал}$, причому ця умова полягає в тому, що при напрацюванні t_k зміна діагностичного параметра складає величин $u_k = u(t_k)$. При цьому середній залишковий ресурс визначається за формулою (4), а оптимальний та граничний економічно доцільний $t_{зал}$ можна знайти за техніко-економічним критерієм згідно [3,4].

Найбільш достовірну перевірку існуючого методу прогнозування $t_{зал}$, заснованого на моделі (5) та дозволяючого

визначити функцію розподілу залишкового ресурсу (7), можна здійснити на основі відомих статистичних критеріїв згоди теоретичних і емпіричних розподілів.

Таким чином, існуючий метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу [3,4] обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350-430 мото-год., що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт на 16%. Це переконливо доводить необхідність побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичного параметра та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини.

Формулювання цілей статті. Метою статті є обґрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі.

Основна частина. Якщо величина V конкретної складової частини відома (так можна вважати за наявності не менше трьох результатів її діагностування), то її середній остаточний залишковий ресурс знайти вельми просто

$$t_{зал}^{cp} = \left(\frac{U_n}{V} \right)^{1/\alpha} - t_k. \quad (16)$$

Для визначення умовної вірогідності відмови врахуємо монотонний характер процесу зміни ресурсного параметра, оскільки в цьому випадку умовні функції розподілу ресурсу $F(t_{ocm}/u)$ та параметра $F(u/t_{ocm})$ пов'язані співвідношенням [3]

$$F(t_{зал}/u) = 1 - F(u/t_{зал}). \quad (17)$$

Враховуючи це можна записати для випадкової величини залишкового ресурсу θ і випадкової величини зміни параметра ψ такий вираз

$$P\{\theta \leq t_{зал} / u(t_k) = u_k\} = 1 - P\{\psi \leq u_n / \theta(u_k) = t_{зал}\}. \quad (18)$$

Звідси за формулами теорії вірогідності з урахуванням математичної моделі (5) процесу $u(t)$ отримаємо

$$P\{\theta \leq t_{зал} / u(t_k) = u_k\} = P\{Z_{t_k} + t_{зал} \geq u_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha / Z_{t_k} = u_k - Vt_k^\alpha\} \quad (19)$$

У правій частині останнього рівняння стоїть вираз умовної вірогідності, яку можна визначити за допомогою формули умовного нормального розподілу [3], оскільки випадкові величини $Z(t_k)$ і $Z(t_k + t_{зал})$ розподілені нормально. Остаточо матимемо

$$\begin{aligned} Q(t_{зал}/u_k) &= P\{Z(t_k + t_{зал}) \geq u_n - V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha / u_k\} = \\ &= \Phi \left[\frac{V \cdot (t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_z \cdot (u_k - Vt_k^\alpha) - u_n}{\sigma_z \sqrt{1 - \rho_z^2(t_{зал})}} \right], \end{aligned} \quad (20)$$

де $\Phi(x)$ - табульований інтеграл вірогідності, тобто

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-y^2/2} dy.$$

Аналіз виду автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ випадкового процесу $z(t)$ різних діагностичних параметрів, яка входить в цю формулу, свідчить про те, що в першому наближенні її можна апроксимувати кусочно-лінійною залежністю:

$$\begin{aligned} \rho_z(\tau) &= 1 - \tau/\tau_{кор} \quad \text{при } \tau \leq \tau_{кор}; \\ \rho_z(\tau) &= 0 \quad \text{при } \tau > \tau_{кор}, \end{aligned} \quad (21)$$

де $\tau_{кор}$ - час кореляції, тобто напрацювання, після закінчення якого стохастичним зв'язком між значеннями процесу $z(t)$ можна знехтувати.

Дослідження показали, що форма функції $\rho_z(\tau)$ практично не впливає суттєво на величину залишкового ресурсу. Тому автокореляційну функцію процесу $z(t)$ будемо записувати у вигляді (21).

Для визначення часу кореляції $\tau_{кор}$ слід обчислити середнє арифметичне визначених за формулою (14) коефіцієнтів кореляції, що стоять на діагоналі, паралельній головній діагоналі кореляційної матриці r_{cp} і потім здійснити зворотне перетворення Фішера

$$\rho_z(t_M) = thr_{cp} = \frac{\exp(-r_{cp}) + \exp(r_{cp})}{\exp(-r_{cp}) - \exp(r_{cp})}. \quad (22)$$

Повторивши аналогічні дії для інших діагоналей матриці кореляцій, можна розрахувати значення автокореляційної функції при $\tau = 2t_M, 3t_M, \dots, mt_M$. Після треба побудувати графік функції $\rho_z(\tau)$ і визначити абсцису його перетину з віссю $Q\tau$. Це і буде час кореляції $\tau_{кор}$ [3,4].

Зрозуміло, що такий шлях обчислення показника $\tau_{кор}$ вельми складний, а при обмеженому обсязі вихідних даних може дати велику похибку. Пропонуємо інший спосіб, який дозволяє оцінити мінімальне можливе значення $\tau_{кор}$. Як вже відмічалось, процес зміни ресурсного параметра є монотонним. Для визначеності розглянемо монотонно не убуваючий процес $u(t)$. Якщо при t_k процес мав значення u_k , то через деякий інтервал часу τ значення процесу $u(t_k + \tau)$ повинно бути не менше u_k , тобто $u(t_k + \tau) \geq u_k$. Згідно моделі (5) кореляція між $Z(t_k)$ і $Z(t_k + \tau)$ повинна бути такою, щоб забезпечити виконання нерівності

$$V(t_k + \tau)^a + Z(t_k + \tau) \geq Vt_k^a + Z(t_k). \quad (23)$$

Використавши наближені формули розкладання в ряди [10] і ряд допущень, а також врахувавши відомі діапазони можливої зміни

параметрів V , t_k , α , τ , отримаємо у результаті наближену оцінку часу кореляції

$$\tau_{\text{кор}} = \frac{2,3T_{cp}(1+V)\sigma_Z}{\alpha u_n}, \quad (24)$$

де T_{cp} і V – середній ресурс елемента та його коефіцієнт варіації.

Однак на практиці типовою є ситуація, коли відоме тільки одне значення діагностичного параметра вузла або агрегату. В цьому випадку скористаємося функцією щільності розподілу $f_V(V)$ випадкової для множини елементів величини V , яку можна визначити, наприклад, виходячи з функції розподілу ресурсу елемента по параметру. Вважаючи, що ресурс має трьохпараметричний розподіл Вейбулла з параметрами форми b , масштабу a та зміщення c отримаємо:

$$f_V(V) = \frac{b}{\alpha a^b} V^{-1+\alpha} (V^{1/\alpha} - c)^{b-1} \exp\left[-\frac{(V^{-1/\alpha} - c)^b}{a^b}\right]. \quad (25)$$

Враховуючи, що у момент контролю $Z(t_k) = U_k - Vt_k^\alpha$ ми могли б визначити умовну вірогідність відмови при напрацюванні $t = t_k + t_{\text{зал}}$ за формулою (19), але тепер величина V нам не відома. Тому застосуємо відому формулу повної вірогідності безперервних випадкових величин [3] для визначення безумовної двомірної щільності розподілу випадкового процесу $Z(t)$:

$$f(Z_1, Z_2) = \int_0^\infty f_V(V) f(Z_1, Z_2/V) dV, \quad (26)$$

де $f(Z_1, Z_2/V)$ – умовний двомірний нормальний розподіл у якому $Z_1 = u_1 - Vt_1^\alpha$, $Z_2 = u_2 - Vt_2^\alpha$, тобто

$$f(Z_1, Z_2/V) = \frac{1}{2\pi\sigma_z^2\sqrt{1-\rho_z^2(\tau)}} \exp\left\{-\frac{Z_1^2 + Z_2^2 - 2\rho_z(\tau)Z_1 \cdot Z_2}{2\sigma_z^2[1-\rho_z^2(\tau)]}\right\}. \quad (27)$$

За формулою умовної вірогідності аналогічно попередньому отримаємо

$$f(Z_2/Z_1) = \frac{f(Z_1, Z_2)}{f(Z_1)} = \frac{\int_0^\infty f_V(V) \cdot f(Z_1, Z_2/V) dV}{\int_0^\infty f(Z_1/V) f_V(V) dV}, \quad (28)$$

де $f(Z_1/V) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_z}} \cdot \exp\left\{-\frac{(u_1 - Vt_1)^\alpha}{2\sigma_z^2}\right\}$ – нормальний розподіл

випадкового процесу $Z(t)$ в перерізі $t = t_1$ за умови, що показник швидкості дорівнює V .

Враховавши $Z_1 = Z_k = U_k - Vt_k^\alpha$, $Z_2 = U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha$, запишемо шукану умовну вірогідність відмови $Q(t_{зал}/u_k)$, яка задана виразом (19) з використанням отриманої залежності (28)

$$Q(t_{зал}/u_k) = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha}^{\infty} f(Z_2/Z_1) dZ_2 = \frac{\int_0^{\infty} \hat{f}(Z_1, Z_2/V) f_V(V) dV}{\int_0^{\infty} \hat{f}(Z_1/V) f_V(V) dV} dZ_2. \quad (29)$$

Враховуючи, що інтеграл в знаменнику (28) не залежить від Z_2 і помінявши порядок інтегрування в чисельнику отримаємо

$$Q(t_{зал}/u_k) = \frac{\int_0^{\infty} f_V(V) \left\{ \int_{-\infty}^{V(t_k + t_{зал})^\alpha - U_n} \frac{1}{\sigma_Z \sqrt{2\pi(1-\rho_Z^2)}} \exp \left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2 + Z_2^2 - 2\rho_Z(u_k - Vt_k^\alpha) \cdot Z_2}{2\sigma_Z^2(1-\rho_Z^2)} \right] dZ_2 \right\} dV}{\int_0^{\infty} \exp \left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2}{2\sigma_Z^2} \right] f_V(V) dV} \quad (30).$$

Виконавши інтегрування, остаточно маємо формулу

$$Q(t_{зал}/u_n) = \frac{\int_0^{\infty} \exp \left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2}{2\sigma_Z^2} \right] \Phi \left[\frac{V(t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_Z(u_k - Vt_k^\alpha) - u_n}{\sigma_Z \sqrt{1-\rho_Z^2}} \right] f_V(V) dV}{\int_0^{\infty} \exp \left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2}{2\sigma_Z^2} \right] f_V(V) dV} \quad (31)$$

Отриманий вираз для $Q(t_{зал}/u_k)$ по суті є умовною функцією розподілу залишкового ресурсу, яка, як показали багаточисленні розрахунки дуже добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла. Це косвено підтверджує правильність виконаних перетворень, оскільки відомо, що розподіл ресурсу складових частин найточніше описується саме цим законом. Сенс отриманої залежності полягає в тому, що вона дозволяє спочатку вибрати для кожної конкретної точки найбільш вірогідні значення V і Z_k у відповідності до закону розподілу випадкових величин V і $Z_k(t_k)$, а потім знайти вірогідність відмови з урахуванням кореляційного зв'язку між перетинами процесу $Z(t)$ при $t_1 = t_k$ і $t_2 = t_k + t_{зал}$.

Умовне математичне очікування і середнє квадратичне відхилення залишкового ресурсу можуть бути знайдені за стандартними формулами [3], наприклад

$$t_{зал}^{cp} = \int_0^{\infty} Q[t_{зал}/u(t_k) = u_k] dt_{зал}. \quad (32)$$

Так, порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за останньою формулою, з відповідними фактичними значеннями по трактору ДТ-75М за такими діагностичними параметрами як опорні катки (за товщиною обода), гусениці (за довжиною ланки) та висоти ґрунтозацепів протектору шин [7], показує їх достатньо близьку

відповідність. Практично всі значення $t_{зал}^{cp}$ знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу. Такі ж результати ми очікуємо отримати й для наших параметрів. Наступним етапом даної роботи передбачається визначити погрішності розробленого методу прогнозування остаточного ресурсу складових частин за експериментальними даними та порівняти їх з існуючим методом.

Аналіз показав, що при визначенні характеристик ресурсу за існуючим методом вважається, що апріорна вірогідність «попадання» фактичних значень діагностичних параметрів в різні точки (t_k, u_k) площини tOU розподілена рівномірно, хоча насправді це зовсім не так. У розробленому методі вказана нерівномірність враховується шляхом використання функції розподілу ресурсу по параметру. За рахунок використання функцій розподілу як показника середньої швидкості V , так і перерізів випадкового процесу $Z(t)$ вдається врахувати можливість того, що величина Z_k у момент контролю не дорівнює 0 (існуючий метод прогнозування заснований на протилежному твердженні). Знаменник функції (31) якраз і виражає умовну середню величину $Z(t_k)$ за умови, що $u(t_k) = u_k$. У фізичному плані суть відмінності розробленого методу від того, що існує, полягає в тому, що перший забезпечує врахування взаємозалежності між сусідніми значеннями складових процесу зношування конкретного об'єкту і його взаємозв'язку з характеристиками процесу зміни параметра сукупності однорідних об'єктів. Численні розрахунки середнього і оптимального ресурсів обома методами дозволили встановити, що у ряді випадків їх результати виявляються близькими. Дослідження отриманих значень показало, що існуючий алгоритм забезпечує відносну погрішність визначення середнього залишкового ресурсу порядку 10-12 % і оптимального залишкового ресурсу - не більше 20 % (це цілком прийнятно для вирішення практичних завдань) при виконанні хоч би однієї з наступних умов:

1. Варіація ресурсу V достатньо велика – більше 0,8, що на практиці зустрічається рідко

2. Величина V функції зміни параметра конкретної складової частини не більше ніж на ± 15 % відрізняється від генерального середнього значення V_0 .

3. Прогнозування здійснюється не на весь можливий діапазон зміни залишкового ресурсу від 0 до t_m , а на вузький інтервал, який охоплює ту величину міжконтрольного напрацювання, на основі якого розрахована відносна погрішність прогнозування σ_n .

Коротко кажучи, існуючий метод має задовільну точність тільки для «середніх» елементів, тобто приблизно в 42–55 % всіх можливих випадків, в решті ситуацій рекомендується використовувати

розроблений метод. З цією метою розроблена спеціальна програма, за допомогою якої розраховані універсальні і спеціальні таблиці оптимального ресурсу і залишкового ресурсу із заданою вірогідністю безвідмовної роботи. Входами універсальних таблиць [8] є показники σ_z , A_0 , T_{cp} , V , а також нормовані величини t_k , u_k . Крок дискретизації по кожній з цих характеристик вибирався з таким розрахунком, щоб, з урахуванням можливої інтерполяції, максимальна погрішність вихідної величини не перевищувала 10%.

Для агрегатів найбільш поширених тракторів, по яких були встановлені всі вказані показники, розраховані таблиці оптимального залишкового ресурсу в абсолютних одиницях [9]. Ці таблиці призначені для безпосереднього використання в умовах експлуатації машин.

Отримана функція розподілу залишкового ресурсу (31) добре узгоджується трьохпараметричним законом Вейбулла. Враховуючи це, в програму, призначену для обчислення характеристик, буде введений блок для визначення параметрів розподілу Вейбулла, який апроксимує фактичну функцію (31). На основі аналізу розрахунків, проведених за допомогою цієї програми, за допомогою відомих формул розкладання в ступеневі ряди і з урахуванням висловлених вище якісних міркувань про відмінність двох методів, були отримані наближені формули для визначення середнього залишкового ресурсу, його коефіцієнта варіації і параметра зсуву його функції розподілу:

$$t_{зал}^{cp} = t_k \left[\left(\frac{u_n}{u_k} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] \cdot K_t; \quad K_t = 1 + t_m^\alpha \left(\frac{u_k}{u_n t_k^\alpha} - \frac{1}{\sqrt{\alpha} \cdot T_{cp}^\alpha} \right) \sqrt{1 - \frac{u_k}{u_n} \left(4\delta \frac{\sigma_z}{u_n} - 0,5 \right)}; \quad (33)$$

$$V_{зал} = \frac{3,3\sqrt{\sigma_z^2} \cdot u_k}{\sqrt[4]{\alpha^3} \sqrt[5]{u_n^5}} \text{ при } t_k \leq T_{cp}; \quad V_{зал} = \frac{3,3\sqrt{\sigma_z^2} \cdot u_k}{\sqrt[4]{\alpha^3} \sqrt[5]{u_n^5}} \cdot \sqrt{\frac{t_k}{T_{cp}}} \text{ при } t_k > T_{cp}; \quad (34)$$

$$C_{зал} = \left(a_2 - \sqrt{a_2^2 - a_1 (u_n - u_k)^2} \right) a_1, \quad (35)$$

$$\text{де } a_1 = \left[\frac{\alpha (u_k + 2,5\sigma_z)}{t_k} + 2,5\sigma_z \right]^2 + 6,25\sigma_z^2$$

$$a_2 = \frac{\alpha (u_k + 2,5\sigma_z)}{t_k} (u_n - u_k) + 2,5\sigma_z (u_n - u_k + 2,5\sigma_z).$$

Порівняння розрахованих на основі цих формул значень функції розподілу Вейбулла з відповідними точними величинами, визначеними за формулою (30) за критерієм згоди χ^2 згідно [6] показало, що з довірчою вірогідністю $\beta = 0,99$ наближені формули (33,34,35) можуть бути використані замість точної. При цьому відносна погрішність не перевищує 2,5%.

Як видно, запропонована формула розрахунку середнього залишкового ресурсу (25) відрізняється від тієї, що існує (4) поправочним коефіцієнтом K_t , який дозволяє врахувати вплив середнього ресурсу T_{cp} і середнього квадратичного відхилення σ_z . Зміна величини $\tau_{кор}$ від $0,8 t_m$ до $1,6 t_m$ (тобто для найбільш широко поширених значень) практично не впливає на середнє залишкове $t_{зал}^{cp}$ і середнє оптимальне $t_{зал}^{opt}$ значення. Наближені формули (25 і 26) отримані за умови, що $\tau_{кор} = t_m$ і коефіцієнт варіації ресурсу $V = 0,3 - 0,7$. Визначивши за цими формулами $t_{зал}^{cp}$, $V_{зал}$, $C_{зал}$, та відомими таблицями [5] можна легко знайти параметри форми і масштабу функції розподілу Вейбулла, а потім і самі значення цієї функції.

Висновки. 1. Шляхом статистичного аналізу великого числа ансамблів реалізацій ресурсних діагностичних параметрів встановлено, що існуючий метод прогнозування має велику погрішність визначення оптимального ресурсу порядку 350-430 мото-год та високу вірогідність помилки середнього залишкового ресурсу – до 0,5 при довірчій ймовірності $\beta = 0,8$.

2. Дослідження багатьох реальних процесів зміни ресурсних параметрів дозволило побудувати їх математичну модель, яка описує ці процеси більш адекватно, ніж існуючі моделі за рахунок урахування автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ процесу $z(t)$.

3. На основі теорії випадкових процесів побудований метод більш точного визначення умовної вірогідності відмови, середнього та оптимального залишкового ресурсу складових частин машин, який базується на даних про фактичний стан кожного об'єкту та на інформації про надійність сукупності однорідних об'єктів та отримані досить прості для практичного використання залежності характеристик залишкового ресурсу $t_{зал}^{cp}$, $V_{зал}$, $C_{зал}$.

Література

1. *Посвятенко Е.К.* Аналіз методів індивідуального прогнозування технічного стану мобільної техніки/*Е.К. Посвятенко, О.В.Сушко*//Вісник національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.2. – К.: НТУ, 2010. – Випуск 21. – С.423–426.
2. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биодизельного топлива / *В.А. Дидур, В.Т. Надыкто, Д.П. Журавель, В.Б.Юдовинський* // Тракторы и сельхозмашины. – Москва, 2009. Вып 3. – С. 3–6.
3. *Міхлін В.М.* Прогнозування технічного стану машин/ *В.М. Міхлін.* – М.: Колос, 1976. – 288 с.

4. Міхлін В.М., Зуль М.Н. Дослідження і розробка правил визначення ремонтних робіт за наслідками діагностування агрегатів машин / В.М. Міхлін, М.Н. Зуль // Праці ГОСНИТИ. – 1989. – Т.64.– С. 122–135.
5. Система технического ремонта и обслуживания техники. Методы определения допускаемого отклонения параметра технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса составных частей агрегатов машин: ГОСТ 21571-92. – М.: Издательство стандартов, 1992. – 76 с.
6. Принципи формування системи технічного обслуговування машин: методичні рекомендації. – Новосибірськ: ВАСХНІЛ, 1987. – 99 с.
7. Сельцер А.А. Прогнозирование безотказности и определение допустимых изменений параметров состояния элементов тракторов (на примере подвески тракторов Т-74, ДТ-75): дис. канд. техн. наук./ А.А. Сельцер. – М.: 1979. – 204 с.

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЕЕ НА БИОТОПЛИВЕ

Журавель Д. П.

Аннотація – Работа посвящена обоснованию метода прогнозирования ресурса мобильной техники при эксплуатации ее на биотопливе.

GROUND OF METHOD OF PROGNOSTICATION OF RESOURCE OF MOBILE TECHNIQUE DURING EXPLOITATION OF IT ON BIOPROPELLANT

D. Juravel

Summary

Work is devoted the ground of method of prognostication of resource of mobile technique during exploitation of it on a biopropellant researches.

НОРМАТИВНІСТЬ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Роговський І.Л. к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування
України

Тел. (044) 527-81-29

Анотація – в статті представлено результати аналітичних викладок методики оцінки технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування з перспективою їх стандартизації.

Ключові слова – машина, оцінка, технічний рівень.

Постановка проблеми. Технічний рівень сільськогосподарської машини (далі – об'єкт) прийнято оцінювати в співставленні з рівнем вітчизняних і світових об'єктів аналогів [1].

Проведення подібного співставлення на практиці містить додаткові складності. Це зумовлено тим, що співставляються показники об'єктів, що, як правило, відрізняються за початком і ресурсом свого циклу експлуатації від інших об'єктів аналогів. Крім того, показники об'єкта, що оцінюється, можуть бути стабільними протягом всього ресурсу або тільки незначно змінюватись в межах закладеного в об'єкт конструкторського чи технічного рішення, а показники, в цілому, що визначають рівень світових досягнень (даного типу продукції сільськогосподарського машинобудування), набувають значних змін в часі, відтворюючи безперервний процес відбору оптимальних технічних рішень.

Таким чином, відношення відносно стабільних показників об'єкта, що оцінюється, і безперервно оновлюваних в часі показників рівня світового розвитку науки і техніки, буде завжди функцією часу. Це значить, що оцінка технічного рівня об'єкта може бути достовірною тільки на конкретний момент часу, до якого відноситься існування об'єктів аналогів, що обрані в якості порівняння.

В довільний момент часу оцінка технічного рівня об'єкта не буде володіти повною достовірністю в зв'язку з виникненням похибки, що обумовлена змінами показників технічного рівня за час, що пройшов з моменту, до якого віднесено існування об'єкта аналога.

Аналіз останніх досліджень. В загальному випадку похибка оцінки технічного рівня об'єкта δ буде рівною [2]

$$\delta_i = k_i \cdot \Delta t, \quad (1)$$

де k_i – коефіцієнт зміни i -го показника технічного рівня; Δt – часова невідповідність між моментом визначення технічного рівня і моментом віднесення об'єкта аналога до кращих світових досягнень.

Аналогічного виду похибка може виникнути при невідповідності моментів вибору кількох об'єктів аналогів (не співпадіння моментів їх освоєння на виробництві). Значення її $\bar{\delta}$ буде рівним [3]

$$\bar{\delta} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{k_i \cdot \Delta t}{n} \right), \quad (2)$$

де n – кількість прийнятих в оцінці об'єктів аналогів.

Складність врахування подібного виду похибок обумовлена ще й тими обставинами, що для оцінки технічного рівня об'єкта приходиться оперувати комплексами одиничних показників типів об'єктів аналогів [4].

За значеннями розташованих в часі одиничних показників необхідно віднайти на кожний заданий момент такий розрахунковий стан узагальненого показника, який відтворив загальну тенденцію зміни його в часі, що був би виражений через закономірність розвитку даного типу об'єктів [5].

Одним з прийнятних вбачається методичний підхід рішення таких задач шляхом співставлення економічної ефективності об'єктів аналогів, що враховують сукупний вплив всіх параметричних і функціональних властивостей об'єкта [2–4].

Однак такі методи володіють чітко обмеженими властивостями в межах порівняння вже оптимізованих всередині себе варіантів і унеможливлено їх розповсюдження на синтез нових варіантів [6].

Так, перед визначенням одного з двох не співпадаючих за принципом технічного рішення об'єктів аналогів, постає задача попередньої оптимізації конструкції, технології виготовлення і способів експлуатації кожного об'єкта, щоб наступним етапом вирішити оцінку їх властивостей і ефективності.

Використовувати залежність [7], що визначає економічну ефективність із співвідношення створюваної економії до затрат, вбачається найбільш доцільним в загальній сукупності, що характеризує об'єкт показників. Такий методичний підхід забезпечує можливість системно-інтегрального аналізу технічного рівня, зміст якого полягає в узагальненні одиничних показників через сукупність одиничних показників об'єкта, за якою оцінюється економічний результат функціонування всього об'єкта. Складність, а під час і неможливість такого аналізу, враховуючи необхідність використання

даних про світові аналоги, потребують обґрунтування інших підходів [8].

Раціональним, з точки зору автора статті, буде оцінка технічного рівня як функції від темпів зміни показників, що визначають розвиток даного типу техніки за обмежений період часу, що наприклад, протягом ресурсу даного об'єкта. За цей період, як правило, можна розглянути показники двох-трьох поколінь даного виду техніки (попередника, діючого і проектуемого).

Формулювання цілей статті. Розробити методичні положення оцінки технічного рівня сільськогосподарських машин з подальшою їх стандартизацією.

Основна частина. В загальному випадку задача отримання на кожний фіксований момент часу узагальненого показника технічного рівня об'єкта зводиться до визначення регресійної функції часу

$$K_{TPj} = \sum_{j=1}^m [k_{m_j} \cdot K_j(t)], \quad (3)$$

де K_{TPj} – узагальнене значення одного j -го виду показників на даний момент часу t_r ; $K_j(t_r)$ – значення одиничних показників; k_{m_j} – коефіцієнт вагомості кожного показника j -го виду; m – кількість показників одного j -го виду.

При незначних відрізках часу оцінювання, що охоплює дві або три зміни поколінь даного типу техніки, функція $K_j(t_r)$ для кожного одного j -го виду одиничного показника K може бути з достатньою точністю апроксимована лінійною залежністю

$$K_{jir} = K_{ji0} + k_i \cdot t_r, \quad (4)$$

де K_{jir} – значення i -го показника технічного рівня j -го виду на заданий момент часу $t_r = \tau$, який приймається в якості базового, тобто $K_{jr} = K_{баз}$; K_{ji0} – значення i -го показника технічного рівня j -го виду на початковий момент часу $t_r = 0$.

Використовуючи математичний апарат метода найменших квадратів, отримаємо:

$$K_{j0} = \frac{\sum_{i=1}^n (K_{ji} \cdot t_r) \cdot \sum_{r=1}^w t_r - \sum_{i=1}^n K_{ji} \cdot \sum_{r=1}^w t_r^2}{\left(\sum_{r=1}^w t_r\right)^2 - w \cdot \sum_{r=1}^w t_r^2}; \quad (5)$$

$$k_i = \frac{\sum_{i=1}^n K_{ji} \cdot \sum_{r=1}^w t_r - w \cdot \sum_{i=1}^n (K_{ji} \cdot t_r)}{\left(\sum_{r=1}^w t_r\right)^2 - w \cdot \sum_{r=1}^w t_r^2}, \quad (6)$$

де K_{ji} – значення i -го показника технічного рівня j -го виду на заданий момент часу t_r ; t_r – значення часу із загальної множини w .

У випадку, якщо не потребується точність розрахунку або якщо тривалість оцінювання (кількість аналогів і момент часу) недостатня для виконання розрахунків за методом найменших квадратів, то відповідні розрахунки можуть бути з меншою точністю виконані за спрощеною формулою:

$$K_{ji0} = \overline{K_j}; \quad (7)$$

$$k_i = \frac{\sum_{j=1}^n \Delta K_{ji}}{\sum_{r=1}^w \Delta t_r}, \quad (8)$$

де ΔK_{ji} – зміна значення i -го показника технічного рівня j -го виду на момент часу Δt_r .

Зважаючи на те, що зміну показника ΔK_{ji} в часі визначають об'єкти аналоги (A_1 – A_9) в послідовності, отримали зміну значення одиничного показника об'єктів аналогів в ретроспективі для довговічності зернозбиральних комбайнів рис. 1.

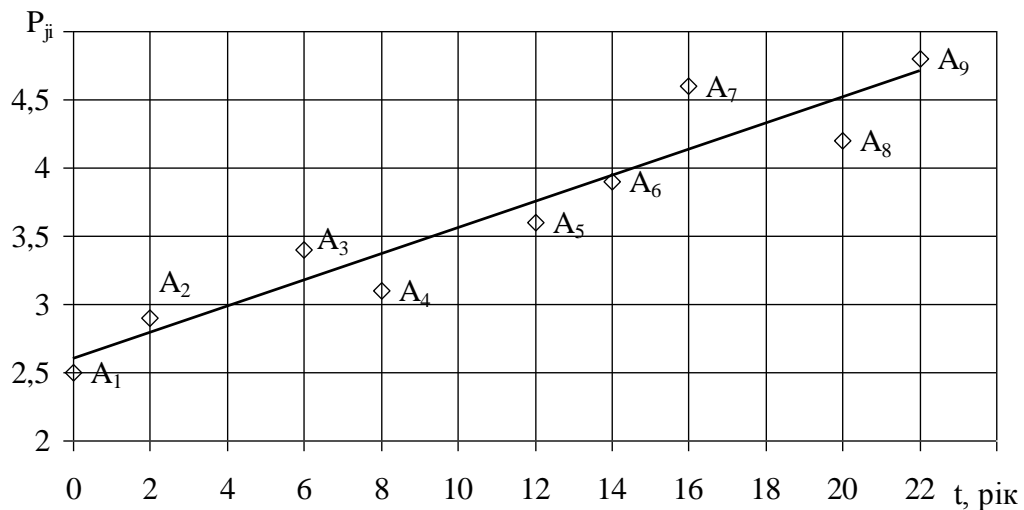


Рис. 1. Зміна значення одиничного показника об'єктів аналогів в ретроспективі

Підставивши, значення рис. 1. в вирази (5) і (6) отримаємо:

$$K_{ji0} = \frac{412,6 \cdot 100 - 33 \cdot 1584}{10000 - 9 \cdot 1584} = 2,35; \quad k_i = \frac{33 \cdot 100 - 9 \cdot 412,6}{10000 - 9 \cdot 1584} = 0,098.$$

Ці дані дозволяють отримати найбільш ймовірне значення K_{ji} на заданий момент часу t_r . Якщо провести розрахунок в п'ятирічні проміжки часу, то згідно формули (4) отримаємо (рис. 2):

Отримані закономірності (рис. 1 і рис. 2) несуть на собі серединне положення апроксимації в ретроспективі параметра K_{ji} в межах його фактичних значень. Тому необхідно розглядати дані методичні положення як не заміну математичної оптимізації

технічного рівня, а інтеграцію об'єктів аналогів з розташуванням оптимальної кривої, що апроксимується в межах закономірностей на даний момент часу. В зв'язку з цим постає задача вибору і оброблення або узагальнення одиничних показників оцінюваного об'єкта.

За результатами власних досліджень, констатуємо, що успішно конкуруючі на ринку об'єкти, які представляють кращі досягнення технічного прогресу, як правило, не мають абсолютних аналогів за значеннями показників. Кожний з цих об'єктів має переваги за тим чи іншим одиничним показником або навіть сукупності кількох з них, що задовольняють попиту визначених споживачів, або більш раціональні в рішенні тих чи інших конструкцій об'єкта. Отже, виявлення оптимального об'єкта за домінантом одиничного показника, що прийнятий в оцінці основного для конкретного споживача, носить суб'єктивний контекст по відношенню до іншого споживача.

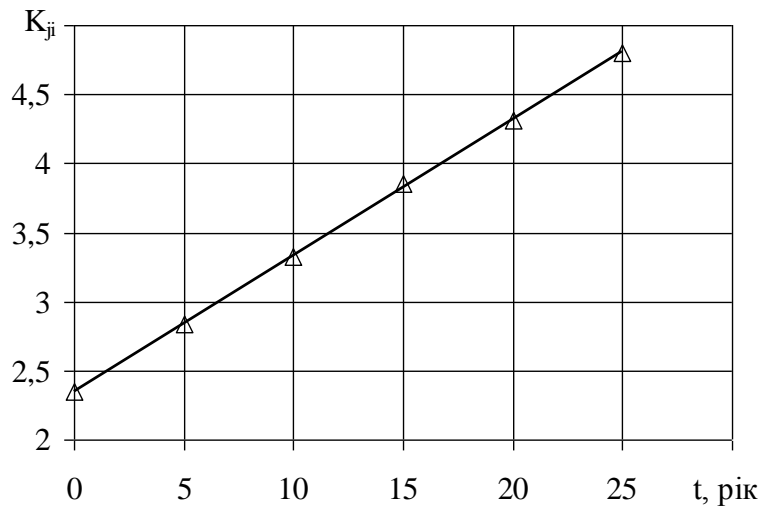


Рис. 2. Зміна значення одиничного показника об'єктів аналогів в п'ятирічні проміжки часу

Об'єктивності оцінки в більшому ступені сприяє оптимізація параметрів ймовірно більшого ряду об'єктів аналогів, які характеризують в ретроспективі на кожний момент світові досягнення. При цьому, оптимальність параметрів об'єкта техніки необхідно розглядати як сукупність показників самого об'єкта, поєднання і значення яких раціонально задовольняє основному функціональному призначенню узагальненого об'єкта, тобто даного типу техніки.

Однак вирішення такого типу задач – узагальнення – не просто ряд властивостей об'єктів і не має кількісного виразу, що позбавляє математичну об'єктивність оцінки їх впливу на потреби споживача об'єкта і на їх частку в сукупності показників зокрема. Параметри, що кількісно характеризує об'єкт, в різному ступені впливають на формування сукупності властивостей об'єкта, створюючи варіантність

оцінки в залежності від умов використання об'єктів. Тобто постає задача синтезу неоднорідних показників. Таку задачу вирішуємо методом комплексної оцінки через порівняння двох сукупностей з ранжуванням за функціональною значимістю одиничних показників, значення кожного з яких змінюємо за допомогою враховуючих цю значимість поправочних коефіцієнтів для кожного показника. Останнє можливе через вагомість відношення одиничних показників об'єкта за ступенем їх впливу на об'єкт – методи математичного моделювання. Однак вони не набули свого практичного застосування при оцінці технічного рівня об'єктів.

Зважаючи на те, що визначення вагомості показників в комплексній оцінці технічного рівня, в переважній більшості, базується на експертних методах, що вносить фактор суб'єктивності в загальну оцінку, знижуючи її достовірність, необхідно на підставі аналізу процесу розвитку техніки, відтворити різні темпи зміни параметричних показників об'єкта, при зміні кожного з одиничних параметрів в часі за власною індивідуальною закономірністю.

Досліджуючи швидкість зміни параметрів визначеної сукупності (хронологічного ряду) аналітичних об'єктів, як показник технічного рівня, можна заключити, що різниця в темпах зміни того чи іншого показника об'єкта надає ступінь впливу кожного показника на формування вихідних властивостей, які визначають здатність даного типу техніки на кожному етапі його розвитку задовольняти конкретні вимоги споживачів. Тобто удосконаленню або розробці підлягають тільки важливі показники. Якщо показник удосконалюється прискореними темпами це значить, що впливає вагомість таких факторів як технологічність або світова кон'юнктура. Тому, значення вагомості m_{ji} кожного показника K_{ji} визначаємо за виразом через коефіцієнт v_{ji} швидкості його зміни в часі, віднесеного до вихідного значення показника K_{ji0} , тобто

$$m_{ji} = \frac{v_{ji}}{K_{ji0}}, \quad (9)$$

або, використовуюючи вирази (5) і (6) за методом найменших квадратів, отримаємо

$$m_{ji} = \frac{\sum_{i=1}^n K_{ji} \cdot \sum_{r=1}^w t_r - n \cdot \sum_{i=1}^n (K_{ji} \cdot t_i)}{\sum_{i=1}^n (K_{ji} \cdot t_i) \cdot \sum_{r=1}^w t_r - \sum_{i=1}^n K_{ji} \cdot \sum_{r=1}^w t_r^2}. \quad (10)$$

За виразом (10), визначаючи значення m_{ji} в частках відношення до l ряду i показників K_{ji} , отримаємо значення коефіцієнта вагомості M_{ji}

$$M_{ji} = \frac{m_{ji}}{\sum_{i=1}^l m_{ji}}. \quad (11)$$

Отримані дані K_{ji} і M_{ji} є достатніми для визначення узагальненого значення показника технічного рівня \bar{K}_{ji} в довільний момент часу t_r

$$\bar{K}_{ji} = \sum_{i=1}^l (M_{ji} \cdot K_{ji}). \quad (12)$$

За отриманими даними показник K_{jir} згідно формули (4), приймемо як базовий, тоді

$$q_{ji} = \frac{K_{ji}}{K_{jir}}, \quad (13)$$

де K_{ji} – наглядно представлена на рис. 3.

Розглянемо приклад. Нехай на момент розробки технічного завдання відомі об'єкти, які охарактеризовують сучасний рівень – об'єкти аналоги (табл. 1). Для визначення показника технічного рівня, який заданий наступними параметрами: точність оцінення – 0,25%, температурна похибка – 0,20%, кількість каналів – 6 од., температурний діапазон – 120°C, витрата газу – 1,8 л/хв. Підставимо значення K_{ji} (табл. 1) в формули (4) – (13) та зведемо їх в табл. 2.

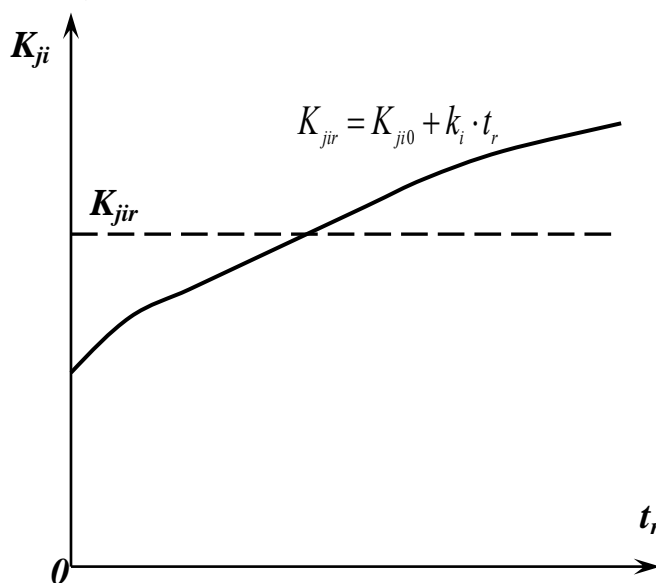


Рис. 3. Положення показника об'єкта в динаміці зміни технічного рівня даного виду машини

Таблиця 1

Основні показники технічного рівня засобу технічного обслуговування з контролю температури нагрівання і витрат картерних газів

Назва показника	Позначення	Об'єкти					
		C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆
Точність оцінення, %	K_{11}	1,0	1,0	0,5	0,3	0,5	0,3
Температурна похибка, %	K_{12}	0,6	0,6	0,5	0,3	0,3	0,25
Кількість каналів, од.	K_{13}	1	2	2	2	3	5
Температурний діапазон, °C	K_{14}	45	45	60	90	105	110
Витрата газу, л/хв	K_{15}	8,0	7,5	5,5	6,0	2,5	4,0

Таблиця 2

Зведені дані розрахунку

K_{ji}	K_{ji0} (5)*	k_i (6)*	K_{jir} (4)*	m_{ji} (10)*	M_{ji} (11)*	q_{ji} (13)*	\bar{K}_{ji} (12)*	
K_{11}	0,25	0,98	0,045	0,17	0,046	0,098	0,68	0,067
K_{12}	0,20	0,60	0,025	0,16	0,042	0,089	0,75	0,067
K_{13}	6	0,91	0,193	4,39	0,212	0,450	1,36	0,610
K_{14}	120	36,5	4,850	123,8	0,133	0,283	0,97	0,275
K_{15}	1,8	8,3	0,306	2,80	0,037	0,078	1,55	0,121

*посилання на номер формули розрахунку.

Значення технічного рівня згідно формули (12) дорівнює 1,14, тобто величина перевищення технічного рівня 14%, що узгоджується з методологією [3]. Однак застосування запропонованого методу при рішенні різного виду практичних задач визначення технічного рівня, як наприклад, формування технічного завдання на розробку об'єкта, оцінки якості виконання цієї розробки, оцінки відповідності об'єкта техніки критеріям категорії якості серії ISO, ми можемо знести на період (рік), до якого і буде відноситися технічний рівень оцінюваного об'єкта. Одним з рішень може бути визначення значення часового показника технічного рівня об'єкта через визначення проміжків часу приросту показника технічного рівня на величину Δ , тобто

$$\Delta t_r = \frac{\bar{K}_{ji}}{\sum_{i=1}^l \frac{M_{ji} \cdot k_i}{K_{ji}}}, \quad (14)$$

де Δt_r – різниця в часі від моменту, на який було визначено значення технічного рівня \bar{K}_{ji} .

За даними табл. 1 і табл. 2 показники зведемо в таблицю:

K_{ji}	k_i	M_{ji}	$(M_{ji} \cdot k_i) / K_{ji}$
K_{11}	0,25	0,045	0,098
K_{12}	0,20	0,025	0,089
K_{13}	6	0,193	0,450
K_{14}	120	4,850	0,283
K_{15}	1,8	0,306	0,078

Оскільки, щорічна змінна значення показника технічного рівня складає 0,0678, при \bar{K}_{ji} 14%, маємо $\Delta t_r = 2,06$ років. Таким чином, перевищення комплексного показника технічного рівня в 0,14 складає проміжок часу в два роки, щоб наздогнати світові аналоги.

При застосуванні розроблених аналітичних положень для оцінки перспективних рішень за умов, що відбувається зміна показників, отримаємо нижченаведені табличні дані:

Показники	Об'єкт D			Об'єкт F		
	K_{ji}	q_{ji}	$M_{ji} \cdot q_{ji}$	K_{ji}	q_{ji}	$M_{ji} \cdot q_{ji}$
K_{11}	0,25	0,68	0,067	0,25	0,68	0,067
K_{12}	0,20	0,75	0,067	0,20	0,75	0,067
K_{13}	12	2,73	1,230	3	0,68	0,306
K_{14}	120	0,97	0,275	120	0,97	0,275
K_{15}	3,6	0,78	0,061	0,9	3,11	0,242
\bar{K}_{ji}	1,700			0,957		

Таким чином, при запропонованих технічних рішеннях і розрахованій динаміці зміни технічного рівня 0,678 запровадження

об'єкта D забезпечує випередження за технічним рівнем на $\frac{1,700 - 0,957}{0,0678} = 10,96$ років.

Висновок. Наведені приклади дозволяють оцінити коректність методології з практичної значимості запропонованого методу оцінки технічного рівня сільськогосподарської машини, перевагою якого є математичне обґрунтування коефіцієнтів вагомості при їх використанні в комплексній оцінці, зменшуючи вплив суб'єктивних експертних оцінок. В перспективі передбачається розроблення галузевих стандартизованих положень методики оцінки технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування.

Література

1. *Кухтов В.Г.* Концептуальні питання удосконалення системи стандартів з надійності у галузі сільськогосподарського машинобудування / *В.Г. Кухтов, О.С. Гринченко, В.В. Погорілий.* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 80 “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – С. 23 – 27.
2. *Ткаченко В.В.* Система оптимізації параметрів об'єктів стандартизації / *В.В. Ткаченко, Ю.Т. Алексеев, Д.М. Комаров*– М.: Издательство стандартов, 1977. – 156 с.
3. *Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции* : РД 50–14979. – М.: Издательство стандартов, 1977. – 78 с.
4. *Методика оценки уровня качества продукции с помощью комплексных показателей и индексов.* – М.: Издательство стандартов, 1974. – 108 с.
5. *Роговський І.Л.* Аналітичні положення стандартизації оцінки технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування / *І.Л. Роговський* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 83. – С. 174–183.
6. *Роговський І.Л.* Оцінка вагомості показників технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування / *І.Л. Роговський* // Збірник тез доповідей конференції науково-педагогічних працівників ННТІ НУБіП України : Секції ННЦ конструювання і надійності машин для сільського, лісового і водного господарств та харчових технологій. – К., 2009. – С. 39–41.
7. *Луценков В.Л.* Методологія проведення сертифікації робочих місць в системі технічного сервісу в АПК / *В.Л. Луценков, О.В. Гранкіна,*

С.В. Головін . // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 4. – С. 70–73.
8. *Рибак Т.І.* Концепція пошукового конструювання мобільної техніки в АПК / *Т.І. Роба., П.В. Попович, М.Я. Сташків* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Випуск 39. – 2009. – С. 40–47.

НОРМАТИВНОСТЬ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Роговский И.Л.

Аннотация - в статье представлены результаты аналитических выкладок методики оценки технического уровня продукции сельскохозяйственного машиностроения с перспективой их стандартизации.

NORMATIVABLE ESTIMATIONS OF TECHNOLOGICAL LEVEL OF AGRICULTURAL MASHINES

I. Rogovskii

Summary

In paper results of analytical calculations of a technique of an estimation of a technological level of production of agricultural machine industry with perspective of their standardization are presented.

УДК 62-626.42

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОГЕНЕРАТОРА, ПРИДАТНОГО ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ НА НЕВЕЛИКОМУ ТРАКТОРІ

Стефановський О.Б., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (619) 42-04-42

Анотація – на базі аналізу досвіду застосування автотракторних газогенераторів у 1930-40-і роки, запропоновано конструкцію спрощеного газогенератора, придатного для використання на невеликому тракторі.

Ключові слова – деревина, двигун, газогенератор, трактор, паливо.

Постановка проблеми. Конструкції й робочі процеси автотракторних двигунів, у принципі, дозволяють використовувати в них не тільки традиційні моторні палива нафтового походження, але, при необхідності, також і біологічні палива (спирти, рослинні масла або їхні похідні), а також горючі гази. Інтерес до нетрадиційних палив періодично підвищувався й знижувався, відповідно до впливу економічної й політичної ситуації в даному регіоні на доступність і ціни традиційних моторних палив. У роки Другої світової війни європейські країни частково компенсували гострий дефіцит нафтопродуктів, завдяки масовому застосуванню газогенераторів, що споживали деревину. Наприкінці ХХ в. ті ж країни стали широко використовувати рідкі біологічні палива, в основному, для транспортних дизелів; цьому сприяла проведена тоді податкова політика. В останні роки в Україні зростає інтерес власників автотранспорту до використання горючих газів, тому що, незважаючи на ряд коливань, роздрібна ціна цих газів залишається значно нижче цін рідких моторних палив.

Аналіз останніх досліджень. У перспективі, очевидно, продовжиться ріст цін на всі моторні палива, одержувані з не поновлюваних ресурсів. Крім того, можливий ріст нестабільності планетарної системи Землі, що може створити значні труднощі для поставок традиційних палив у різних регіонах миру. Тому зберігає актуальність розробка конструкцій пристроїв, що дозволяють

одержати моторне паливо з поновлюваних ресурсів, і підготовка цих пристроїв до використання при необхідності. В Україні є досить значні ресурси целюлозовміщуючих матеріалів (деревини, соломи й т.п.) [1], з яких можна було б одержувати горючі гази, придатні для використання в автотракторних двигунах. Хоча їхні показники при цьому помітно знизяться, все-таки, ці двигуни могли б забезпечити обмежену функціональність мобільних енергетичних засобів у сільському господарстві, комунальному господарстві й транспорті.

Конструкція транспортного газогенератора типу Imbert, типова для середини ХХ в., має ряд недоліків, насамперед - необхідність спеціальної підготовки палива (пелетування тощо) [2]. Їх бажано усунути або послабити, щоб полегшити виготовлення й використання газогенераторів.

Ціль роботи. Розробка конструкції транспортного газогенератора для невеликого трактора.

Основна частина. Схема транспортного газогенератора, позбавленого ряду недоліків газогенератора типу Imbert, наведена на рис. 1 [2]. Газогенератор складається з газифікатора (властиво газогенератора, що робить гарячий неочищений газ), очисника газу, вентилятора, трубопроводів і змішувача. У свою чергу, газифікатор складається з корпусу, кришки, жарової труби, ґрат і струшуючого механізму.

Газогенератор працює в такий спосіб [2]. Шматки деревини періодично завантажуються через кришку в циліндричний корпус, горіння починається після підпалу через ґрати. При горінні деревина виділяє горючі гази й обвуглюється. Згоряючи, ці гази підтримують підвищену температуру в жаровій трубі, особливо в зоні ґрат. Деревне вугілля, реагуючи з вуглекислотою й водяною парою (продуктами повного згорання), утворить суміш монооксиду вуглецю й водню, приблизно наполовину розведена азотом повітря - «генераторний газ». Він виходить із жарової труби через отвори в її стінці й надходить по трубопроводу в очисник газу, де очищається від пилу й смол у засипанні зі шматочків деревини. Виходу газу з газифікатора сприяє дія вентилятора, встановленого на очиснику газу. Очищений, що вже охолонув до температури 50...70°C газ надходить у поршневий двигун по впускному трубопроводі, додатково змішуючись із повітрям, відповідно положенням повітряної й дросельної заслінок змішувача.

Переваги даної конструкції транспортного газогенератора перед конструкцією типу Imbert наступні: простота конструкції корпусу; зручність завантаження палива, шматки якого можуть мати майже довільну форму; спрощений сухий очисник газу; виключений охолоджувач газу.

Як і в конструкції типу Imbert, робота газифікатора вимагає періодичного струшування ґрат, але більше проста форма жарової труби сприяє рівномірному опусканню палаючих шматків палива. Поштовхи й вібрація, що передаються на газифікатора при русі автомобіля або трактора, допомагають ворошінню шарів палива й твердих продуктів згоряння.

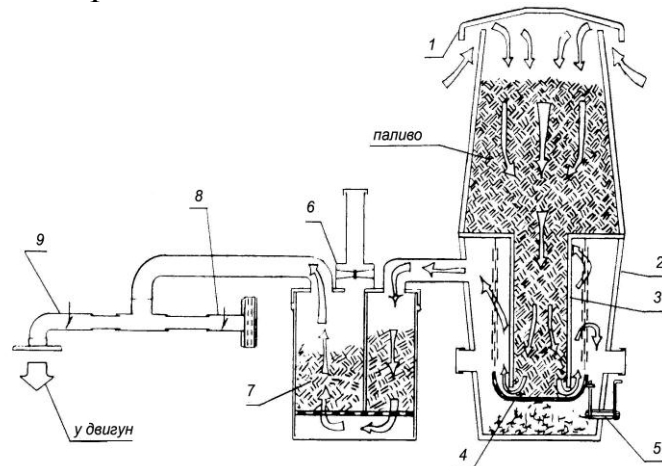


Рис. 1 Схема транспортного газогенератора: 1 — кришка, 2 — корпус, 3 — жарова труба, 4 — ґрати, 5 — струшувальний механізм, 6 — вентилятор, 7 — очисник газу, 8 — повітряна заслінка, 9 — дросельна заслінка

При конструюванні й експлуатації транспортного газогенератора слід дотримуватися ряду правил [2]:

- відповідність розмірів жарової труби газифікатора необхідної потужності двигуна;
- герметичність установки відносно підсмоктувань атмосферного повітря;
- уникати різких поворотів і вигинів трубопроводів, які повинні мати досить великий внутрішній діаметр.

Є наступні дані [2] про співвідношення розмірів деталей газифікатора. Діаметр жарової труби $d_{\text{жт}} = 152 \dots 230$ мм дозволяє одержувати достатню кількість газу для живлення двигунів з іскровим запалюванням і потужністю до 26...48 кВт (відповідно). Для двигунів з потужністю до 60...130 кВт діаметр цієї труби варто приймати 254...380 мм. Довжина жарової труби повинна бути в 2,5...3 рази більше її діаметра; товщина стінки труби не менш 6 мм. При $d_{\text{жт}} = 152 \dots 230$ мм, для виготовлення корпусу газифікатора можна використовувати металеву бочку з діаметром близько 450 і висотою близько 720 мм; висота встановленого на корпусі паливного бункера до 600 мм (рис. 2). При більше високих значеннях $d_{\text{жт}}$ варто використовувати 200-літрові металеві бочки й для корпусу газифікатора, і для паливного бункера. Дно корпусу і його внутрішню

стінку на висоті до 120 мм над дном потрібно покрити шаром водотривкого цементу товщиною 12-15 мм.

Трубопровід, що з'єднує корпус із очисником газу, повинен мати внутрішній діаметр не менш 50 мм і довжину не менш 2 м (для забезпечення охолодження газу), а також повинен витримувати температуру порядку 200°C. (Підійде фрагмент вихлопного трубопроводу якого-небудь двигуна.)

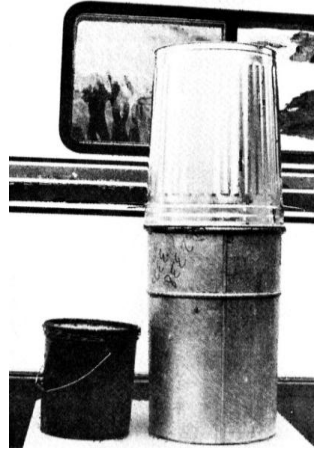


Рис. 2. Зовнішній вигляд корпусу газифікатора, зібраного з паливним бункером, і прототипу корпусу очисника газу (ліворуч) [2]

Корпус очисника газу можна зробити з металевої посудини місткістю від 19 до 110 л, залежно від величини $d_{\text{жт}}$ (мінімальна величина місткості відповідає $d_{\text{жт}} = 152$ мм). Зсередини корпус очисника повинен бути очищений від всіх забруднень. Дно корпусу й бічна стінка на висоті близько 40 мм покриваються шаром водотривкого цементу товщиною 12-15 мм. Внутрішній діаметр випускного отвору очисника повинен бути не менш 32 мм. Порожнина корпусу очисника заповнюється шматками деревного палива. На кришці очисника газу встановлюється невеликий вентилятор, наприклад, застосовуваний у нагрівниках кабін і салонів автомобілів.

Вихід очисника газу з'єднується із входом змішувача за допомогою армованого гумового теплостійкого трубопроводу довжиною близько 0,6 м, що гасить вібрацію двигуна. Діаметр вихідного трубопроводу змішувача повинен бути таким же, як і на впускному трубопроводі двигуна; вони стикаються через прокладку. Повітряна й дросельна заслінки змішувача з'єднуються за допомогою важелів і тросів з органами керування в кабіні трактора. Необхідна пропорція змішування газу з повітрям: на 10 частин газу 10-11 частин повітря.

Транспортний газогенератор розглянутої конструкції, установлений на невеликому тракторі, показаний на рис. 3.



Рис. 3. Загальний вид транспортного газогенератора, встановленого на тракторі із двигуном потужністю 26 кВт [2]

При використанні розробленого газогенератора варто дотримуватися ряду прийомів і заходів безпеки [2]. Варто використовувати тільки добре висушене паливо (з вологістю менш 20%). Негерметичність корпусу газифікатора в зоні ґрат приводить до бурхливого горіння палива, перегріву деталей і виходу їх з ладу. Негерметичність очисника й трубопроводів приводить до розведення газу повітрям, внаслідок чого двигун може стихнути. Перед зупинкою двигуна потрібно приглушити горіння в газифікаторі, для чого повинна бути вироблена основна частина завантаження палива й закрита кришка бункера; відкриття її, навпаки, може активізувати горіння палива. При зупинці газифікатора потрібно виключити запалювання у двигуні й відкрити повітряний клапан змішувача на кілька секунд, щоб скинути тиск у трубопроводах.

Щодня потрібно видаляти золу з корпусу газифікатора й зливати конденсат з корпусу очисника. При цьому кришка вікна на корпусі газифікатора повинна встановлюватися з використанням силіконового гортати, щоб не порушувати герметичність.

Через 15 мото-год роботи потрібно очистити корпус газифікатора, паливний бункер і корпус очисника, промити трубопроводи, замінити фільтруюче засипання в очиснику (відправити використану в бункер), відновити герметичність всіх з'єднань. Через 30 мото-год роботи, крім того, потрібно перевірити кріплення вузлів газогенератора на тракторі, усунути іржу на нижній частині корпусу газифікатора за допомогою фарби для вихлопних трубопроводів.

У генераторному газі втримується отрутний монооксид вуглецю CO , тому після зупинки двигуна потрібно приблизно протягом 20 хв дати газифікаторові «охолонути», щоб знизилося в ньому тиск. При

цьому не можна перебувати в кабіні трактора й ставити його в приміщення.

Для зниження пожежної небезпеки, навколо корпуса газифікатора повинне забезпечуватися вільний простір товщиною не менш 150 мм. Варто уникати контакту горючих матеріалів з корпусом газифікатора й дотримувати обережності при вивантаженні гарячої золи, яку потрібно залити водою.

Висновки. Використання целюлозовміщуючого палива для приведення в дію тракторного двигуна з іскровим запалюванням можливо за допомогою розробленого транспортного газогенератора. Для приведення в дію дизелів він також може використовуватися, якщо вони працюють на основі газодизельного процесу (із запальним дизельним паливом).

Література

1. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних та нетрадиційних джерел енергії України / НАН України. – Київ, 2001. – 41 с.
2. LaFontaine H. Construction of a simplified wood gas generator for fueling internal combustion engines in a petroleum emergency : Final report / H. LaFontaine, F.P. Zimmermann; Federal Emergency Management Agency. – Oak Ridge (USA), 1989. – 90 p.

РОЗРОБОТКА КОНСТРУКЦІИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА, ПРИГОДНОГО ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НА НЕБОЛЬШОМ ТРАКТОРЕ

Стефановский А.Б.

Аннотация – на базе анализа опыта применения автотракторных газогенераторов у 1930-40-ых годах, предложена конструкция упрощенного газогенератора, пригодного для использования на небольшом тракторе.

THE DEVELOPMENT OF A DESIGN OF THE GASIFIER FOR USING ON A SMALL TRACTOR

A.B. Stefanovskiy

Summary

Based on analysis of experience of the use of automotive gasifiers in 1930-40th years, a design of the simplified gasifier is proposed for use on a small tractor.

УДК. 664.002.047

ОБЕЗВОДНЕННЯ ВТОРИННОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ СИРОВИНИ МЕТОДОМ ВАКУУМНОГО СУШІННЯ

Бойко В.С. к.т.н.,

Бойко О.В. к.т.н.,

Бойко Т.Ю. асп.*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація - у роботі проведений аналіз процесу сушіння в вакуумі, визначені основні шляхи та рішення. Розроблена конструктивно-технологічна схема дозволила побудувати опитний зразок та отримати показники експериментальних досліджень.

Ключові слова – обезводнення, вакуум, сухий продукт, вторинний продукт, потужність, нагрівач

Постановка проблеми. Існує велика кількість різних способів сушки харчових матеріалів, але всі вони засновані на фізичних явищах випарювання, сублімація та інших. Вибір того чи іншого способу визначається природою матеріалу та вимогами до якості. Останній фактор є визначним в отриманні якісного продукту при застосуванні певних способів і режимів обезводнення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес зневоднювання у вакуумі виключає які небудь хімічні реакції, що змінюють склад вихідного продукту, і припускає зниження вологовмісту.

У зв'язку с тим, що процес йде у вакуумі, стає можливим проводити випарювання води в діапазоні температур від 35 до 45 °С, у якому вода має найнижчу питому теплоємність. Це дозволяє зберегти в недоторканності органічну складову вихідного продукту й підвищує економічність процесу.

Мета роботи. Розробити конструктивно – технологічну схему, яка б дозволила побудувати опитний зразок та отримати показники експериментальних досліджень.

Основна частина. Процес вакуумного сушіння заключається у тому, що при зменшенні тиску під час сушіння точка кипіння вологи, яка знаходиться у продукті, знижується і тому волога швидко випаровується при відносно низьких температурах. Це дозволяє різко

інтенсифікувати процес сушіння та знизити його довготривалість в кілька разів у порівнянні з іншими способами (конвекційним, аеродинамічним, кондуктивним та ін.).

Обезводнення сільськогосподарських продуктів у вакуумі – це процес, який забезпечує фракціонування вологого продукту на три складові: суха речовина, вологістю від 1 до 14%; воду, придатну у технічному використанні та незначний екологічно чистий газоподібний вихід. Області застосовування цього процесу визначаються супутніми йому фізичними явищами, на сам перед кінематикою та динамікою тепло - і масообміну. Процес обезводнення у вакуумі, як і термічний процес включає в собі нагрів первинного продукту до температури випаровування, дифузії, сорбції та випаровування. Цей метод сушіння виключає які не будь хімічні реакції, які змінюють склад первинного продукту та припускає тільки зниження вологовмісткості.

Інтенсивність процесу випаровування при одному і тому ж потоці теплоти, яка підводиться до первинного продукту може бути збільшена шляхом підвищення теплообміну речовини з навколишнім середовищем. Це може бути досягнуто, по-перше за рахунок збільшення площі випаровування F_1 (м²) і по-друге, за рахунок прискорення оновлення поверхні. Перше забезпечує кількість лотків, на яких одночасно розташовується випаровує мий продукт. Друге – якісним постійним перемішуванням первинного матеріалу, в процесі його нагріву.

Процес обезводнення у вакуумі використовується у наступних випадках: коли необхідно зберегти початковий склад матеріалу, котрий він мав у вологому або рідкому стані. До цього випадку відносяться процеси отримання сухих харчових та медичинських продуктів; коли доцільно при отриманні кінцевого продукту виділити водний дистилат, придатний для подальшого використання. Наприклад утилізація виробничих та побутових шлаків; коли кінцевий сухий продукт несе в собі небезпечні речовини, потрапляння яких в рідкі або газоподібні відходи технологічного процесу недопустиме. Це процеси утилізації та переробки посліду птахів та свиней на добриво з виділенням чистої води, яка може бути використана для поливу, технічних потреб птахофабрик та свиноферм, або у котельнях, як теплоносій.

Обезводнення продуктів сировини та відходів у вакуумі, насичених водою, є не тільки технофізичним, але і технологічним процесом, при цьому у відмінності від звичайного сушіння, при якому змінюються структурно-механічні, технологічні та біохімічні властивості матеріалів, у даному випадку таких змін не відбувається та обезводнений матеріал відрізняється від первинного тільки

відсотковим вмістом вологи, зберігаючи свою структуру та відсотковий склад біологічно корисних складових. У зв'язку з тим, що процес проходить у вакуумі, є можливість проводити випарювання води у діапазоні температур від 35° до 45°C , у якому вода має саму низьку питому теплоємність. Це надасть можливість зберегти у недоторканості органічну складову первинного продукту та підвищити економічність процесу.

На початку процесу сушіння (початкова стадія прогріву матеріалу – I період) швидкість обезводнення швидко збільшується, досягаючи постійного значення (сушіння при постійній швидкості, ділянка ВС – II період). Це область вологого стану матеріалу. Починаючи з критичної точки С з вологозбереженням $W_{\text{кр}}$, швидкість сушіння зменшується з різних законів та при досягненні рівноважної вологовмісткості w_p стає рівною нулю (відрізок СЕ – швидкості, яка падає – III період).

Зменшення тиску різко збільшує інтенсивність випаровування за рахунок підвищення коефіцієнту масообміну, який у першому наближенні зворотно пропорційний тиску. Щоб підтримати значну інтенсивність обезводнення у вакуумі, теплота, яка необхідна для випарювання рідини, підводиться до первинного матеріалу у результаті теплопровідності від нагрітої поверхні. Таким чином вакуумне обезводнення по способу підведення теплоти до матеріалу, є контактним сушінням.

Так, як масообмін в процесі вакуумного обезводнення включає переніс пару в наслідок руху усієї маси рідини, який викликає вакуумна система відкачування, то процес обезводнення у вакуумі можна класифікувати, як масообмін при змушеній конвекції. Основними параметрами, якими характеризується вакуумне сушіння є:

- швидкість відкачки $V_{\text{отк}}$ та склад відкачуючих газів, від яких залежить характеристика засобів відкачки;
- величина масопотік M_n та продуктивність з первинного матеріалу $M_{\text{ж}}$ яка дозволяє створювати структуру подачі первинного продукту і обґрунтовувати необхідну площину випарювання F ;
- необхідний тепловий потік Q , який визначає потужність системи нагріву N та її конструкцію.

В технологічному процесі вакуумної сушки має місце теплообмін при змушеній конвекції де джерелом руху випарюваної речовини є агрегат, що відкачує. Тому масопотік пару може бути представлений, як різниця між концентраціями на поверхні випарюваної речовини і в навколишньому середовищі

$$M_n = k_m \cdot F(C_{\Pi} - C_o),$$

де M_n – масопотік пару, кг/с;

F – площа поверхні випарювання, м²;

C_{Π} – масова концентрація пару у поверхні випарювання, кг/м³;

C_o – масова концентрація пару у навколишньому середовищі, кг/м³.

Для визначення швидкості відкачки, як правило визначена необхідна продуктивність з «рідинної» речовини. Необхідно обробити кількість первинного продукту $M_{ж}$, кг/с за визначений період часу. При тому відома вологість первинного продукту W_k . Кількість води необхідне удалити M_b

$$M_b = M_{ж}(W_i - W_k).$$

За допомогою рівняння Вандер Вальса, яке для водного пару має наступний вид:

$$P_n \cdot (V_{\Pi} - 0,016) = R \cdot T_u,$$

де V_{Π} – питомий об'єм пару м³/кг;

$R = 47,06$ – газова постійна кг·м/(кг·град);

P_n – тиск насичених парів кг·с/м²;

T_u – температура випарювання, °К.

Можливо визначити об'ємну швидкість V виділення пару при тиску насичених парів P_n і температурі T_n . щоб інтенсивність процесу обезводнення у вакуумі не зменшувалась швидкість відкачки $S_{отк}$ повинна бути не менше швидкості виділення пару.

$$S_{отк} \geq V = M_n \cdot V_{\Pi}.$$

Потужність нагрівача пропорціональна кількості теплоти Q необхідної для нагріву та випарювання води, яке забезпечує необхідний масопотік пару

$$Q = M_n \cdot [C_b (T_{И} - T_{Н}) + r_n],$$

де Q – необхідне кількість теплоти

r_n – прихована теплота пароутворення, Дж/кг;

$T_{И}$ – температура випаровування °К;

$T_{Н}$ – початкова температура, °К.

Якщо тепловий потік виразити у ккал/час, то потужність нагріву буде у кВт та визначиться наступним чином

$$N = Q/860.$$

Для вибору системи нагріву необхідно знати температуру поверхні, яка гріє на якій знаходиться зволожувальний матеріал. Її можливо визначити із співвідношення Розенна (5).

$$\frac{C_g \cdot \Delta T}{r_{\Pi} \cdot P_r^{1.7}} = K_f \left[\frac{Q/F}{\mu_b \cdot r_{\Pi}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_b - \rho_{\Pi})}} \right]^{0.33}.$$

Так як ця залежність має емпіричний характер, величини, які входять в це рівняння повинні мати наступну розмірність:

C_v – теплоємність води, Дж/(кг °К);

$\Delta T = T_F - T_H$ – температурний натиск, °К;

T_F – температура грючої поверхні °К;

T_H – температура випаровування °К;

Q/F – щільність теплового потоку, Вт/м²;

r_n – прихована теплота пароутворення, Дж/кг;

q – прискорення свобідного падіння, м/с²;

ρ_b – щільність води при тиску насичення, кг/м³;

ρ_n – щільність насиченого пару, кг/м³;

σ – поверхневий натяг на межі розділу рідина-пара, Н/м;

μ_b – коефіцієнт динамічної в'язкості для води, Нс/м²;

K_f – безрозмірна емпірична постійна (залежить від шорсткості та інших властивостей поверхні нагріву, змочування її рідиною та властивостей самої рідини)

Геометрична форма поверхні нагріву не надає істотного впливу на механізм випарювання.

Знаючи властивості первинного $W_{ж}$ і кінцевого $W_{к}$ продуктів, а також продуктивність машини з водяного пару $M_{п}$ потрібно розрахувати продуктивність пристрою з сухого продукту $M_{сух}$

$$M_{сух} = M_{ж} \cdot (100 - W_{ж} + W_{к}).$$

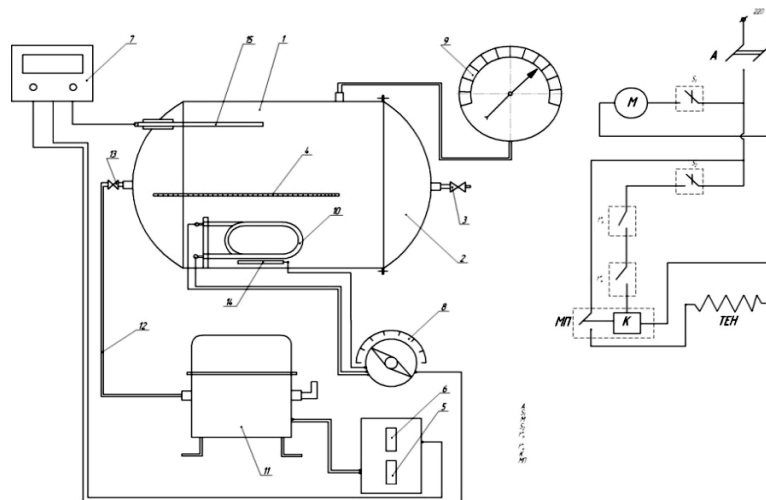


Рис. 1. Структурно-апаратна схема експериментальної вакуумної сушилки

Грунтуючись на даних теоретичних розробках у Таврійському державному агротехнологічному університеті на кафедрі «Обладнання переробних та харчових виробництв» було спроектовано експериментальну установку для вакуумного сушіння насіння,

фруктів, овочів та вторинної сировини з сільськогосподарських продуктів. На рис. 1 представлена структурно-апаратна схема експериментальної вакуумної сушилки

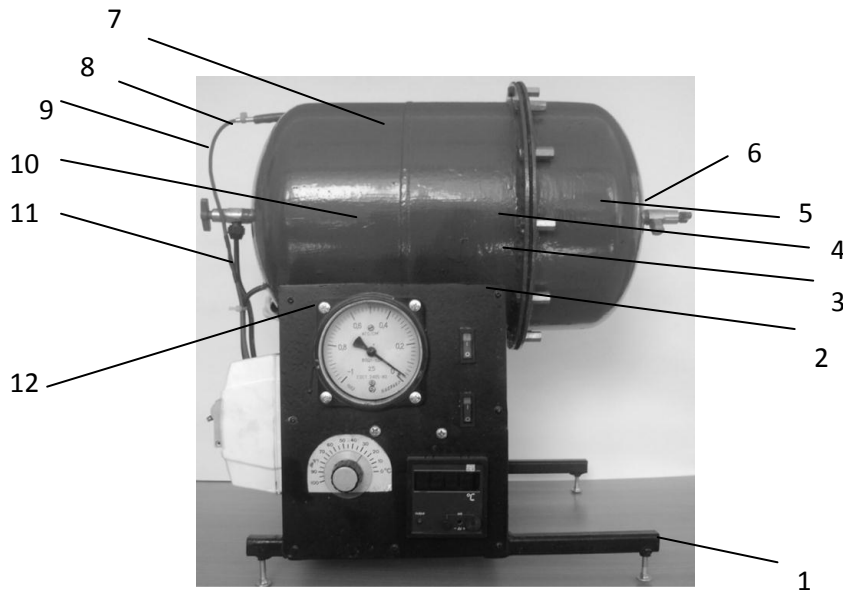


Рис. 2. Експериментальний зразок вакуумної камерної сушарки:
 1–рама; 2- терморегулятор-термометр середі (продукту);
 3- тумблер включення нагрівача; 4- тумблер включення вакуум-насоса;
 5 – з’ємна кришка камери; 6- вентиль скидання вакууму; 7 - сушильна камера; 8 – вакуум трубопровід; 9 – вентиль вакуум трубопроводу;
 10 – вакуумметр; 11 – магнітний пускач; 12 – терморегулювач ТЕНе

Ґрунтуючись на дану структурно-апаратну схему був вироблений експериментальний зразок вакуумної сушилки представлений на рис.2. На даній сушилки був проведені опити по сушінню насіння соняшника, яблук, груш, картоплі та моркви. Обробка отриманих даних та будова графіків залежностей проводилась за методикою доктора технічних наук професора І.Ф. Малежика (Український державний університет харчових технологій

Висновки. Відповідно зменшився час сушки з 210 до 165 хвилин, це свідчить про те, що вакуумний спосіб сушки вторинних продуктів більш ефективний і має невеликі енерговитрати

Таким чином для конструювання і виготовлення сушильних пристроїв невеликої продуктивності, для малих приватних підприємств рекомендується використовувати вакуумну систему сушки, яка найбільш ефективна і має невеликі витрати та розміри діаметр барабану 1000 мм.

Література

1. *Веселов Е. Л.* Обезвоживание в вакууме. Физика технологии. Применение. / *Е. Л. Веселов.* - Инженерный журнал : Справочник № 1, 1998. – 156 с.
2. *Ковалев Л. К.* Низкотемпературное обезвоживание органических веществ большой влажности в вакууме. / *Л.К. Ковалев.* – Инженерный журнал : Справочник. № 2, 1997. – 124 с.
3. *Лыков А. В.* Тепло и массообмен в процессах сушки. / *А.В. Лыков.* – М. : Госэнергоиздат, 1956. – 283 с.
4. *Дешма С. В.* Научные основы вакуумной техники. / *С.В. Дешма.* – М.:Мир, 1964. – 164 с.
5. *Крейт Ф. С.* Основы теплопередачи. / *Ф. С. Крейт, У. Н. Блек.* – М. Мир, 1983. – 257 с.

**ОБЕЗВОЖИВАНИЕ ВТОРИЧНОГО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО СЫРЬЯ МЕТОДОМ
ВАКУУМНОЙ СУШКИ**

Бойко В.С., Бойко О.В., Бойко Т.Ю.

Аннотация. – в работе проведен анализ процесса сушки в вакууме, определены основные пути решения. Разработанная конструктивно-технологическая схема позволила построить опытный образец и получить показатели экспериментальных исследований.

**DEHYDRATION OF AGRICULTURAL PRODUCTS BY
METHOD OF VACUUMING DRYING**

V. Wojko, O. Wojko, T. Wojko.

Summary.

The analysis of process of drying is in-process conducted in a vacuum, the basic ways of decision are certain. The developed flowsheet allowed to build a pre-production model and to get the indexes of experimental researches.

УДК.664.64.014.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗВИТКУ ТІСТОМІСИЛЬНИХ МАШИН НОВОГО ПОКОЛІННЯ

Антропова Л.М. к.т.н.,

Донецький національний університет ім. Михайла Туган-Барановського
Тел/факс (044) 446–0051

Мазілін С.Д. к.т.н.,

Янаков В.П. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (06192) 421-306

Анотація — стаття присвячена аналізу питання вдосконалення тістомісильних машин. Інтенсифікація процесу замісу тіста, в умовах вдосконалення енергетичного впливу і якісних перетворень, сприяє скороченню технологічного ходу створення хлібопекарної продукції. Для вирішення даної проблеми потрібний докладний аналіз технології, обладнання і теорії.

Ключові слова — тістомісильна машина, теорія, практика, розвиток, дослідження, к.к.д.

Постановка проблеми. Показники виробництва хлібопекарної продукції залежать від енергетичної ефективності та технологічної надійності роботи тістомісильних машин. Вживання енергозберігаючих технологій вимагає уваги до проблем тістоприготування. Завдяки впровадженню сучасних методів: наукової абстракції, кількісного та якісного порівняння, аналітичного співставлення, елементів системного аналізу, наукового передбачення, мікро- та макроекономічного аналізу, експертних оцінок, абстрактно-логічного методу, отримані дані для аналізу тістоприготування. Тістоприготування базується на обранні енергетичного впливу конструкції машини в ході замісу тіста і оцінки взаємозв'язків якісних показників тіста та хліба, що приводить до зміни стандарту тістомісильних машин. При цьому цей науковий підхід розглядав взаємозв'язок технології виробництва, конструктивного здійснення обладнання і теорії тістоприготування.

Аналіз останніх досягнень. Сучасні дослідження хлібопекарних підприємств та техніко-економічних методів теорій тістомісильних

машин цілеспрямовані на підвищення їх ефективності і технологічної надійності. Дослідимо їх здійснення:

Моргун В.О. відзначає, що основу вуглеводів зерна складає крохмаль 65,8 %. При цьому помелі можливо виробляти до 50 % крупи пшеничної нешлифованої (30 % крупної фракції зольністю — не більше 1,50 % і 20 % дрібної фракції зольністю — не більше 1,30 %), а також 28 % борошна “Одеське”, зольністю — не більше 0,95 %. Одержані макарони з пшениць VI типу мають високу якість і добрі споживчі властивості: вміст білка перевищує на (1,5-2,0) % його кількість у пшениці II типу, висока міцність макаронів [1].

У своїх дослідженнях К.Е. Petrofsky і R.C. Hoseneу виміряли діапазон модуля ізольованого крохмалю і клейковини тіста, показали наявність у тісті взаємодій типу: крохмаль-клейковина, крохмаль-клейковина-вода. Тісто було замішано в оптимальному часі, бродило в закритих резервуарах близько 30 хв. Проводився тест на розрив між двома пластинами, потім зразки піддавалися розслабленню [2].

У своїй праці — “Utilization of pumpkin powder in bakery products” — вчені відзначають, що гарбузова пудра використовується як інгредієнт у хлібопеченні. Аналіз показав — гарбузова пудра значно підвищує вміст В-каротина в хлібі. Більше 15 % внесення пудри впливає позитивно на зовнішній вид і смакові якості продукції, 20 % ідеально для тістечок і тортів. Продукція також володіє високим енергетичним змістом [3].

Ряд вчених — О. Al-Widyan, М.Н. Khataibeh вивчали вплив на якість хліба ксилансів. Були використані ендоксиланси (ЕС.3.2.1.8) із різноманітних джерел мікроорганізмів. Буханки вивчалися по об'єму, кольору і швидкості черствіння. У результаті проведення експериментів було виявлено — ксиланси мають значний вплив на якість хліба [4].

Учені М. Keentok, М.Р. Newberry, Р. Gras, F. Bekers, R.I. Tanner вивчали чотири промислових види муки, які були відібрані для проведення експериментів. Проводилися реологічні виміри якісних і механічних якостей муки: коливальний зріз на низьких амплітудах, сталий зріз на малих швидкостях, вимір тиску в середовищі, в'язкість. Результати використовувалися для створення математичної моделі прогнозування поведінки тіста при випіканні [5].

Ученими М.Н. Charalambides, L. Wanigasooriya, J.G. Willams, S.M. Goh, S. Chakrabarti отримані криві тиску-розтягнення при одноосевій компресії, одноосевій пружності (розтягнення) і умові завантаження рівним двоосьовому тиску. Експерименти були проведені при швидкостях розтягнення 0,5 і 50 хв⁻¹. Тести були виконані на різноманітних швидкостях розтягнення. Визначалася

залежність характеристик матеріалу від часу. Для замісу використовувалася тістомісильна машина INSTRON модель 5543 [6].

Сформульовані напрямки розвитку тістомісильних машин. Їх використання в науковому прогресі завдяки взаємозв'язку — теорії, практики та експерименту.

Формулювання мети статті. Метою цієї статті являється формулювання напрямків удосконалення технології хлібопекарної продукції, тістомісильних машин, приготування тіста. Аналіз проблем — технічних, технологічних та економічних, що виникають, дає змогу переоцінити діючі технології замісу тіста. Визначення засобів взаємовідношень енергетичного впливу в ході замісу тіста і якісних показників тіста, отриманих під час бродіння, та виготовлення хліба.

Основна частина. Аналіз технології виготовлення хлібопекарної продукції дає змогу визначити якісно формуючу операцію — виготовлення тіста є визначальною ланкою, що формує якісні показники кінцевої продукції. Дослідження тістоприготування показало: на заміс і наступне бродіння тіста витрачається у технологічному процесі 70 % часу й енерговитрат. Введення сучасних технологій замісу тіста залежить від ефективного впливу на тісто місильного органу та передачі ним енергії оброблювальній суміші. Оцінювальною стороною є швидкість досягнення стандарту якісних показників як тіста, так і у подальшому хліба.

Технологію виготовлення хлібопекарних виробів у своїй розмаїтості можна представити у вигляді різних критеріїв і оцінок, суть яких полягає: швидкості перебігу основних процесів, температурі оброблюваної маси, кислотонакопиченні тощо. В цілому систематизацію аналізованих даних можна представити у вигляді рисунка.

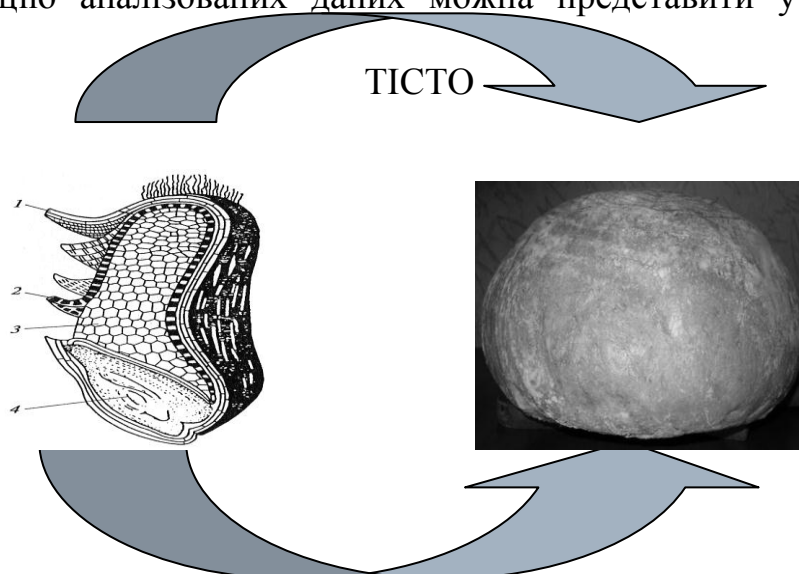
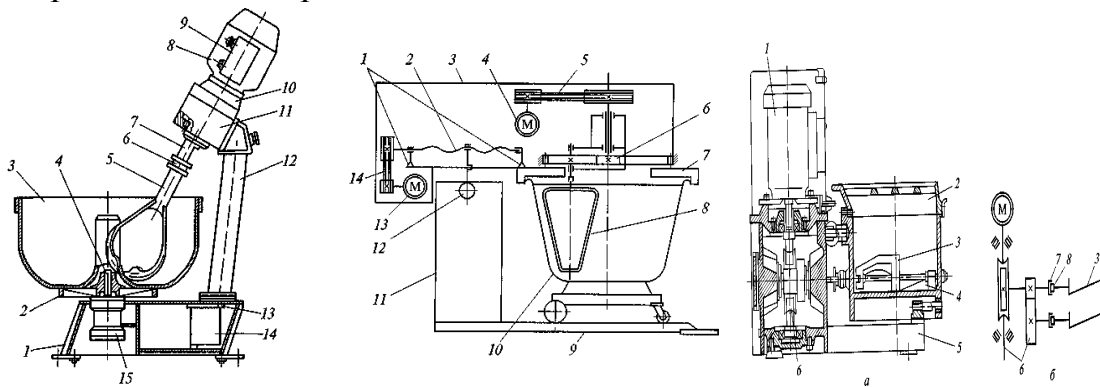


Рис.1. Структура якісних перетворень технології виробництва хлібопекарної продукції – зерно-тісто-хліб

Рис.1 демонструє єдність технологічного процесу виготовлення хлібопекарної продукції. Найбільш складною і проблематичною є частина технології — визначення результативності технічного і технологічного впливу в ході технологічного процесу.

Протягом багатьох століть інтенсифікації процесу замісу тіста вирішувалися суто емпіричним методом «спроб і помилок». Цим пояснюється недосконалість багатьох сучасних процесів вдосконалення технологій хлібопекарної продукції, при реалізації яких значна частина цінної харчової сировини втрачалася, а інша, істотна частина, втрачала частку харчової і біологічної цінності в процесі приготування.

На хлібопекарних підприємствах використовуються значна кількість тістомісильних машин. Їх різноманітність можна систематизувати і охарактеризувати єдністю методичного, конструктивного і технологічного впливу на оброблюваний матеріал, що представлено на рис.2.



2.1

2.2

2.3

Рис.2. Тістомісильні машини:

- 2.1.** Тістомісильна машина МТ-60-01: 1 – основа; 2 – днище; 3 – діжа; 4 – вал діжі; 5 – місильний орган; 6 – втулка; 7 – вал приводу; 8 – електродвигун; 9 – кнопочний пост; 10 –привід; 11 – редуктор; 12 – стойка; 13 – кришка; 14 – відсік; 15 – стакан.
- 2.2.** Тістомісильна машина А2-ХТМ: 1 – кінцеві вимикачі; 2 – винтова пара; 3 – траверса; 4,13 – електродвигуни; 5,14 – клиноремінні передачі; 6 – планетарна передача; 7 – кришка; 8 – місильний орган; 9 – фундаментальна плита; 10 – діжа; 11- станина; 12 – ось повороту траверси.
- 2.3.** Тістомісильна машина МТМ-15: а – загальний вигляд; б – кінематична схема; 1 – електродвигун; 2 – решітка кришки; 3 – лопаті; 4 – робоча камера (резервуар); 5 – станина; 6 – черв’ячно-циліндричний зубчатий редуктор; 7 – паз муфти; 8 – шип муфти

Аналіз рис.2. дає змогу визначити специфіку побудови конструкції і вдосконалення тістомісильних машин. Проблеми управління, впливу на тісто обладнання визначають його ефективність від організаційних та техніко-економічних факторів на хлібопекарному виробництві.

В той же час на хлібопекарних підприємствах далеко не повною мірою використовується енергетичний потенціал та можливість варіювати характер впливу на оброблюваний матеріал тістомісильних машин в залежності від змін якісних показників продукції, що випускається, та її кінцевої вартості. Технологічне обладнання хлібопекарних підприємств не відповідає сучасним вимогам щодо енергоекономічності, надійності й екологічної чистоти. У цьому напрямку можливо програмувати якість хлібопекарної продукції на циклі виробництва рис.3.

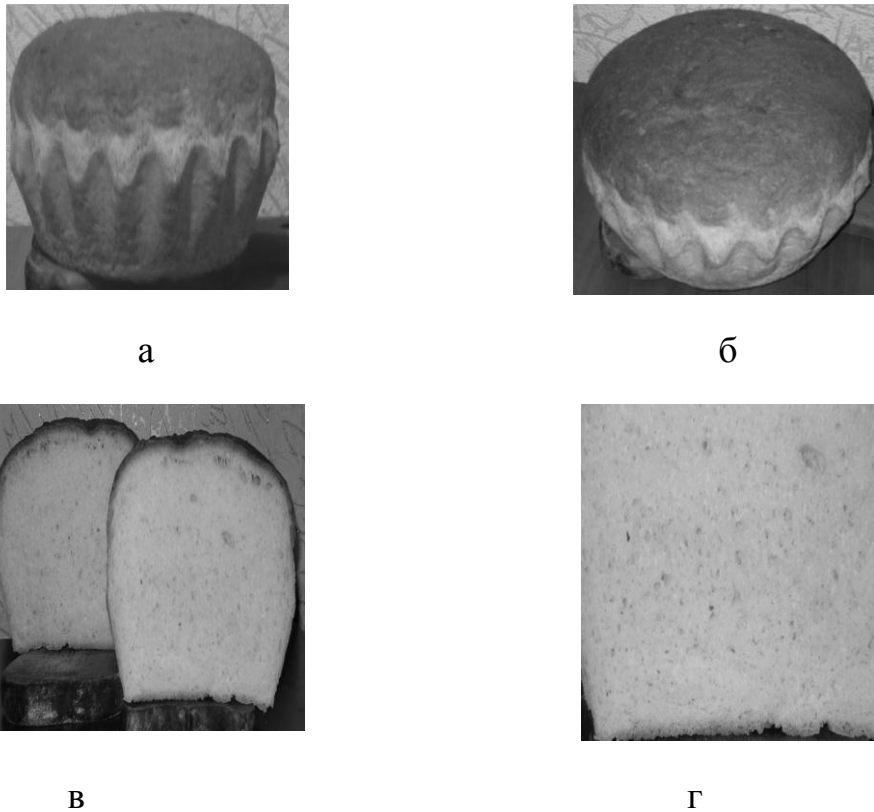


Рис.3. Напрямки програмованої якості хлібопекарної продукції: а– форма; б – виконання; в – якість; г – структура

Для виправлення цієї ситуації необхідний науковий підхід до розробки прогресивних процесів замісу тіста, який спирається на сучасні високорозвинені математичні методи планування експерименту, моделювання та аналізу технологічних процесів з урахуванням фізико-хімічних змін тіста при його перетворенні в

хлібопекарні виробу, статистичної обробки результатів експериментальних технічних досліджень і оптимізації режимів технологічних процесів.

Піддаючи аналізу рис.3. і приведені вище дослідження, можливо дійти до висновку — застосування програмування якості продукції хлібопекарного виробництва, в конечно безперечно, веде до різноманітності асортименту хлібопекарних виробів.

Технологічний процес замісу тіста містить чітко визначену послідовність операцій, що по суті мало залежить від виду вхідної та вихідної харчової сировини і конструктивного виконання відповідного технологічного обладнання. Всі ці операції підлягають оптимізації на базі відповідних експериментальних досліджень із математичною обробкою їхніх результатів. Операції замісу тіста являються якіснооформуючими і енерговитратними і істотно впливають на подальший хід технології хлібопекарної продукції. Очевидно, встановлення оптимальних розмірів і форми частинок тіста можливо лише на зазначеній вище науковій базі. З іншої сторони її можливо представити к вигляді системи рівнянь (1-3).

(1)

$$\begin{cases} E_K \eta_1 = E_P \eta_2 & (2) \\ \eta = f(\eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7, \eta_8, \eta_9) & (3) \\ T(A_{уд}; V_{C1}) = f(K_1; K_2; K_3; K_4; K_5; K_6) \end{cases}$$

де E_K – кінетична енергія, що передається хлібопекарній продукції;

η_1 – коефіцієнт, що характеризує якість передачі кінетичної енергії;

E_P – потенціальна енергія, яка демонструє якісні зміни в хлібопекарній продукції;

η_2 - коефіцієнт, що характеризує якість перетворення в хлібопекарній продукції;

η_1 - дієвість рецептури хлібобулочної продукції;

η_2 - відповідність якісних показників сировини технології;

η_3 – результативність технічних можливостей тістомісильної машини;

η_4 - характеристика якісних показників тіста методики;

η_5 - характеристика енергетичних затрат приготування продукції;

η_6 - економічна оцінка технологічного процесу реалізації;

η_7 - можливість корегування технологічного процесу;

T – результат досліджень;

$A_{пит}$ – питомі енерговитрати на одиницю продукції;

V_{C1} – неоднорідність системи, ум.од.;

K_1 - теорія;

- К₂ - технологія;
- К₃ – технічні можливості комплексу машин;
- К₄ – оперативний контроль техпроцесу;
- К₅ – потенціальний асортимент продукції;
- К₆ – економічна ефективність виробництва.

Аналіз приведеної системи формули дає змогу дійти до висновку — використання комплексного підходу у вирішенні задач технологічного процесу хлібопекарних виробів дасть підвищення результативності і економічної ефективності продукції, що випускається.

Поєднання застосованих підходів: структури якісних перетворень технології виробництва хлібопекарної продукції – зерно-тісто-хліб (рис.1.), аналізу тістомісильних машин (рис.2.), напрямки програмованої якості хлібопекарної продукції (рис.3.) дають змогу визначити напрямки хлібопекарного виробництва, надійності і вдосконалення тістомісильних машин.

Висновки. Отримані дані досліджень по вдосконаленню технології замісу тіста и тістомісильних машин дають змогу дійти до висновків:

Сформульовані сучасні напрямки досліджень хлібопекарного виробництва: склад зерна, діапазон модуля крохмалю і клейковини, вплив на якість хліба ксилансів, реологічні виміри промислових видів муки.

Визначені положення взаємозв'язку принципів результативності технологічного процесу замісу тіста.

Поєднання стандартів, класифікації, прогресивних технологій і теорії тістомісильних машин дають змогу визначити напрямки покращення тістомісильних машин і технології хлібопекарних виробів.

Література.

1. *Моргун В.О.* Наукові основи технологій виробництва пшеничного борошна і крупи підвищеної харчової цінності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.18.02. “Технологія зернових, бобових, круп’яних продуктів та комбікормів” / *В.О. Моргун.* – О., – 1999. – 40 с.
2. *К.Е. Petrofsky* Rheological properties of dough made with starch and gluten from several cereal sources / *К.Е. Petrofsky, R.C. Hosenev* Reology Vol. 72, № 1, 1995: — С. 53–58.
3. Utilization of pumpkin powder in bakery products / [*J. Ponjatanta, A. Naulbunrang, S. Kawngdang, T.n Manon, T. Thepjaikat*] Nutraceutical and functional food. Vol.28 (Suppl.1), 2006: - С. 71-79.

4. The use of xylanases from different microbial origin in bread baking and their effect on bread qualities / [O. Al-Widyan, M.H. Khataibeh and Khataibeh and Khaled Abu-Alruz] Journal of Applied Sciences № 8 (4): 2008 ISSN 1812-5654. – С. 672–676.
5. The rheology of bread dough made from four commercial flours / [M. Keentok, M.P. Newberry, P. Gras, F. Bekers, R.I. Tanner] Reol Acta (2002) № 41: – С. 173–179.
6. Large deformation extensional rheology of bread dough / [M.N. Charalambides, L. Wanigasooriya, J.G. Williams, S.M. Goh, S. Chakrabarti] Reol Acta (2006) № 46: - С. 239-248.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАЗВИТИЯ ТЕСТОМЕСИЛЬНЫХ МАШИН НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Антропова Л.М., Мазилин С.Д., Янаков В.П.

Аннотация — статья посвящена анализу вопросов совершенствования тестомесильных машин. Интенсификация процесса замеса теста, в условиях усовершенствования энергетического воздействия и качественных преобразований, способствует сокращению технологического времени создания хлебопекарной продукции. Для решения данной проблемы необходим детальный анализ технологии, оборудования и теории.

IMPORTANCE OF NEW GENERATION DOUGH MIXING MACHINES DEVELOPMENT

L. Antropova, S. Mazilin, V. Yanakov.

Summary

The article analyzes ways to improve dough mixing machines. Dough mixing process intensification under conditions of improved energy influence and quality improvement promotes reduction of technological time spent on creating a final baked product. For the solution of the existing problem we need to do a detailed analysis of technology, equipment and theory.

УДК 621.225

РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИСТРОЇВ

Дмитрієнко О.В., к.т.н.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Тел. (057) 707-61-28

Анотація – в роботі дано обґрунтування вибору метода для багатокритеріальної оптимізації параметрів гідравлічних пристроїв та комп'ютерного математичного пакету для його реалізації.

Ключеві слова – гідравлічний пристрій, комп'ютерні математичні пакети, оптимізація, критерії.

Постановка проблеми. Широке використання в сучасному технологічному обладнанні об'ємних гідроагрегатів обумовлено тим, що вони позитивно впливають на експлуатаційні характеристики останніх. Використання методів математичного моделювання та оптимізації дозволяє скоротити час проектування гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв, отримати характеристики близькі до оптимальних, підвищити показники технічного рівня. Підвищення якості проектування об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв лежить в площині розробки їх більш повних математичних моделей, застосуванні системного підходу та використанні сучасних засобів і методів оптимізації параметрів. Слід зазначити, що в процесі функціонування об'ємних гідроагрегатів в них відбуваються складні гідромеханічні процеси, обумовлені спрацюванням виконавчих механізмів, зміною навантаження, взаємодією робочої рідини з рухомими елементами виконавчих механізмів та запірно-регулюючими елементами гідроапаратів і її течією в каналах з місцевими опорами та щілинах, а також наявністю витоків та перетікань. Крім того, в виконавчих механізмах та гідравлічних пристроях, внаслідок їх спрацювання та стисливості робочої рідини, мають місце коливання тиску, витрати та окремих елементів, які необхідно враховувати при їх проектуванні.

Зазвичай, гідравлічні пристрої збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, запірно-регулюючих елементів,

каналів, порожнин, опорів, пружин. Передача енергії в них здійснюється двофазною стисливою рідиною, а гідромеханічні процеси мають нестационарний характер. Їх декомпозиція на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях. Відмітимо, що математичний опис робочих процесів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки і теорії автоматичного керування.

Аналіз останніх досліджень. Сучасні об'ємні гідроагрегати та гідравлічні пристрої є достатньо складними, при проектуванні яких необхідно виконати низку суперечливих вимог, тобто розв'язати багатокритеріальну задачу

$$\Phi(X) = [\Phi_1(X), \dots, \Phi_n(X)] \rightarrow \max, X \in D$$

$$D: h_j(X) \geq 0, (j = 1, \dots, m), \quad (1)$$

де X – шукане рішення (вектор шуканих параметрів гідроагрегатів чи гідравлічних пристроїв); $\Phi_i(X) (i = 1, \dots, k)$ – критерії якості розв'язків (рішень) X ; $h_j(X) (j = 1, \dots, m)$ – обмеження, які установлюють допустиму область D можливих змін рішень X .

Розв'язання $X_{i \max} = \operatorname{arg} \max_{X \in G} \Phi(X)$ є локальним оптимумом за i -м критерієм, без урахування інших. Розв'язання $X^0 \in G$ є ефективним (Парето-оптимальним [1]), якщо не існує розв'язання $X \in G$, для якого $\Phi_i(X) \geq \Phi_i(X^0)$, $i = 1, \dots, m$ та жоден критерій не кращий ніж при $X = X^0$. Сукупність всіх можливих ефективних розв'язань утворює множину Парето (область компромісів) P , яка є формальним розв'язком (1) [2], та визначається тільки вихідними даними гідроагрегата чи гідравлічного пристрою.

Розгляд методів багатокритеріальної оптимізації зроблено у роботах [1–6, 8] та інших. Так, у статті [3] розглянуті задачі лінійного програмування з багатьма критеріями якості. В ній обговорюються способи зменшення кількості діалогів “дослідник-особа, яка приймає рішення”. Однак, у статті [3] не враховується, що особа, яка приймає рішення, може, в міру знайомства з областю допустимих розв'язань, дати нову інформацію, як про вагу критеріїв, якщо вони не були відомі раніше, так і про їх уточнені значення.

У статті [2] розглянуто метод оптимізації, в основі якого лежить діалог особи, яка приймає рішення, та ЕОМ. При адаптивному підході, розв'язання задачі оптимізації базується на послідовному уточненні кращого розв'язку X^{01} (на думку особи, яка приймає рішення) шляхом переходу від однієї альтернативи $X_L^0 \in D$ до

наступної $X_{L+1}^0 \in D$, з урахуванням інформації I_L від особи, яка приймає рішення. В цьому процесі відбуваються паралельно два види адаптації, ЕОМ до розв'язків, яким особа, яка приймає рішення, віддає перевагу, та особи, яка приймає рішення до задачі, що розв'язується. Одним із недоліків цього методу, який обмежує область його використання, є можливість виникнення, в процесі діалогу особи, яка приймає рішення, та ЕОМ, складних питань.

Порівняльний аналіз великої кількості методів оптимізації, які містять діалогові процедури особи, яка приймає рішення, та ЕОМ, наведено в статті [4]. Цей аналіз дозволяє в залежності від складності задачі, що розв'язується, провести вибір найбільш ефективного методу оптимізації, використовуючи наступні критерії: зручність використання діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ; легкість опанування логікою методу; довіра особи, яка приймає рішення, до кінцевого розв'язку, як найкращого; швидкість сходження процесу (кількість необхідних ітерацій); час розрахунку; корисність для особи, яка приймає рішення, інформації, яка отримана в процесі розв'язання задачі.

Розглянуті у статті [4] методи оптимізації базуються на використанні чотирьох основних процедур організації діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ, які використовують повідомлення особи, яка приймає рішення, про значення ваги критеріїв. Ці процедури названі в статті [4] параметричними методами. Вони найбільш прості з адаптивних діалогових (між особою, яка приймає рішення та ЕОМ) методів багатокритеріальної оптимізації. Однак, при нелінійних функціях критеріїв у особи, яка приймає рішення, виникають труднощі в визначенні ваги критеріїв, що дещо знижує цінність цих методів.

Процедури, які використовують повідомлення особи, яка приймає рішення, про порівняння важливості критеріїв, застосовуються в адаптивних сіткових методах [5], котрі знайшли широке застосування в розв'язанні задач багатокритеріальної оптимізації гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв, наприклад, у статтях [6, 7], а також процедур, з використанням комбінованих форм подання додаткової інформації.

У статті [8] усі задачі багатокритеріальної оптимізації поділені на три класи. При розв'язанні задач першого класу, на кожному кроці діалогу, особа, яка приймає рішення, повідомляє порівняльні значення критеріїв, указує свої вагові уявлення про важливість критеріїв. При цьому, шукають розв'язання, при якому функціонал, отриманий агрегуванням багатьох критеріїв в один, мінімізується. Адаптивність процедури полягає в швидкому отриманні розв'язку на попередніх кроках діалогу. Як відзначено у роботі [5], процедури

цього класу задач найбільш прості. Однак, при нелінійних функціях критеріїв у особи, яка приймає рішення, виникають труднощі при визначенні та коректуванні ваги критеріїв. Крім цього, одним із суттєвих недоліків розв'язання задач даного класу є припущення, що якість розв'язання можна оцінювати одним критерієм [9].

При розв'язанні задач другого класу, особа, яка приймає рішення, установлює деякі рівні критеріїв. Наприклад, якщо значення цільових

критеріїв $\gamma_i (i=1, \dots, K)$, розв'язується задача [4]

$$\sum_{i=1}^K [\gamma_i - \Phi(X)]^2 \rightarrow \min, \quad X \in D, \quad (2)$$

Особа, яка приймає рішення, змінюючи значення мети, здійснює цілеспрямований пошук найкращого розв'язку, одночасно отримуючи інформацію про значення локально-оптимальних розв'язань. Замість (2) можуть бути використані і інші алгоритми [8]. При цьому, всі вони передбачають діалог особи, яка приймає рішення, з ЕОМ, в ході якого особа, яка приймає рішення, може уточнити алгоритм додавши обмеження, здійснити їх коректування або перевести критерії в обмеження з одночасним уточненням їх граничних значень. До цього класу належить і метод послідовних поступок [5].

Третій клас задач становить комбінація задач першого та другого класу.

Сьогодні для дослідження робочих процесів сучасних об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв широке застосування знайшли комп'ютерні математичні пакети (КМП) [10]. А саме Derive, Mathcad, Maple, Mathematica, MATLAB. Головною перевагою КМП, наприклад Mathcad, є математична прозорість розрахунків та легкість створення об'єктів, які здійснюють математичні розрахунки, навіть достатньо складні. В Mathcad для моделювання робочих процесів та оптимізації використовуються градієнтні методи. КМП Mathcad містить вбудований блок "Оптимізація". Однак, оптимізація в ньому здійснюється у загальному виді та однією математичною залежністю, тобто для її проведення потрібний значний перебір чисельних даних. Це потребує великої кількості розрахунків чи розробку та використання спеціальних програм.

В VisSim оптимізація реалізується особливою побудовою моделі, в яку включають спеціальні блоки для багаторазового моделювання зі змінними параметрами [11]. Зміна параметрів проводиться ітераційно до отримання мінімуму деякої цільової функції системи. Задачею користувача є підготування моделей таким чином, щоб цільова функція забезпечувала достатньо добре виражений мінімум. Зауважимо, що при використанні КМП VisSim

при моделюванні робочих процесів в об'ємних гідроагрегатах та гідравлічних пристроях які, зазвичай, описуються звичайними диференційними рівняннями, необхідно на попередніх етапах задаватися постійною диференціювання, властивий вибір якої потрєбує високої кваліфікації дослідника.

VisSim містить декілька блоків "Оптимізація", які використовують різні методи оптимізації [11]:

Powell - безградієнтний метод Поувелла, в якому обчислення похідних виконуються за спрощеними різницевиими формулами, що забезпечує підвищену швидкість оптимізації;

Polak - Raviere - градієнтний метод Полака-Райбера, оптимізований під пошук мінімуму функцій, близьких до квадратичних залежностей поблизу точки мінімуму;

Fletcher Reeves - градієнтний метод Флетчера-Рівеса, що має кращу збіжність, чим метод Полака-Райбера, але декілька меншу швидкість пошуку;

User Method - оптимізація методом користувача.

Нерідко вбудованим в VisSim оптимізаторам вдається знайти глобальний мінімум цільової функції. Але, в загальному випадку багатокритеріальних цільових функцій глобального мінімуму оптимізаторам знайти не вдається. Тобто рішення може зійтисся до знаходження локального мінімуму. Проте зміною параметрів оптимізації можна знайти наявні мінімуми (якщо їх не надто багато) і потім визначити, який же з них є глобальним.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дуже складно здійснити вибір методу для проведення багатокритеріальної оптимізації параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв.

Мета роботи. Вибір методу для проведення багатокритеріальної оптимізації параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв та вибір КМП для його реалізації.

Метод оптимізації параметрів гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв та КМП для його реалізації. На основі проведеного аналізу методів для багатокритеріальної оптимізації параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв нами був обраний метод дослідження простору параметрів. Він відноситься до другого класу адаптивних методів. Характерною особливістю цього методу є систематичний переглядання багатомірних областей, у яких в якості пробних точок використовуються точки рівномірно розподілених послідовностей (ЛП_τ – послідовностей), і який не вимагає від особи, що приймає рішення ранжування критеріїв, призначення вагових коефіцієнтів. Цей метод дозволяє здійснювати кореляційний аналіз взаємозв'язків між критеріями, а також між критеріями і варійованими

параметрами, забезпечує простий аналіз результатів розрахунків та використання моделей різних типів.

Особливістю використання методу дослідження простору параметрів при багатокритеріальній оптимізації параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв є те, що спочатку треба провести оптимізацію параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв з метою визначення діапазону змін їх параметрів та визначення границь критеріальних обмежень (отримати таблицю досліджень, яка містить частину пробних точок). Для зменшення трудомісткості процесу оптимізації, по можливості, критерії необхідно представляти звичайними рівняннями.

Цей метод був реалізований за допомогою КМП Mathcad. В КМП нами були розроблені програмні модулі оптимізації, які використані при оптимізації параметрів гідроапаратів з гідравлічною осциляцією [12], гасителя пульсацій тиску [13], гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів [14] та можуть бути використані при оптимізації будь-яких гідравлічних пристроїв.

Висновки. На підставі проведеного порівняльного аналізу методів багатокритеріальної оптимізації для оптимізації параметрів об'ємних гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв, нами обрано метод дослідження простору параметрів.

Найбільш ефективним для реалізації даного методу серед КМП став Mathcad. В ньому нами розроблені програмні модулі оптимізації, використання яких дозволяє скоротити час розробки програм оптимізації гідравлічних пристроїв.

Література

1. *Воронин А.Н.* Многокритериальная оптимизация динамических систем // Кибирнетика. – 1980. – №4. – С. 56 – 68.
2. *Ларичев О.И.* Человеко-машинные процедуры принятия решений. Обзор // Автоматика и телемеханика. – 1971. – № 12. – С. 130 – 142.
3. *Бенайюн Р., Ларичев О.И., Ж. де Монговье, Ж. Терни* Линейное программирование. Метод ограничений // Автоматика и телемеханика. – 1971 – № 8. – С. 108 – 115.
4. *Растрингин А.Л., Эйдук Я.Ю.* Адаптивные методы многокритериальной оптимизации // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 1. – С. 5 – 26.
5. *Лурье З.Я.* Многокритериальное проектирование радиально-поршневого гидромотора многократного действия // Привод и управление. – 2001. – № 1. – С. 22 – 26.
6. *Горбатюк Н.В.* Многокритериальное проектирование гидрообъемно-механической передачи / Н.В. Горбатюк // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 2 (4). – С. 43 – 47.

7. *Оптнер С.М.* Системный анализ для решения деловых и промышленных проблем / С.М. Оптнер. – М.: Советское радио, 1963. – 256 с.
8. *Кириянов Д.В.* Самоучитель Mathcad 13. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 528 с.
9. *Дьяконов В.П.* VisSim+Mathcad+MATLAB. Визуальное математическое моделирование. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 384 с.
10. *Андренко П.М.* Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроапаратів з осциляцією // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 4 (22). С. 93 – 97.
11. *Андренко П.М.* Оптимізація гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПИ”, 2007. – № 17. – Тем. вип.: Технології в машинобудуванні. – С. 34 – 40.
12. *Андренко П.М.* Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроагрегату верстату для намотування обмоток електродвигунів // Вестник Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2010. – № 4. – Тем. вип.: Нові рішення в сучасних технологіях. – С. 53 – 60.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Дмитриенко О.В.

Аннотация – в работе приведено обоснование выбора метода для многокритериальной оптимизации параметров гидравлических устройств и компьютерного математического пакета для его реализации.

SOLUTION PROBLEM OF OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF HYDRAULIC DEVICE

O. Dmitrienko

Summary

The ground of choice of method is in-process given for multicriterion optimization of parameters of hydraulic devices and computer mathematical package for his realization.

УДК.631.355

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКЛІМАТУ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ПТАХІВ

Болтянський О.В., к.т.н.,

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (0619) 42-04-42, 42-05-70

Анотація – у статті представлено результати аналізу впливу різних параметрів мікроклімату на продуктивність птахів.

Ключові слова – параметри мікроклімату, температурні показники, вологість, хімічний склад, швидкість руху повітря, освітленість.

Постановка проблеми. Сучасні птахокомплекси сьогодні більш схожі на інтенсивно працюючі промислові підприємства. Вони оснащені складними технологічними системами підготовки і роздавання кормів, автоматичної вентиляції і контролю клімату. На невеликих площах знаходяться тисячі тварин [1,2].

Оптимальний мікроклімат в тваринницьких і птахівницьких приміщеннях сприяє повнішій реалізації генетичного потенціалу тварин і птахів, профілактиці захворювань, підвищенню природної резистентності, а також подовженню термінів служби споруд і встановленого в них устаткування [3]. Забезпечення оптимального мікроклімату в приміщеннях досягається за рахунок дотримання науково обґрунтованих значень параметрів середовища, що формують його, (температура, вологість, швидкість руху повітря і ін.), які узагальнені для кожного виду тварин у відповідних нормах технологічного проектування тваринницьких і птахівницьких підприємств [4].

Аналіз останніх досліджень. Створення і підтримання мікроклімату в тваринницьких приміщеннях пов'язані з вирішенням комплексу інженерно-технічних завдань і разом з повноцінною годівлею є визначальним чинником в забезпеченні здоров'я тварин, їх відтворюючої здатності і отриманні від них максимальної кількості продукції високої якості. Сучасні технології утримання тварин висувають високі вимоги до мікроклімату в тваринницьких приміщеннях. На думку учених, фахівців тваринництва і технологів,

продуктивність тварин на 50...60% визначається кормами, на 15...20% – утриманням та обслуговуванням і на 10...30% – мікрокліматом в тваринницькому приміщенні. Відхилення параметрів мікроклімату від встановлених меж приводить до скорочення удоїв молока на 10...20%, приросту живої маси – на 20...33%, збільшенню відходу молодняка до 5...40%, зменшенню яйценоскості курей – на 30...35%, витраті додаткової кількості кормів, скороченню терміну служби устаткування, машин і самих будівель, зниженню стійкості тварин до захворювань. Щорічно з приміщень тваринницьких ферм галузі потрібно видалити 166 млрд. м³ водяної пари, 39 млрд. м³ вуглекислого газу, 1,8 млрд. м аміаку, 700 тис. м³ сірководню, 82 тис. т пилу, патогенну мікрофлору.

Формулювання цілей статті. Визначити залежність продуктивності птахів від параметрів мікроклімату.

Основна частина. Найважливішими параметрами мікроклімату є: температурні показники, вологість, хімічний склад, швидкість руху повітря і освітленість. Температурні показники повітря проявляють особливо значну дію на стан організму птаха. У курей, наприклад, висока продуктивність проявляє себе у межах температурних показників від 10 до 22°C.

При нижчих температурах зростає витрата кормів, що здорожчує вироблену продукцію. Із збільшенням температурних показників знижується споживання корму і спостерігається різке порушення загального стану птаха і, як наслідок – зниження продуктивності. Різке збільшення температурних показників, в порівнянні з поступовим зниженням, негативно впливає на яйценоскість, якість яєць і споживання корму.

До зміни температурних показників птах через свої фізіологічні можливості пристосовується протягом 3...4 діб. Для зміни частоти дихання потрібно 8...10 діб. Холодну суху погоду дорослий птах витримує відносно непогано. Холод із значною вологістю особливо шкідливий, тому в даних умовах частішають хвороби і підвищується загибель птаха. Вологість повітря зв'язана з його температурою.

Волога в пташник потрапляє з повітрям, що видихається, від випаровування вологи з підстилки і напувалок. Концентрація вологи залежить від якості ізоляції стін і підлоги пташника, яйценоскістю птаха, складом корму і частотою прибирання приміщення. При збільшеній вологості активізується формування хвороботворної мікрофлори, підвищується небезпека інвазивних хвороб. Недостатня вологість сприяє формуванню пилу, який породжує подразнення слизових оболонок, збільшує випаровування з дихальних шляхів, що сприяє охолодженню організму.

Для природної життєдіяльності сільськогосподарського птаха велике значення має хімічний склад повітря в приміщенні. Серед компонентів газового складу повітря важливе значення мають аміак, вуглекислий газ і сірководень.

Вуглекислий газ виділяється при диханні і в процесах мікробного синтезу. Повітря, що видихається, містить його приблизно 4,2%. Значна концентрація вуглекислого газу негативно впливає на обмін речовин, загальний стан організму, продуктивність і стійкість до хвороб. За наявності відмінної вентиляції концентрація вуглекислоти в повітрі пташника дорівнює 0,07...0,1%.

Аміак виділяється в процесі бактерійного розпаду сечовини, яка міститься в посліді і інших азотовмісних речовинах. Кількість аміаку в повітрі пташника залежить від рівня накопичення його в підстилці, а з цього виходить, від щільності закладення птаха, вологості і температурних показників повітря і підстилки. Птах, що піддався в ранньому віці впливу аміаку, ніколи не доходить до рівня продуктивності своїх одноліток, що містяться в задовільних умовах повітряного середовища. Максимально допустимими для молодняка курей вважають концентрація аміаку до 0,01 мг/л.

Сірководень формується безперервно і поступає в повітря пташника внаслідок розпаду посліду, підстилки, залишків корму. В порівнянні з іншими газами він має найбільшу токсичність і породжує летальний результат внаслідок розпаду процесу дихання. Надмірна його концентрація породжує у птаха блювоту, подразнення шкіряних покривів, молодняк курей мало пересувається і відстає в зростанні. Концентрація сірководню в пташнику не повинна перевищувати 0,01 мг/л.

Пил складається з крупниць висохлого посліду, підстилкового матеріалу, кормів, пера, пуха, лупи. Кількість пилу підвищується при підвищенні температурних показників. Пил є провідником хвороботворної мікрофлори, внаслідок чого шкідливо впливає вплив на організм птаха. Проникнення пилу в дихальні шляхи породжує механічні або хімічні пошкодження слизистих оболонок, що веде до пониження стійкості організму птаха до збудників захворювань. Максимально допустима концентрація нетоксичного пилу в приміщенні – 10 мг/м³, а середньодобова в атмосферному повітрі – 0,15 мг/м³.

Швидкість руху повітря також значно впливає на стан здоров'я птаха. Підвищення швидкості переміщення повітря – головний з прийомів пониження температурних показників в приміщенні. Це особливо має важливе значення в спекотні дні, коли яйценоскість птаха знижується. З підвищенням швидкості руху повітря зростає

віддача тепла організмом, змінюється щільність дихання, а також кількість повітря, що видихається, і вологи.

Вентиляція є одним із значущих чинників підтримання мікроклімату. У пташнику повинні бути влаштовані досконалі витяжні труби, а також вікна, що легко відкриваються.

Нижній кінець витяжної труби знаходиться під стелею, а верхній – піднімається над дахом на 1...1,5 метри. Двома внутрішніми, розміщеними на перехрест, перегородками труба розділяється на 4 частини. Отвори для виходу і входу повітря повинні бути вгорі і внизу з боків, згідно кожному відділенню труби. Така труба діє вельми непогано навіть при самому невеликому вітрі. У якому б напрямі вітер не дув, весь час через одні частини труби повітря проникає в приміщення, а через інших (протилежні) – видалається.

Роботі вентиляції допомагає різниця тиску зовнішнього і внутрішнього повітря. Якщо в нижньому кінці труби, де прорізають отвори для повітря, виготовити дверцята, то відкриваючи або закриваючи їх, в більшому або меншому ступені можна регулювати притоку і видалення повітря. До недоліків даної вентиляції можна віднести: бездіяльність її за відсутності вітру і обмін повітря переважно у верхніх шарах, тоді як нижні шари, які більш насичені вуглекислотою, слабо освіжаються чистим повітрям.

Освітленість в птахівницьких приміщеннях. Різниця в тривалості світлового дня в зимовий період і в літній період досягає 7...8 годин на добу. У літній період травлення у птаха функціонує практично цілодобово: корм перетравлюється до світанку і вранці знов поступає додаткова порція.

За зимовий короткий день птах не встигає з'їсти достатню кількість корму, який до півночі перетравлюється, і до світанку він сидить з порожнім зобом. Тому в зимовий час необхідне додаткове освітлення. У практиці птахівництва додаткове освітлення практикується давно. Штучне освітлення в короткі дні осінньо-зимової пори року треба розподіляти таким чином. У пташнику, де містять дорослого птаха відмінної угодваності, штучне освітлення вмикають о 6 годині ранку і вимикають з виникненням денного світла. Вечірньої пори світло вмикають з приходом сутінків і вимикають о 19...20 годині. Загальну тривалість світлового дня підтримують 13...14 годин.

Особливу увагу треба звертати на те, щоб встановлений світловий режим дотримувався точно, без будь-яких відхилень, оскільки це може спровокувати пониження продуктивності. При додатковому освітленні птаха забезпечують повноцінними кормами і чистою водою.

При застосуванні штучного освітлення лампочки поміщають на висоті від 1,7...2 метри від підлоги на однаковій відстані одна від іншої, з таким розрахунком, щоб всі годівниці і напувалки були освітлені однаково. Освітлювати або затемнювати пташник необхідне повільно. Для даної мети встановлюють додаткову лампочку невеликої потужності. Вранці спочатку вмикають її і через хвилину – решту всього освітлення, у вечірній час – діють навпаки. Час настання репродуктивної зрілості у курей, крім генетичних умов, пов'язано з світловим режимом в етапі вирощування: чим довший термін освітлення, тим швидше настає статева зрілість.

Висновок. Оскільки в природі присутня природна рівновага, за поліпшення продуктивності заплачено свою ціну. Селекційні роботи підвищили виробничі показники багатоплідності, але, одночасно, значно знизили стійкість тварин до зовнішніх несприятливих чинників. Ідеально підібрані температурні параметри повітря і постійно дотримувані норми обміну повітря, оптимальний клімат повинен компенсувати ці несприятливі зміни біологічних якостей тварин.

Література

1. Кириленко Н. Хороший микроклимат - высокая продуктивность // Сельский механизатор. – 2004. – № 5. – С. 37
2. Мурусидзе Д.Н., Филонов Р.Ф. Электромеханизация создания микроклимата в животноводческих помещениях. – Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2003. – № 10. – С. 12–15.
3. Амерханов Р.А., Гарькавый К.А., Шевчук И.В. Решение задачи воздухообмена в животноводческом помещении: Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Тр. 3-й Международной научно-технической конференции (14-15 мая 2003 г., Москва, ГНУ ВИЭСХ). – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2003. – С. 380–385.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРЫ МИКРОКЛИМАТА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПТИЦ

Болтынский О.В., Болтынская Н.И.

Аннотация – в статье представлены результаты анализа влияния различных параметров микроклимата на продуктивность птиц.

INFLUENCE OF PARAMETERS OF MICROCLIMATE ON PRODUCTIVITY OF BIRDS

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

Summary

In the article the results of analysis of influence of different parameters of microclimate are presented on the productivity of birds.

УДК 621.56.59.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВС

Холод И.М., инж.,

Холод А.П. инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена проблемам анализа теплового баланса ДВС.

Ключевые слова – тепловой баланс ,дизельный двигатель, бензиновый двигатель, система охлаждения, ДВС.

Постановка проблемы - Уменьшение потерь тепловой энергии в систему охлаждения ДВС позволит повысить КПД двигателя.

Анализ последних исследований – Используемые в настоящее время материалы в двигателестроении не позволяют поднять температуру в камере сгорания двигателя. В Японии и Германии ведутся работы по применению керамики в двигателестроении.

Цель. Повысить топливную экономичность двигателя при работе ДВС и приведет ли это к снижению потерь теплоты.

Основная часть. Большее количество тепловой энергии отводится от двигателя в систему охлаждения и уносится с отработавшими газами. Отвод теплоты в систему охлаждения необходим для того, чтобы воспрепятствовать пригоранию поршневых колец, обгоранию седел клапанов, задиру и заклиниванию поршня, растрескиванию головок цилиндров, возникновению детонации и т.д. Для отвода теплоты в атмосферу часть эффективной мощности двигателя расходуется на привод вентилятора и водяного насоса. При воздушном охлаждении мощность, расходуемая на привод вентилятора, выше из-за необходимости преодоления большого аэродинамического сопротивления, создаваемого обтечением головок и цилиндров[1].

Г. Рикардо уделял большое внимание сколько теплоты необходимо отводить в систему охлаждения двигателя и каким способом можно уменьшить это количество уже на начальном этапе развития двигателестроения. На экспериментальном одноцилиндровом двигателе с отдельными системами охлаждения для головки блока цилиндра и для цилиндра проводились опыты по измерению количества теплоты, отводимой в эти системы.

Измерялось также количество теплоты, отводимой охлаждением в течение отдельных фаз рабочего цикла.

Время сгорания очень мало, но за этот период давление газов значительно возрастает, а температура достигает 2300—2500 °С. При сгорании в цилиндре интенсивно протекают процессы перемещения газов, способствующие теплоотдаче в стенки цилиндра. Теплоту, сэкономленную в этой фазе рабочего цикла, можно преобразовать в полезную работу в течение последующего хода расширения. При сгорании около 6 % тепловой энергии, содержащейся в топливе, теряется из-за теплопередачи стенкам камеры сгорания и цилиндра.

В течение хода расширения стенкам цилиндра передается около 7 % тепловой энергии топлива. При расширении поршень перемещается из ВМТ в НМТ и постепенно освобождает все большую поверхность стенок цилиндра. Однако лишь около 20 % теплоты, сэкономленной даже при продолжительном по времени ходе расширения, можно преобразовать в полезную работу.

Около половины теплоты, отводимой в систему охлаждения, приходится на такт выпуска. Отработавшие газы выходят из цилиндра с большой скоростью и имеют высокую температуру. Часть их теплоты отводится в систему охлаждения через выпускной клапан и выпускной канал головки цилиндра. Непосредственно за клапаном поток газов изменяет направление почти на 90°, при этом возникают вихри, что интенсифицирует теплоотдачу в стенки выпускного канала[2].

Таблица 1

Тепловой баланс бензинового двигателя

Составляющие теплового баланса	Доля в балансе %	
Теплота преобразованная в полезную работу		32
Теплота отведенная в систему охлаждения:		
в фазе сгорания	6	
при ходе расширения	7	
при ходе выпуска	15	
Общая	28	28
Теплота, отведенная с отработавшими газами и излучением		40
Итого		100

Отработавшие газы необходимо отводить из головки цилиндра кратчайшим путем, так как переданная ей их теплота заметно нагружает систему охлаждения и для ее отвода в окружающий воздух требуется использование части эффективной мощности двигателя. В период выпуска газов в систему охлаждения отводится около 15 % теплоты, содержащейся в топливе. Тепловой баланс бензинового двигателя приведен в табл.1.

У дизельного двигателя условия отвода теплоты другие. Вследствие более высокой степени сжатия температура газов на выходе из цилиндра гораздо ниже. По этой причине количество теплоты, отведенное во время хода выпуска, меньше и составляет в ряде случаев около 25 % всей теплоты, отданной в систему охлаждения.

Давление и температура газов при сгорании в дизеле выше, чем у бензинового двигателя. Совместно с большими скоростями вращения газов в цилиндре эти факторы способствуют увеличению количества теплоты, передаваемой стенкам камеры сгорания. В процессе сгорания эта величина составляет около 9 %, а при ходе расширения - 6 %. За время хода выпуска в систему охлаждения отводится 9 % энергии, содержащейся в топливе. Тепловой баланс дизеля приведен в табл.2.

Таблица 2

Тепловой баланс дизеля

Составляющие теплового баланса	Доля в балансе %	
Теплота преобразованная в полезную работу		45
Теплота отведенная в систему охлаждения:		
в фазе сгорания	8	
при ходе расширения	6	
при ходе выпуска	9	
Общая	23	23
Теплота, возникающая при трении поршня		2
Теплота, отведенная с отработавшими газами и излучением		30
Итого		100

Теплота, возникающая при трении поршня о стенки цилиндра у бензинового двигателя, составляет около 1,5 %, а у дизеля - около 2 % от ее общего количества. Эта теплота также отводится в систему

охлаждения. Следует учесть, что приведенные примеры представляют результаты измерений, выполненных на исследовательских одноцилиндровых двигателях, и не характеризуют автомобильные двигатели, а служат лишь для демонстрации различий в тепловых балансах бензинового двигателя и дизеля.

Выводы. Снижение потерь теплоты при работе ДВС позволит повысить топливную экономичность двигателя.

Литература

1. Membrana.ru. Люди. Идеи. Технологи [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.membrana.ru.
2. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. Москва - Колос 1987.– 330с.

ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДВЗ

Холод І.М., Холод А.П.

Анотація - робота присвячена проблемам аналізу теплового балансу ДВЗ

ENGINE THERMAL BALANCE VNUTRENNEHO SHORANYYA

I.Kholad, A.Kholad

Summary

Work problems posveschenna analysis of thermal balance

УДК 631.523

ОСОБЕННОСТИ ТРАКТОРА К-9000.

Милаева И.И., инж

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – статья посвящена новой серии тракторов «Кировец». В статье описаны особенности устройства, преимущества трактора К-9000 перед другими энергонасыщенными тракторами .

Ключевые слова – трактор, «Кировец», топливо, токсичность, расход топлива, двигатель, трансмиссия, ходовая часть.

Постановка проблемы. Постоянное обновления модельного ряда тракторов серии «Кировец», осваивают передовые технологии, модернизируется производство мощных тракторов.

Анализ последних исследований. Трактора «Кировцы» в отличие от тракторов малой и средней мощности имеют ряд особенностей как в конструкции отдельных сборочных единиц, так и в принципе компоновки их на тракторе. Характерной особенностью таких тракторов являются их значительная масса и большие габариты, находящиеся на границе, которая определяется правилами дорожного движения. Масса тракторов колеблется в широких пределах (от 12 до 23 т). Для снижения ее вредного влияния на структуру почвы и уплотнения последней при выполнении полевых работ ведущие колеса таких тракторов дополняются сменными колесами (т. е. общее число их удваивается)[1]. Как правило, такие тракторы выполняются двух- или трехосными (сдвоенные колеса большей частью применяются на двухосных тракторах). Кроме того, они имеют увеличенный клиренс, развитые гидросистемы и системы раздачи мощности (энергии); более совершенные системы обеспечения комфортных условий труда (отопление, кондиционирование, наличие термосов, каркасов жесткости, гидроусилителей органов управления, блокировки и др.)[2]. В таких тракторах применены усложненные системы (развитые системы воздухоочистки, охлаждения масла, охлаждения двигателя с применением специальных охлаждающих жидкостей и регулируемых или отключаемых вентиляторов,

увеличенные емкости сметем и др.) и сборочные единицы моторных установок, включая водомаслообменники. В них предусмотрены развитые системы навески и сцепки с различными машинами, платформы для навешивания машин, моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности, газотурбинными двигателями и ряд других устройств [3]

Цель статьи. Ознакомить и проанализировать преимущества и недостатки тракторов типа Кировец.

Основная часть. Новая серия тракторов Кировского завода, включает 5 моделей. В основу машины положена линейка современных силовых агрегатов Mercedes-Benz фирмы Daimler AG, мощностью от 354 до 516 л.с. Получается полноценный ряд колесных тракторов 5 – 8 тягового класса. Класс 9000 среди мировых производителей – класс наиболее мощных колесных тракторов, именно о принадлежности к нему говорит первая цифра в индексе. Три последующие цифры гово это уровень мощности трактора, последняя цифра – номер модели в мощностном ряду. Существенно преобразившаяся гидромеханическая коробка передач будет устанавливаться на тракторы мощностью до 430 л.с. Теперь управлять переключением передач будет еще проще – на смену традиционному рычагу приходит джойстик. На более мощных машинах применяется импортная гидромеханическая коробка передач. Современная кабина обеспечивает оператору безопасность и комфортные условия работы. В стандартной комплектации предлагаются кондиционер, аудиоподготовка и даже видеокамера обзора орудия. В качестве опций можно будет заказать климат-контроль и GPS-навигатор. Гидравлика и навеска новых тракторов обеспечат возможность работы с любыми современными сельскохозяйственными агрегатами. Производительность аксиально-поршневого насоса составляет 190 л/мин, грузоподъемность навесного устройства 10 тонн.

В новом тракторе Кировского завода сохранились лучшие черты его предшественников – такие как простота обслуживания и ремонтпригодность.

Кабина. Рабочее место оператора спроектировано и построено с учетом требований эргономики. Поддрессоренное сиденье водителя снабжено ремнями безопасности и имеет регулировки по высоте, продольному положению, наклону спинки, массе оператора. Рулевая колонка регулируется по углу наклона и высоте. Легкое рулевое управление обеспечено гидроусилителем. Приборы и органы управления современной конструкции облегчают работу оператора и способствуют повышению производительности труда. Расположенная высоко над землей кабина нового КИРОВЦА имеет огромную площадь остекления и большие зеркала заднего вида. Это

обеспечивает отличную обзорность во все стороны, что особенно важно при проведении сельскохозяйственных работ, когда требуется следить не только за направлением движения трактора, но и контролировать работу сельскохозяйственного агрегата. Улучшает обзорность и смещение воздухозаборной и выпускной труб назад относительно плоскости лобового стекла. Для облегчения агрегатирования и работы с сельскохозяйственными машинами и орудиями трактор снабжен видеокамерой обзора. Несмотря на то, что кабина расположена высоко над землей, в нее обеспечен великолепный доступ с обеих сторон трактора – удобные трапы, надежные поручни, широкие двери. Микроклимат на рабочем месте оказывает существенное влияние на производительность труда. Установленная на резиновых подушках герметизированная кабина обеспечивает хорошую шумо- и виброизоляцию. В холодное время года эффективно работает система отопления, способная обеспечить комфортную температуру в кабине даже при температуре окружающего воздуха минус 40С°. В жаркий период уменьшают тепловое воздействие солнца теплопоглощающие тонированные стекла, а система вентиляции и кондиционирования обеспечивает комфортный микроклимат на рабочем месте. Трактор имеет эффективную систему освещения, позволяющую эффективно работать в темное время суток. Безопасность кабины трактора обеспечивается ее цельнометаллической конструкцией со встроенным защитным каркасом. Конструкция кабины соответствует стандартам ISO 3471 и SAE J1040c на ROPS (Roll-Over Protective Structure - защита оператора при опрокидывании) и стандартам ISO 3449 на FOPS (Falling Object Protective Structure – защита оператора от падающих предметов).

Двигатель. На тракторы линейки К-9000 устанавливаются рядные дизельные двигатели Mercedes-Benz: 6-ти цилиндровые OM 457 LA (различной мощности – 354, 401, 428 и 455 л.с.) и 8-цилиндровые OM 502 LA (516 л.с.). Удельные показатели этих дизелей соответствуют уровню аналогов зарубежных тракторов. Литровая мощность этих двигателей составляет от 30 до 38 л.с. на один литр рабочего объема. Удельный расход топлива при номинальной мощности составляет 150 г/л.с. ч. Запас крутящего момента двигателей серии К-9000 составляет от 29 до 41 %. По экологическим показателям все двигатели соответствуют нормам ЕВРО-2.

Конструктивные особенности двигателя.

Турбонаддув. Все двигатели оснащены системой турбонаддува, что позволяет получить высокие эффективные (мощность, крутящий момент) и экономические показатели.

Система очистки воздуха. Для повышения ресурса двигателя применена высокоэффективная система очистки воздуха - сухая, двухступенчатая, комбинированная, с отсосом пыли в выхлопную трубу. Для уменьшения загрязнённости воздухоочистителя тракторы комплектуются удлинённой воздухозаборной трубой.

Система охлаждения. Мощная система охлаждения с автоматическим управлением вентилятором позволяет поддерживать оптимальный тепловой режим двигателя даже в самых тяжелых условиях работы.

Система пуска. Пуск двигателей осуществляется электростартером. Для пуска двигателей при отрицательных температурах эффективная система предпускового подогрева – электрофакельное устройство (ЭФУ).

Топливная система. Двигатели Mercedes-Benz оснащены современной системой подачи топлива с электронным управлением. Ее основные преимущества – более высокое давление впрыска (275 кг/см^2 по сравнению с $185\text{-}210 \text{ кг/см}^2$ отечественной топливной аппаратуры), а также точность дозирования, более широкие возможности управления моментом и продолжительностью впрыска. Это позволяет получить высокие удельные показатели дизеля.

Трансмиссия, ходовая часть, рама, системы управления.

Коробка передач. Для сельскохозяйственного трактора очень важно соблюдение скоростного режима в процессе проведения технологических операций в различных условиях. Если в целом это обеспечивается характеристиками двигателя, то в конкретных условиях работы оптимальный тягово-скоростной режим обеспечивается правильным выбором рабочей передачи.

Коробка передач нового КИРОВЦА - механическая, многоступенчатая, четырехрежимная, с шестернями постоянного зацепления, с механическим приводом переключения режимов и гидравлическим переключением передач без разрыва потока мощности в пределах любого из режимов. Ее рабочий диапазон – 16 передач вперед и 8 назад - обеспечивает большой ряд рабочих скоростей. При этом внутри каждого из четырех режимов (четыре передачи в каждом), переключение передач происходит под нагрузкой без разрыва потока мощности. В функции коробки передач также входит возможность подключения заднего моста и передачи крутящего момента на механизм отбора мощности (МОМ). Эта коробка позволяет осуществлять пуск трактора с буксира и обеспечивает привод насосов управления от колес при буксировке трактора с неисправным двигателем. Переключение передач и режимов осуществляется с помощью джойстиков.

На самые мощные тракторы серии К-9000 установлена импортная гидромеханическая коробка передач. Она обеспечивает 12 передач для движения вперед и 2 назад. Переключение передач (джойстиком) происходит без разрыва потока мощности в пределах всего диапазона.

Мосты. Оба моста трактора одинаковы по конструкции – неповоротные с колесными редукторами планетарного типа. При этом ведущим является передний (подмоторный) мост. Задний мост является подключаемым. Поскольку межосевой дифференциал отсутствует, задний мост следует включать только при работе трактора с сельскохозяйственными орудиями и при движении в тяжёлых дорожных условиях. Подмоторный мост устанавливается на листовых рессорах с гидравлическими амортизаторами, что положительно влияет на управляемость и комфорт.

Рулевое управления. Поворот трактора осуществляется с помощью двух гидроцилиндров за счёт разворота полурам трактора относительно друг друга, вокруг вертикального шарнира. Пропорциональная углу поворота и скорости вращения рулевого колеса подача рабочей жидкости к гидроцилиндрам осуществляется насосом-дозатором и усилителем потока.

Колеса. На обоих мостах установлены одинаковые шины низкого давления. Колеса имеют мощные грунтозацепы с самоочищающимся профилем. На все тракторы могут быть установлены сдвоенные колеса для улучшения его сцепных свойств.

Тормозная система. Рабочие тормоза трактора КИРОВЕЦ К-9000 сухие колодочного типа с отдельным пневматическим приводом на передние и задние колеса установлены в конечных передачах ведущих мостов. Стояночный тормоз с пневмопружинным аккумулятором, совмещенным с пневмокамерами переднего моста. Пневматическая двухконтурная система обеспечивает одновременную работу тормозов трактора и прицепов, ручное управление тормозами прицепов при движении и на стоянке, привод стояночного тормоза, управление пневмосистемой прицепов с одно- и двухпроводным приводом, отбор воздуха для накачки шин, для обдува трактора и др.

Электрооборудование. Система электрооборудования – напряжением 24 В. Источниками электроэнергии служат две аккумуляторные батареи и генератор переменного тока, работающий совместно с регулятором напряжения.

Агрегатирование с сельхозмашинами. Мощный аксиально-поршневой насос с регулированием расхода на выносных линиях создает давление 210 кг/см² при производительности 190 л/мин. Гидробак емкостью 200 литров. Пять пар выносных линий для

гидросистем машин и орудий. В качестве дополнительного оборудования предлагаются электрогидравлическая система позиционного регулирования навесного устройства, а также свободный слив и дренаж в бак от гидромотора прицепного орудия. Всё вместе – это беспрецедентная для трактора гидросистема, превосходящая по своим параметрам гидросистемы многих тракторов. Трехточечное навесное устройство трактора четвертой категории (стандарт ISO) имеет грузоподъемность на оси подвеса 10000 кг.

Вывод. Серия тракторов К-9000 – полноприводные сельскохозяйственные энергонасыщенные тракторы Кировец 6-го поколения, которое унаследовало и развило лучшие черты предыдущих серий – высокая производительность, простота, и надежность конструкции, агрегатирование со всеми орудиями и машинами. При этом по-прежнему минимальные затраты на топливо-смазочные материалы.

Литература

- 1 *Безверхний Л.И.* Тракторы «Кировец» Учебник для подготовки кадров массовых профессий/ *Л.И. Безверхний, А.И. Островский* М.: Агропромиздат, 1986.–339 с.
2. Тракторы «Кировец» К-701, К-700А. В/О «Тракторэкспорт» – 232с.
3. *Скотников В.А.* Тракторы и автомобили / *В.А. Скотников [и др.]*. – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.
4. *Головчук А.Ф.* Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: В 3 кн./ *А.Ф. Головчук, В.Ф. Орлів, О.П. Строков*. - К.: Грамота, 2003. - Кн.1: Трактори. – 336 с.

ОСОБЛИВОСТІ ТРАКТОРА К-9000

Мілаєва І.І.

Анотація - стаття присвячена новій серії тракторів «Кіровець». У статті описані особливості пристрою, переваги трактора К-9000 перед іншими енергонасиченими тракторами.

FEATURES TRACTOR K-9000

I. Milaeva

Summary

Article is dedicated to the new series of tractors "Kirovets." The article describes the features of the device, the benefits to the tractor-9000 over other power tractor.

УДК 621.225.001.4

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГИДРОВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Кувачёв В.П., к.т.н.,

Панченко И.А., аспирант*

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – Работа посвящена анализу конструктивных особенностей гидровращателя планетарного типа трем основным узлам: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей.

Ключевые слова – гидровращатель, планетарное движение вытеснителей, компенсирование планетарного движения, непосредственный распределительный механизм, охватывающий вытеснитель, направляющая, корпус, охватываемый вытеснитель, шестерня, ротор, распределитель, золотник, рабочая жидкость.

Постановка проблемы – Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашины [1,2,3]. Эти гидромашины допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашины, можно объединить по трем основным узлам [1,2,3], определяющим эксплуатационную эффективность этих

гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей.

На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня нужны гидромашинны с очень большими (более 5000Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидровращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

Таким образом, перед нами стоит важная научно-практическая задача – проведение комплексных исследований в области расчета, проектирования и эксплуатации гидровращателей планетарного типа.

Анализ последних исследований – Анализ показал, что все большее применение в гидроприводах вращательного действия мобильной техники на ряду с аксиально-поршневыми и шестеренными гидромашинными, получили сравнительно новые – планетарные и героторные (гидромашинны с циклоидальной формой вытеснителей) [1,2,3]. Эти гидромашинны допускают форсирование по давлению, они быстро- или тихоходны (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей) и обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет обеспечить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения.

Несмотря на то, что планетарные гидромашинны являются гидромашинными с циклоидальной формой вытеснителей они имеют явные отличия по трем основным показателям:

- по виду движения вытеснителей (несмотря на то, что вытеснители в этих гидромашинных выполнены совершенно одинаково из расчета перемещения одних и тех же кривых);
- по способу компенсации планетарного движения (потому что в планетарных гидромашинных необходимо компенсировать планетарное движение одного из вытеснителей).
- по способу распределения рабочей жидкости.

Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромашин [1,2,3] свидетельствует о малоизученности гидровращателей планетарного типа, в которых применяется непосредственное распределение рабочей жидкости. В этой связи необходимо отметить, что вопросы расчета и проектирования непосредственного распределительного механизма

малоисследованны.

Цель. Повышение эксплуатационной эффективности гидровращателей планетарного типа, путем исследование работы его распределительной системы.

Основная часть – На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня нужны гидромашины с очень большими (более $5000\text{Н}\cdot\text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидровращатели планетарного типа (рис. 1), которые представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

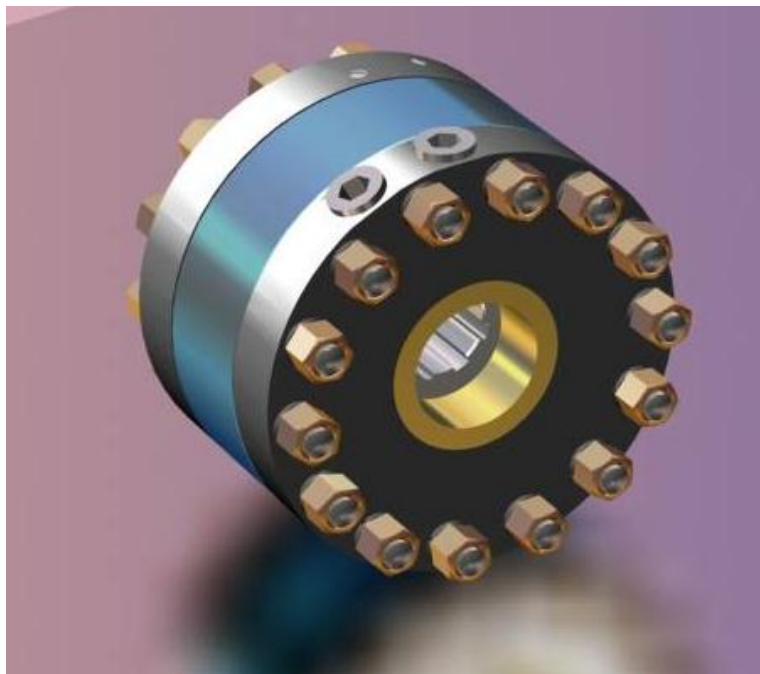


Рис. 1. Гидровращатель планетарного типа

Основными конструктивными отличиями гидровращателя от планетарных гидромоторов является отсутствие выходного вала и эксцентричное движение корпуса (направляющей).

Анализ конструктивных особенностей [2] показывает (рис. 2), что если не считать уплотнительных и соединительных элементов, то гидровращатель состоит из четырех основных деталей – охватывающего вытеснителя 3 (направляющей), установленного эксцентрично внутри направляющей охватываемого вытеснителя 2 (ротора) и двух крышек 4 и 11.

Охватывающий вытеснитель 3 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (ротором) образуют зубчатую пару с внутренним

гипоциклоидальним зацепленням, виконують дві функції: обкатки і герметизації зони слива від зони нагнетання. Профіль зуб'єв шестерні круговий. Между зуб'ями охоплюваного витеснителя 2, який виконує роль розподільця, виконані углублення (окна). Крышка 4, на якій виконані розподільні окна, виконує функцію золотникового пристрою. Крышки 4 і 11 прикріплені до напрямлюючої 3 стяжними болтами 13 з гайками 9. Торцевий зазор между охоплюваним витеснителем 2 і крышками 4, 11 ущільнені резиновими і чугунними кільцями 6.

Основним відмінням гідровращателя від гідромотора є [2] ексцентричне руху напрямлюючої (корпуса). Вращатель не має вихідного вала, і конструктивно виконаний таким чином, що з'єднується з валом активного робочого органу гідрофіцируемой машини при допомозі шлицевого отвору виконаного в охоплюваному витеснителе (роторе).

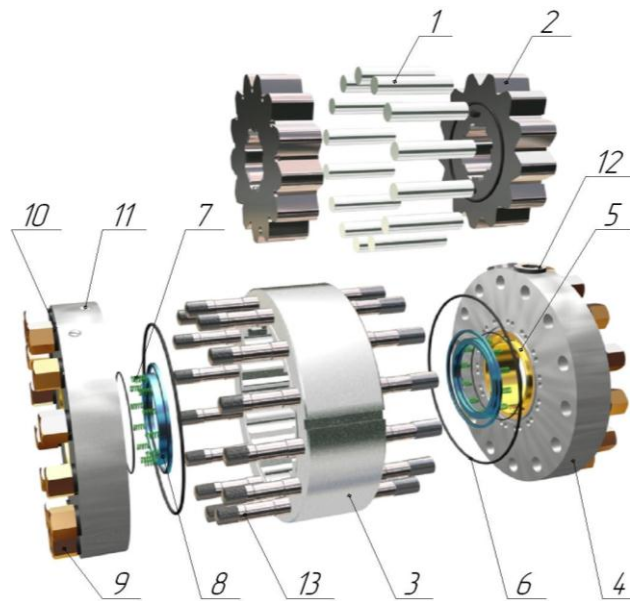


Рис. 2. Гидровращатель планетарного типа:

- 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – напрямлююча; 4, 11 – крышка; 5 – втулка;
 6 – ущільнювальне кільце; 7 – пружини; 8 – втулка; 9 – гайки;
 10 – шайби; 12 – пробки; 13 – стяжні болти

Незважаючи на вказані конструктивні особливості, планетарні гідровращатели знаходять своє застосування при гідрофікації машин різних галузей народного господарства, коли необхідно великий (більше 10000Н·м) крутячий момент і невелика (менше 10 об/хв) частота обертання, а також при специфічних вимогах до конструкції гідрофіцируемой машини,

например в местах, где необходимо перемещение вала машины относительно гидромотора (буровая техника), когда гидровращатель необходимо устанавливать между двух одинаковых расположенных рядом рабочих органов машины (транспортеров разбрасывателя органических удобрений) и т.д.

Планетарное движение этих гидромашин представлено следующим образом [2] (рис. 3): внутри неподвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3.

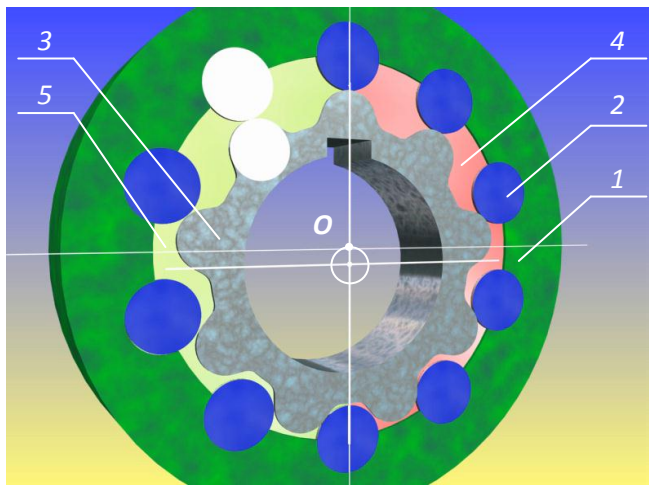


Рис. 3. Планетарное движение вытеснителей:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики;
3 – охватываемый вытеснитель; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

Происходит вращение за счет действия гидравлического поля, которое поджимает подвижный вытеснитель. Здесь красным цветом показана зона нагнетания 4, желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично.

Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению подвижного вытеснителя. За один оборот гидравлического поля подвижный вытеснитель поворачивается на один зуб. Сам подвижный вытеснитель 3 движется параллельно направляющей, по окружности, которую образывает неподвижный вытеснитель 1. Центр подвижного вытеснителя O движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Отсюда и произошло название этих гидромашин – планетарные (или орбитальные).

Компенсирование планетарного движения вытеснителей у гидровращателей происходит с помощью дополнительного внешнего компенсирующего механизма (рис. 4).

Внутри охватывающего вытеснителя 2 (рис. 4) установлен охватываемый вытеснитель 1, на который с одной стороны

равномерно действует давление рабочей жидкости. Под действием этого давления охватываемый вытеснитель 2 катится внутри охватывающего вытеснителя 1. Роль водила в гидровращателе, как и во всех гидромашинах

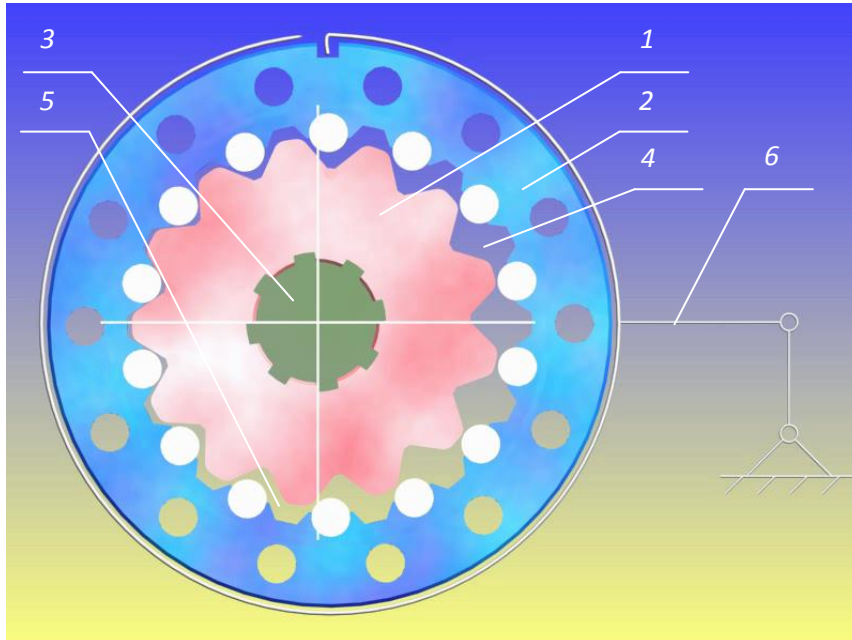


Рис. 4. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего компенсирующего механизма:

- 1 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 2 – охватывающий вытеснитель (направляющая); 3 – вал приводного устройства;
4 – зона нагнетания; 5 – зона слива; 6 – двухзвенный рычаг

планетарного типа, выполняет рабочая жидкость. Гидравлическое поле (зона нагнетания 4 и зона слива 5), создаваемое распределительной системой в рассматриваемой гидромашине, движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя 2, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель 1 обкатывается по неподвижному 2, с той же скоростью, что и гидравлическое поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону. Подвижный вытеснитель 1 соединен с валом 3 (зеленого цвета) активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия, при этом охватывающий вытеснитель 2 (направляющая) совершает плоскопараллельные колебательные движения. Планетарное движение корпуса компенсируется с помощью двухзвенного рычага 6.

В гидровращателях планетарного типа применяется непосредственное распределение рабочей жидкости [3,8] (рис. 5).

Рабочая жидкость (рис. 5) под давлением подается во входное

отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6. Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7, выполненный в правой крышке 1, и от него одновременно – в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3, поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2. Далее жидкость через отверстия 9, выполненные

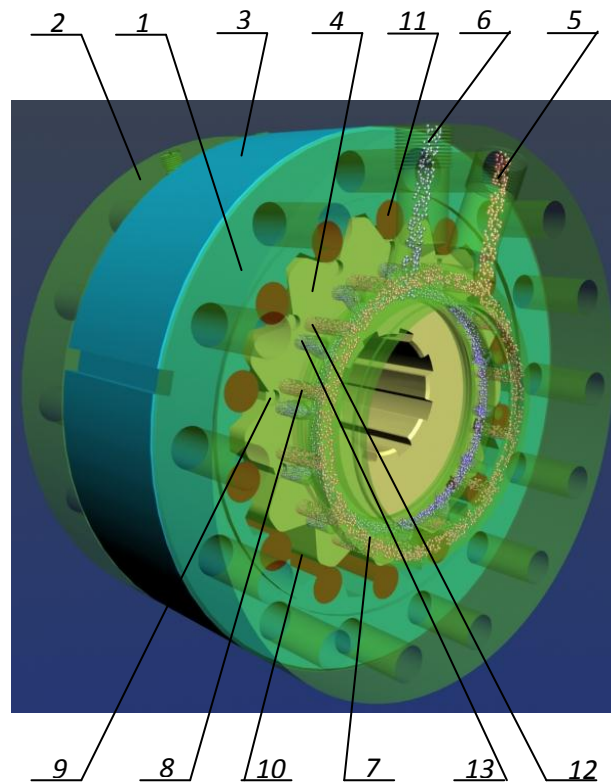


Рис. 5. Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости:

- 1 – правая крышка; 2 – левая крышка; 3 – направляющая;
 4 – шестерня; 5 – входное отверстие; 6 – выходное отверстие;
 7 – кольцевой канал; 8 – аксиальные отверстия;
 9 – распределительные окна; 10 – рабочие камеры; 11 – ролики;
 12 – окна нагнетания; 13 – окна слива

на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя). Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства обуславливает перемещение отверстий 9,

выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

На рис. 6 представлена схема непосредственного распределения рабочей жидкости. На схеме изображена поверхность золотникового устройства, выполненного в крышке 1. Здесь красным цветом показаны окна нагнетания 3, синим – окна слива 4. Если наложить поверхность охватываемого вытеснителя (шестерни) 2, между зубьями которого выполнены углубления 5, и вращать его по часовой стрелке, то гидравлическое поле вращается против часовой стрелки, т.е. гидравлическое поле всегда вращается в сторону противоположную вращению шестерни. При этом шестерня 2 совершает гипоциклоидальное движение, т.е. движется строго по гипоциклоиде.

Для анализа работы распределительной системы (рис. 6) условно считаем [8], что крышка 1 выполняет функцию золотника, а шестерня 2 – функцию распределителя, причем золотник неподвижный, а распределитель совершает плоскопараллельное движения с вращением. На рис. 6 представлено наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит перекрытие распределительных окон в одно из мгновенных положений. Так же рис. 6 можно рассмотреть, как перемещение одного окна распределителя по поверхности золотника, представленной окнами 1...28, поочередно их, перекрывая и совершая гипоциклоидальное движение.

Линия центров OO' условно разделяет распределительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа распределительные окна соединяются с окнами нагнетания золотника, а слева – с окнами слива.

Анализ работы распределительной системы (рис. 6) показывает, что окна распределителя 5', 6', 7' перекрываются с окнами нагнетания 10, 12, 14 золотника, соединяя полость нагнетания с рабочими камерами гидровращателя, при этом в полости слива окна распределителя 10', 11', 12' соединяются с окнами слива 21, 23, 25 золотника, и происходит слив рабочей жидкости. Так же необходимо отметить, что в данный момент окна распределителя 1', 2', 3', 4', расположенные в зоне нагнетания и окна 8', 9', 13', расположенные в зоне слива не участвуют в работе распределительной системы, что ограничивает ее пропускную способность, в отличие от обычной торцевой распределительной системы планетарного гидромотора

[4,5].

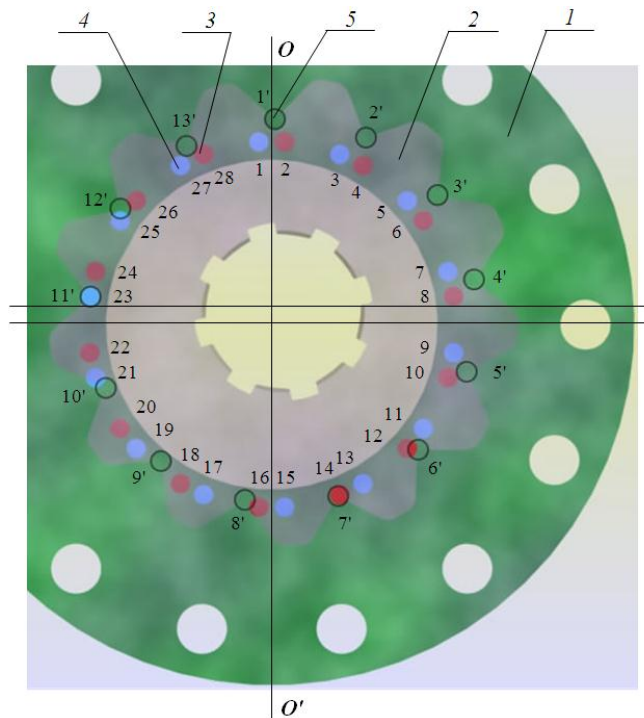


Рис. 6. Схема непосредственного распределения рабочей жидкости:
1 – крышка; 2 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 3 – окна нагнетания; 4 – окна слива; 5 – распределительные окна (углубления)

К недостаткам рассматриваемой распределительной системы непосредственного типа можно отнести ограничение количества рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя, обусловленное тем, что не все распределительные окна участвуют в работе распределительной системы данного типа. Ограничение количества рабочей жидкости (пропускной способности) в свою очередь вызывает уменьшение частоты вращения и мощности гидровращателя. Таким образом, при проведении дальнейших исследований необходимо разработать математическую модель работы распределительной системы непосредственного типа, что позволит провести параметрические исследования данной распределительной системы.

Если влияние конструктивных особенностей торцевой распределительной системы обычной планетарной гидромашины на ее выходные характеристики достаточно изучено и рассмотрено рядом авторов в работах [5-7], а влияние конструктивных особенностей непосредственной распределительной системы планетарных гидромашин на их выходные характеристики малоисследованно, то исследование процессов, протекающих в оапределительной системе непосредственного типа гидровращателя

планетарного типу на сьогоднішній день очень актуально.

Выводы. Проведенный анализ конструктивных особенностей гидровращателей планетарного типа показал, что основным узлом снижающим эффективность их работы является распределительная система непосредственного типа, ограничивающая объем рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя, что в свою очередь вызывает уменьшение частоты вращения и как следствие мощности гидровращателя. Таким образом, при проведении дальнейших исследований необходимо разработать физическую и математическую модели работы распределительной системы непосредственного типа, что позволит оптимизировать распределительную систему вращателя, путем проведения параметрических исследований данной распределительной системы.

Литература

1. *Панченко А.І.* Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов // Промислова гідроліка і пневматика. – 2003. – №1. – С.71–74.

2. *Панченко А.І.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.І. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідроліка і пневматика. – №3(29). – 2010. – С.57–69.

3. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.

4. *Панченко А.І.* Експериментальне обґрунтування величини перекриття розподільних вікон / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2001. – Вип.2. – Т.19. – с.13-17.

5. *Панченко А.І.* Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.10-19.

6. *Панченко А.І.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / А.І. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.72-82.

7. *Панченко А.И.* Параметрические исследования распределительного блока планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Г.И. Иванов, И.И. Милаева* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – с.24-42.

8. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТУ.* – Мелітополь. – 2009. – Вип. 9. – т.5. – с.68-74.

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ І ПРИНЦИП РОБОТИ ГІДРОВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Кувачов В.П., Панченко І.А.

Анотація - робота присвячена аналізу конструктивних особливостей гідровращателя планетарного типу трьом основним вузлам: силовому з'єднанню, зі спеціальним циклоїдним профілем витискувачів; механізму, компенсуючи планетарний рух ротора; розподільному механізму, що створює гідравлічне поле, необхідне для роботи витискувачів.

FEATURES AND OPERATION GIDROVRASCHATELEY PLANETARY

A. Panchenko, A. Voloshina, V. Kuvatsov, I. Panchenko

Summary

The paper analyzes the structural features gidrovrashatelya planetary three major components: power connections, with special cycloidal profile propellants; mechanism that compensates for the planetary motion of the rotor, the distribution mechanism that creates the hydraulic field necessary for propellants.

УДК 631.364.6:633.15

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗЕРНОХРАНИЛИЩА

Верхоланцева В.А., асп.*

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена классификации видов зернохранилищ, учитывая их основные конструктивные особенности. Представлены необходимые требования для зернохранилищ.

Ключевые слова – зерновая масса, зернохранилище, зерносклад, хранение, элеватор, требования.

Постановка проблемы. Хранение зерна и зерновых продуктов требует огромной материально-технической базы и кадров специалистов, владеющих основами знаний в этой области. Зернохранилища являются важными сельскохозяйственными объектами, с помощью которых обеспечивается надёжная защита зерновых культур от воздействия атмосферных осадков, грунтовых и наземных вод, от нашествия птиц и грызунов. К тому же, в зернохранилищах проводятся такие важные операции, как отбор, обеззараживание зерна, просушивание, хранение и многие другие технологические процедуры.

Так, для рентабельного хранения зерна, в зернохранилищах должны быть соблюдены температурные режимы, условия вентиляции, а так же, условия, препятствующие возникновению и распространению болезней зерна. При строительстве зернохранилищ должны учитываться все технологические условия, чтобы не допустить попадания влаги внутри зернохранилища: атмосферных осадков, грунтовых вод. Важное значение имеет вентиляция помещений. Как правило, вентиляция осуществляется через специально предусмотренные вентиляционные окна.

Анализ последних исследований. Любое зернохранилище должно быть достаточно прочным и устойчивым, т.е. выдерживать давление зерновой массы на пол и стены, давление ветра и неблагоприятные воздействия атмосферы. [1]. Оно должно также предохранять зерновую массу от неблагоприятных атмосферных воздействий и грунтовых вод; для этого кровля, окна и двери должны быть устроены

© асп. В.О. Верхоланцева

*Науковий керівник - к.т.н. В.Ф. Ялапчик

так, чтобы исключалась возможность проникновения в зерновую массу атмосферных осадков, а стены и пол изолированы от проникновения через них грунтовых и поверхностных вод. Чрезвычайно важным требованием, предъявляемым к зерноскладам и элеваторам, является надежность защиты в них зерновых масс от грызунов и птиц, а также вредителей из мира насекомых и клещей. Зерносклады должны быть удобными для проведения мероприятий по обеззараживанию составляющих его конструктивных элементов, вместилищ и находящихся в них зерновых масс [3].

Цель работы. Представить классификацию зернохранилищ, та обосновать необходимые требования, предъявляемые для хранения зерновых культур.

Основная часть. Для обеспечения режима хранения, защиты зерна от внешних воздействий, исключения потерь в массе и качестве, должна быть продумана организация хранения зерна в специальных хранилищах. Проекты зернохранилищ разрабатываются исходя из физических свойств зерновых масс. Влажность воздуха в помещениях зернохранилищ необходимо поддерживать на уровне 60-75% в продолжение всего периода хранения. Данные показатели соответствуют равновесной влажности, в целом, для всех зерновых культур. Зерновые хранилища сооружаются с удобством для проведения дезинсекций от насекомых, птиц и различных грызунов. Ведь повышенная влажность является главной опасностью для хранящегося зерна, и оказывает решающее влияние на интенсивность протекающих в зерне физиологических процессов. Необходимые качества зерна при длительном хранении могут быть обеспечены только в правильно устроенных зерноскладах, требования к которым вытекают из описанных свойств зерна. Зерносклады любого типа обычно строят неотопливаемыми, без чердачных перекрытий. В них максимально должны быть устранены причины, вызывающие болезни зерна: они должны быть сухими, чистыми, хорошо вентилироваться, недоступными для грызунов, птиц, насекомых и других вредителей зерна и тщательно защищены от проникания в них атмосферных осадков, поверхностной и грунтовой влаги.

Зернохранилища классифицируют по многим признакам, важнейшими из которых являются:

- период хранения;
- конструкционные особенности (навесы, склады, элеваторы и т.п.);
- виды операций, которые в них проводятся;
- степень механизации, наличие и тип установок для активного вентилирования зерна.

Размеры зернохранилища - ширина, длина, высота стен и треугольной или овальной крыши - определяются в зависимости от местных условий. Обычно ширина складов принимается 15-30м, длина - 40-90м, высота стен, считая от уровня пола, 3,0-3,4м. Общая высота склада от пола до конька крыши составляет 8,3-9,5 м. [2]

Зернохранилища для длительного хранения зерна по конструкционным особенностям делятся на склады, элеваторы и смешанного типа. К первому типу относятся обычные склады, используемые для напольного хранения зерна насыпью, а также дооборудованы специальными перегородками для образования секций с целью раздельного хранения отдельных партий семян. В зависимости от способов хранения зерна зерносклады, сооружаемые в предприятиях с ограничено ответственностью з и хлебоприемных пунктах, подразделяются на следующие типы:

- *закромные*, где зерно хранят в отдельных емкостях — закромах (отсеках);
- *напольные*, где зерно хранят насыпью на горизонтальном или наклонном полу, а семенное зерно — в таре на горизонтальном полу;
- *комбинированные*, в которых зерно хранится насыпью на полу и в отдельных емкостях — бункерах или закромах;
- *бункерные*, в которых зерно хранится в отдельных бункерах.

Зернохранилище (зерносклады) делятся на немеханизированные и механизированные.

В *немеханизированных* зерноскладах все работы с зерном и тарными грузами (загрузка, выгрузка) осуществляются при помощи передвижной механизации.

В целях увеличения вместимости зерноскладов и полной механизации работ в местах с низким уровнем залегания грунтовых вод (ниже 6-8 м от уровня пола) в некоторых складах вместо горизонтального пола устраивали котлован с наклонными полами и заглубленной конвейерной галереей. Однако такие конструкции складов не оправдали себя, так как уровень грунтовых вод нередко изменялся, а гидроизоляция оказывалась ненадежной.

К *механизированным и полумеханизированным* зерноскладам обычно привязаны приемно-очистительные, сушильно-очистительные или отгрузочные башни. Такие поточно-механизированные линии позволяют осуществлять приемку, очистку, сушку, хранение и отпуск зерна, в том числе семян масличных культур. Они способны осуществлять один или несколько оборотов зерна [1].

Зернохранилище бывают: напольные, закранные, силосные.

В *напольных* зернохранилищах (зерноскладах) хранят большие

массы однородного зерна непосредственно на полу. Это одноэтажные здания, чаще всего прямоугольные в плане, в ряде случаев с верхней и нижней галереями, в которых установлены механизмы для загрузки и выгрузки зерна, со скатной или сводчатой кровлей, горизонтальными или наклонными заглубленными и полузаглубленными полами.

В *закромных* (бункерных) зернохранилищах хранят мелкие партии зерна разных культур и сортов. Эти зернохранилища представляют собой напольные склады, разделённые перегородками на отдельные отсеки — *закрома*, или склады с бункерами, которые имеют наклонные или конусные днища.

Силосные зернохранилища — высокие силосы (ёмкости), круглые или прямоугольные в плане, с днищами в виде конусов. Наиболее совершенные из них зерновые *элеваторы*.

Силосные зернохранилища - это железобетонные или кирпичные элеваторы высотой 30 – 50 м. Большинство их имеет специальную башню, в которой размещают необходимое оборудование для потоковой обработки семян. Почти все такие зернохранилища полностью механизированы, а некоторые автоматизированы.

Напольные и закромные (бункерные) зернохранилища со скатной кровлей обычно каркасные. Каркас выполняют из сборного железобетона, дерева или металла, стены — из сборного железобетона, кирпича и др. материалов, кровлю — чаще всего из волнистых асбестоцементных листов. Сводчатые зернохранилище строят из сборного железобетона.

В напольных и закромных зернохранилищах небольшой ёмкости зерно загружают и выгружают передвижными механизмами — транспортёрами, самоподавателями и др. В крупных зернохранилищах применяют стационарные механизмы, обеспечивающие наименьшие затраты труда. Зерно загружают ленточным транспортёром, размещаемым в верхней галерее. Для приёма зерна и подачи его на верхний транспортёр в торце склада сооружают вышку с норями, приёмным ковшом и автомобиле подъёмником. Выгружают зерно транспортёром, размещаемым в нижней подземной галерее. Большая часть зерна попадает на транспортёр самотёком, а остальная подгребаётся передвижными механизмами. В силосных зернохранилищах и напольных с наклонными полами всё зерно разгружается на транспортёры самотёком. Для механизированного приёма зерна, очистки, сушки, подачи в зернохранилище и выгрузки его на хлебоприёмных пунктах и в крупных хозяйствах строят сушильно-очистительные башни (СОБ) с приёмно-отпускными устройствами, размещая их в торцах

зернохранилища. Для хранения больших количеств зерна строят несколько зернохранилищ торцами вплотную один к другому, разделяя их противопожарными стенами. Для лучшего сохранения зерна в зернохранилище, помимо естественной вентиляции через окно и ворота, а также через шахты с задвижками, предусматривают активное вентилирование.

Широко распространены и наиболее известны такие типы зернохранилищ, как зерносклады и элеваторы. Емкость складов изменяется от 100 до 1000 тонн. В малоёмких складах, как правило, отсутствует механизированное оборудование. Новые же склады возводятся по проектам, заранее предусматривающим механизацию работ по загрузке зерна.

В зависимости от проектов зернохранилища бывают бункерного типа и одноэтажными с горизонтальными полами. Бункерные склады изготавливаются из металлических материалов, из расчёта на различные емкости 15 – 50 - 200 тонн, и оборудуются средствами для загрузки и выгрузки зерна. Металлические бункера, служат хорошей защитой зерновой массы от влаги и вредителей.

Выводы. Сейчас особенно значимы средства механизации зернохранилищ, которые сокращают физические затраты. Для того, чтобы что-то долго хранилось и было в полном порядке необходимо тщательно продумать процесс подготовки к хранению.

Литератур

1. *Вобликов Е. М.* Технология элеваторной промышленности./ Е. М. Вобликов, Ростов – на – Дону: " МарТ ",2001. – 192 с.
2. *Воронцов О. С.* Элеваторы, склады и зерноперерабатывающие предприятия, ч. 1/ *О. С. Воронцов* - М., –1961.
3. *Платонов П.Н.* Элеваторы и склады / *П.Н. Платонов, С.П. Пунков, В.Б. Фасман.* – 3 е изд.,перераб.и доп. – М.:Агропромиздат,1987. – 319с.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗЕРНОСХОВИЩА

Верхоланцева В.О.

Анотація – робота присвячена класифікації видів зерносховищ, з огляду на їх основні конструктивні особливості. Представлено необхідні вимоги для зерносховищ.

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF THE GRANARY

V. Vercholantseva

Summary

Work of dedication classification of types of granaries, considering their basic design features. Necessary requirements for granaries are presented.

УДК 621.56.59.

ТЕПЛОТА, ОТВОДИМАЯ В СИСТЕМУ ОХЛАЖДЕНИЯ

Холод И.М., инж.,

Холод А.П. инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.(0619) 42-04-42

Анотация – работа посвящена проблемам анализа потерь теплоты, отводимой ДВС в систему охлаждения и уносимой с отработанными газами.

Ключевые слова – радиатор, оребрение, рабочий цикл, система охлаждения, ДВС.

Постановка проблемы. Увеличивающееся количество выпускаемых промышленностью ДВС ставит проблему уменьшение расхода топлива совершенствованием тепловых процессов в двигателях.

Анализ последних исследований. Ведутся работы по уменьшению потерь тепла в шатунно-поршневой группе, применение синтетических моторных масел, применение более тугоплавких материалов для выпускных клапанов и др.

Основная часть. Системой охлаждения отводится около 33 % тепловой энергии, содержащейся в используемом топливе. Уже на заре развития двигателей внутреннего сгорания начались поиски путей преобразования хотя бы части теплоты, отводимой в систему охлаждения, в эффективную мощность двигателя. В то время широко и достаточно эффективно применялся паровой двигатель с теплоизолированным цилиндром и поэтому, естественно, стремились применить этот метод теплоизоляции и для двигателя внутреннего сгорания. Опыты в этом направлении проводили крупные специалисты, такие, например, как Р. Дизель. Однако в ходе опытов выявились значительные проблемы. В применяемом в двигателях внутреннего сгорания кривошипном механизме давление газов на поршень и сила инерции поступательно-движущихся масс прижимают поршень к стенке цилиндра, что при высокой скорости поршня требует обеспечения хорошего смазывания этой трущейся пары. Температура масла при этом не должна превышать допустимых границ, что ограничивает в свою очередь температуру

стенки цилиндра. Для современных моторных масел температура стенки цилиндра не должна быть выше 220 °С, в то время как температура газов в цилиндре при сгорании и ходе расширения на порядок выше, и цилиндр по этой причине необходимо охлаждать.

Другая проблема связана с поддержанием нормальной температуры выпускного клапана. Прочность стали при высокой температуре падает. При использовании специальных сталей в качестве материала выпускного клапана его максимально допустимая температура может быть доведена до 900 °С.

Температура газов в цилиндре при сгорании достигает 2500-2800 °С. Если бы теплота, передаваемая стенкам камеры сгорания и цилиндра, не отводилась, то их температура превысила бы допустимые значения для материалов, из которых изготовлены эти детали. Теплота, отводимая охлаждением через стенки камеры сгорания, рассчитывается по формуле

$$Q = S \Delta t \alpha \tau,$$

где: S – площадь охлаждаемой поверхности, м^2 ; Δt – перепад температур между стенкой камеры сгорания и газом, °С; α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Дж}/\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град.}$; τ – время, с.

Установить значение α - коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам достаточно сложно, поскольку он в значительной мере зависит от скорости газа около стенки. В камере сгорания определить эту скорость практически невозможно, так как она меняется в течение всего рабочего цикла. Точно так же сложно определить перепад температур между стенкой цилиндра и воздухом. При впуске и в начале сжатия воздух холоднее, чем стенки цилиндра и камеры сгорания, и поэтому теплота передается от стенки воздуху. Начиная с некоторого положения поршня при такте сжатия, температура воздуха становится выше температур стенок, и тепловой поток изменяет направление, т. е. теплота передается от воздуха стенкам цилиндра. Расчет теплопередачи при таких условиях представляет собой задачу большой сложности.

Резкие изменения температуры газов в камере сгорания оказывают влияние и на температуру стенок, которая на поверхности стенок и глубине менее 1,5–2 мм колеблется в течение одного цикла, а глубже – устанавливается на некотором среднем значении. При расчетах теплопередачи именно это среднее значение температуры нужно принимать для наружной поверхности стенки цилиндра, с которой теплота передается охлаждающей жидкости.

Поверхность камеры сгорания включает в себя не только принудительно охлаждаемые детали, но и днище поршня, тарелки клапанов. Теплоотдача в стенки камеры сгорания тормозится слоем нагара, а в стенки цилиндра – масляной пленкой. Головки клапанов

должны быть плоскими, чтобы под воздействием горячих газов находилась минимальная площадь. При открывании впускной клапан охлаждается потоком входящего заряда, тогда как выпускной клапан в процессе работы сильно нагревается отработавшими газами. Стержень этого клапана защищен от воздействия горячих газов длинной направляющей, доходящей почти до его тарелки.

Как уже отмечалось, максимальная температура выпускного клапана ограничена температурной прочностью материала, из которого он изготовлен. Теплота от клапана отводится главным образом через его седло к охлаждаемой головке цилиндра и отчасти через направляющую, которую также необходимо охлаждать. У выпускных клапанов, работающих в тяжелых температурных условиях, стержень делается полым и частично заполняется натрием. Когда клапан нагрет, натрий находится в жидком состоянии, и поскольку он не заполняет всю полость стержня, то при движении клапана интенсивно перемещается в ней, отводя тем самым теплоту от тарелки клапана к его направляющей и далее - в охлаждающую среду.

Вывод. Снижение потерь теплоты отводимой в систему охлаждения при работе ДВС позволит повысить топливную экономичность двигателя.

Литература

1. Membrana.ru. Люди. Идеи. Технологи [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.membrana.ru.
2. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. Москва – Колос, 1987.– 330 с

ТЕПЛОТА, ЩО ВІДВОДИТЬСЯ В СИСТЕМУ ОХОЛОДЖЕННЯ

Холод І.М., Холод А.П.

Анотація - робота присвячена проблемам аналізу втрат теплоти, яка відводиться ДВЗ в систему охолодження і той що виноситься з відпрацьованими газами.

HEAT REJECTION TO THE COOLING SYSTEM

I.Kholad, A.Kholad

Summary

The work is devoted to problems the analysis of heat loss rejected by the internal combustion engine into the cooling system and with exhaust gases.

УДК 621.431:629.5

ПЕРСПЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ У КОНСТРУКЦІЯХ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Думенко К.М., к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (050) 77-66-333;

Бондаренко О.В., к.т.н.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (095) 04-45-768

Анотація – В роботі визначено недоліки роботи зернозбиральних машин, встановлена і підтверджена практична перспективність використання вуглекомпозиційних матеріалів для виготовлення триботехнічних вузлів та інших термонапружених деталей машин різного призначення.

Ключові слова – двигун зернозбиральної машини, вуглекомпозиційні матеріали, термонапруження, триботехнічні вузли.

Постановка проблеми. Новітні технології виробництва композиційних матеріалів і технічної кераміки з унікальними властивостями сприяють все більш широкому їх використанню в екстремальних умовах експлуатації об'єктів. Тенденція застосування термонапружених деталей з композиційних матеріалів у сучасних зернозбиральних машин обумовлена значним поліпшенням деяких характеристик машини, які є неможливими при металевому їх виконанні. До найбільш термостійких неметалевих матеріалів відносяться технічна кераміка на основі карбиду і нітриду кремнію, оксиду цирконію, нітриду гафнію, вуглецева кераміка, вуглець-вуглецеві композиційні матеріали та інші.

Аналіз останніх досліджень. Основне завдання проектування нових зернозбиральних машин полягає в забезпеченні високої економічності, зниження масогабаритних показників, зниження рівня вібрацій, екологічності, високого ресурсу. Це системна задача, вирішення її потребує системного осмислення, використання нових матеріалів як для окремих елементів, так і конструкції двигуна машини в цілому[1].

Одним з недоліків металів є низька термостійкість, що знижує міцність в умовах агресивного середовища, високої температури і циклічності її зміни, тому двигуни у традиційному виконанні обладнані системою примусового охолодження, яка споживає до 25% тепловиділення двигуна. Скасувати систему примусового охолодження двигуна тим самим підвищити температуру циклу і повніше використовувати термодинамічні резерви економічності шляхом простої заміни металевих деталей керамічними без зміни конструкції двигуна є безперспективним, через крихкість кераміки в умовах високочастотних ударних навантажень. Крім того, підвищення температури в циліндрі дизельного двигуна викличе зменшення коефіцієнта наповнення і скорочення періоду затримки самозаймання, що погіршить сумішоутворення при існуючих параметрах паливоподавальної системи[3].

Мета роботи. В роботі визначена перспективність використання вуглекомпозиційних матеріалів для виготовлення триботехнічних вузлів та інших термонапружених деталей роторних машин різного призначення.

Результати досліджень. Максимальне використання позитивних властивостей неметалевих матеріалів — висока термостійкість, низький коефіцієнт термічного розширення, мала щільність, низький коефіцієнт тертя тощо, пов'язане із забезпеченням конструктивних, термодинамічних, експлуатаційних умов — зниження динамічних, механічних, теплових ударних навантажень, зниження обсягу механічної обробки алмазним інструментом, попередження утворення тріщин. Одним з найважливіших аспектів проектування двигуна зернозбиральної машин є розгляд термодинамічних процесів, тобто системний аналіз термодинамічних циклів.

Найбільш зручно аналізувати термодинамічний цикл за допомогою його коефіцієнта корисної дії, аналітичний вираз якого має вигляд

$$\eta = 1 - \frac{\varphi_Z}{\varepsilon_a^{K-1}}, \quad (1)$$

де: ε_a — ступінь адіабатного стиснення;

φ_Z — ступінь максимального тепловиділення циклу;

$$\varphi_Z = \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (2)$$

Z_1, Z_2 — безрозмірні характеристики підведення та відведення теплоти.

Для проведення порівняльного аналізу різних термодинамічних циклів задамо граничні умови, тобто межу можливих змін температури реальних циклів. Для вуглеводневих палив при нинішніх засобах спалювання в повітрі приймемо $T_Z = 2200\text{K}$, $T_A = 300\text{K}$, частка вмісту вуглецю, водню, та кисню відповідно $C = 0,004$, $H = 0,126$ та $O = 0,004$, теплота згоряння палива $H_U = 4 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}$. Програмне забезпечення дозволяє виконати теплові розрахунки індикаторних показників для різних циклів у заданому температурному інтервалі. Порівняльні розрахунки виконані для циклів Карно, Отто (ізохорне підведення та відведення тепла), Дизеля (ізобарне підведення і ізохорне відведення тепла), Сабат (зі змішаним ізохорно-ізобарний підведенням теплоти), Стірлінга, Шмідта, Фількенштейна, Еріксона, Ренкіна (цикл з ізобарним підведенням і відведенням тепла).

Аналіз порівняльних розрахунків показав, що в заданих інтервалах зміни температури і тиску найбільшу питому роботу при найбільшому ККД забезпечує цикл з ізобарний підведенням тепла. Отже, двигун може мати найменші габарити і матеріаломісткість. Крім того, цикл з ізобарним підведенням тепла забезпечує найбільш «м'яку» роботу двигуна, що дозволяє застосовувати деталі з технічної кераміки і композиційних матеріалів.

Швидкість тепловиділення — це частка тепла, що виділилася при згоранні палива від початку горіння до розглянутого моменту, є найважливішим показником якості протікання робочого процесу двигуна (її побудова здійснюється за результатами вимірювання поточного тиску в циліндрі).

Результати розрахунку параметрів ізобарного циклу в зазначеному інтервалі зміни температури і зміни коефіцієнта надлишку λ повітря наведено в таблиці, у якій прийняті позначення: ε_a — ступінь адіабатного стиснення, L — питома робота циклу, φ_Z — ступінь максимального тепловиділення, T_C — максимальна температура при стисненні, $^{\circ}\text{C}$, η_t — коефіцієнт корисної дії.

Аналіз даних таблиці показує, що оптимальним за форсуванням є режим при $\lambda = 1,6$. З підвищенням λ коефіцієнт корисної дії зростає, але досягається це ціною різкого підвищення тиску в кінці стиску, небезпечного для роботи двигуна і нездійсненого в реальному двигуні із-за високої температури в кінці стиску, що створює критичний стан роботи деталей двигуна. Крім того, з підвищенням коефіцієнта надлишку повітря, більше 1,6, питома робота циклу знижується. Ступінь максимального тепловиділення, як і слід було очікувати, практично залишається постійною.

Таблиця 1

Результати розрахунку параметрів ізобарного циклу

λ	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
ε_a	4,9	15,3	26,3	37,5	48,2	58,3	67,4	75,6	83,5	90,6
φ_z	1,0	1,05	10,5	1,03	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0	1,0
T_c	568	893	1109	1279	1414	1525	1617	1693	1761	1820
η_t	0,26	0,58	0,68	0,73	0,77	0,79	0,81	0,81	0,82	0,82

У двигуні зернозбиральної машини традиційної конструкції перспективно використовувати нові неметалеві матеріали для окремих деталей і вузлів з урахуванням специфіки їх функцій і властивостей матеріалів. Наприклад, поршневі кільця, виконані з вуглець-вуглецевого композиційного матеріалу, за своїми функціональними властивостями значно перевершують металеві кільця. Завдяки високій термостійкості, низькому значенню коефіцієнту термічного розширення, що мало залежить від температури, вуглецевий композиційний матеріал ідеально підходить для виготовлення прецизійних пар. Застосовуючи спеціальні антифрикційні наповнювачі для композиційних матеріалів їх можливо використовувати, як матеріал для підшипників ковзання широкого призначення.

Композиційні матеріали перспективні для роторних двигунів, які не отримали застосування в металевому виконанні із-за труднощів забезпечення високої герметичності. Дослідженнями встановлено найбільш оптимальний для роторного двигуна термодинамічний цикл — з ізобарним підведенням і відведенням тепла. Авторами розроблено та апробовано узагальнена модель керованого термодинамічного циклу теплового двигуна, що дозволяє знаходити оптимальні рішення в конкретних випадках, наприклад, для теплового роторного двигуна зовнішнього згоряння (зовнішнього теплопідводу) з виносної камерою. Такий двигун може працювати на природному газі, а також на водні. Особливість двигуна в роторному виконанні — використання деталей і вузлів з композиційних матеріалів.

Висновки. У результаті проведених досліджень встановлена і підтверджена практична перспективність використання вуглекомпозиційних матеріалів для виготовлення триботехнічних вузлів та інших термонапружених деталей роторних машин різного

призначення: насосів, компресорів, розширювальних машин з висувними і поворотними лопатями, двигунів внутрішнього і зовнішнього згорання.

Література

1. *Карпинос Д.М.* Композиционные материалы / Под ред. *Д.М. Карпиноса*. — Киев : Наукова думка, 1985. —125 с.
2. *Геллер Б.Э.* Справочник по композиционным материалам / Перевод с англ. Под ред. *Б.Э.Геллера*. — М. : Машиностроение, 1988.—87 с.
3. *Захаров Ю.В.* Системный подход к созданию судового адиабатного двигателя / *Ю.В. Захаров, Ю.В. Селезнев* // Сб. научн. тр. «Судовое машиностроение». — Николаев, 1986.— 69с.
4. *Костецкий Б.И.* Фундаментальные основы поверхностной прочности материалов при трении / *Б.И. Костецкий* — Киев : — Знание, 1980.— 110с.

ПЕРСПЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В КОНСТРУКЦИЯХ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Думенко К.Н., Бондаренко А.В.

Аннотация – в работе определены недостатки работы зерноуборочных машин, установлена и подтверждена практическая перспективность использования углекомпозиционных материалов для изготовления триботехнических узлов и других термонапряженных деталей машин различного назначения.

PERSPECTIVES COMPOSITE MATERIALS IN CONSTRUCTION INTERNAL CUTTING MACHINES

K. Dumenko, O. Bondarenko

Summary

In the paper the disadvantages of internal cutting machines, installed and validated practical perspectives composite carbon materials for manufacturing units and other thermally stressed machine parts for different purposes.

УДК 631.355.06

АНАЛІЗ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ОСНОВНИХ ОПЕРАЦІЙ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Завірюха М.В., інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (067) 89–87–832

Анотація – в роботі проведено аналіз енергоємності основних робочих органів кукурудзозбирального агрегату, а також визначені шляхи для зменшення питомої витрати енергії — кількості виконаної роботи на одиницю затраченої енергії.

Ключові слова – енергозбереження, збирання кукурудзи, різання та подрібнення стебел.

Постановка проблеми. Сутність енергозбереження, як процесу покращення конструкції машини, оптимізації параметрів і режимів їх роботи, полягає в підвищенні ефективності використання енергії тобто не в зниженні абсолютних показників затрат енергії, а в рості кількості виконаної роботи (обробленого технологічного матеріалу) на одиницю затраченої енергії.

Зі збільшенням подачі питома енергоємність на одиницю зібраної маси знижується, отже є доцільним пошук резервів потужності для підвищення продуктивності кукурудзозбиральних комбайнів за рахунок зниження енергоємності окремих робочих органів і збільшення подачі зібраної маси в межах їх технологічних можливостей.

На сьогоднішній день кукурудзозбиральна техніка на Україні представлена майже всіма світовими виробниками: Fantini (Італія), Geringhoff (Німеччина), Kemper (Німеччина), John Deere (США), Claas (Німеччина), Olimac (Італія), Mainero (Аргентина), Ростсільмаш (Росія) тощо [4]. В даних збиральних агрегатах один механізм виконує декілька суміщених операцій, так наприклад протягувальні вальці виконують функцію протягування стебел та зминання листостеблової маси.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розвиток і конструювання нової кукурудзозбиральної техніки повинно ґрунтуватись на розширенні функціональних можливостей робочих органів збиральних машин. Так у технічному рішенні за патентом

СРСР№127097 запропоновано за качановідокремлювальним апаратом встановити бітерний подрібнювальний апарат, що поєднує функцію протягування стебел та їх одночасне подрібнення. У цьому пристрої ножі одного протягувального вальця входять у западини іншого і перерізають стебла, протягуючи їх. Розроблялись кукурудзозбиральні машини, які крім качановідокремлювальних апаратів із стриперними пластинами додатково забезпечуються горизонтально встановленими дисковими апаратами, які розташовані над протягувальними вальцями, що подрібнюють стебла[3].

Переваги даних схем відділення качанів з одночасним плющенням і зминанням стебла кукурудзи полягають в тому, що при плющення і зминанні стебло втрачає міцність зовнішньої оболонки, на руйнування якої витрачається переважна частина роботи при подрібненні. При цьому процес подрібнення стає менш енергоємним.

До недоліків слід віднести підвищення енергоємності процесу качановідокремлення, яке пропорційно середньому діаметру стебла кукурудзи. При попаданні чотирьох і більше стебел в робочу поверхню качановідокремлювальних вальців можливо їх заклинювання. Як показують дослідження, форма вальців створює менший вплив на процес деформації і протягування стебел, ніж висота рифів і зазор між вальцями[1].

Мета статті. В роботі проведено аналіз енергоємності основних робочих органів кукурудзозбиральних агрегатів, а також розглянуто шляхи для зниження питомої витрати енергії — кількості виконаної роботи на одиницю затраченої енергії.

Виклад основного матеріалу досліджень. Енергоємність робочих органів шестирядних кукурудзозбиральних машин досягає 137 кВт. Розподіл енергоємності між основними робочими органами кукурудзозбиральних машин наведено в табл. 1. Якщо великі витрати потужності на привід подрібнювача обґрунтовані високою енергоємністю самого процесу подрібнення, то значні витрати потужності на привід різального апарата не виправдані.

На привід роторного різального апарату кукурудзозбиральних комбайнів КСКУ-6 «Херсонєць-200», ККП-3 «Херсонєць-9» витрачається потужність 2,79-3,92 кВт на 1 рядок ширини захвату, що в 6-7 разів більше, ніж на привід сегментного різального апарату (0,48 кВт) комбайна КОП-1,4В «Херсонєць-7» при перерахунку на еквівалентну ширину захвату жатки, що пояснюється використанням у роторних ріжучих апаратах принципу безпідпорного зрізу (необхідна швидкість різання понад 20 м/с). Отже, застосування сегментного різального апарату замість роторного забезпечує зниження енергоємності на 12-15 кВт для комбайнів з шестирядний жаткою, що є резервом підвищення продуктивності

кукурудзозбиральних комбайнів і приставок КМД-6, КММ-6, ППК-4 до зернозбиральних комбайнів «Дон-1500», «Дон-1200», «Нива» (так як енергоємність приставок більше енергоємності жаток до зернозбиральних комбайнів) і дозволяє знизити витрату дизельного пального на кожному гектарі на 1,5–1,8 кг. Сегментні різальні апарати забезпечують агротехнічні вимоги щодо висоти і якості зрізу стебел, у той час як роторні різальні апарати цим вимогам не відповідають, але в свою чергу вони не забезпечують надійності протікання технологічного процесу.

Таблиця 1

Розподіл енергоємності між основними робочими органами кукурудзозбиральних машин

Тип комбайна	Ширина захвату, рядків	Вид ріжучого апарату	Подача, кг/с			Енергоємність робочих органів, кВт				
			Загальна	Качанів	Листостеблової маси	Загальна	Різальний апарат	Качановідокремлювальний апарат	Подрібнювач	Качаноочисний апарат
КОП-1,4В «Херсонінець-7»	2	Сегментний	9,6	4,7	4,9	33,6	1	5,9	11,2	6,6
ККП-3 «Херсонінець-9»	3	Роторний односекційний	Холостий хід			20,1	2,9	11,2	4,7	8,3
			15,9	6,8	9,1	66,1	10,0	11,3	26,8	9,6
КСКУ-6 *Херсонінець-200»	6	Роторний двосекційний	Холостий хід			44,5	3,5	7,3	6,7	7,3
			16,3	9,7	6,5	96,0	16,8	15,8	24,6	9,3
			20,0	8,0	12,0	107,5	18,0	18,1	42,6	9,0
			25,0	9,0	16,0	122,5	21,7	21,05	54,7	9,2
			30,0	12,0	18,0	137,7	23,5	24,1	60,7	9,9

Просте механічне поєднання пікерно стреперних качановідокремлювальних та сегментних різальних апаратів не дало позитивних результатів, машини виявлялися непрацездатними внаслідок забивання стеблової масою робочої зони під качановідокремлювальними вальцями. У машин з сегментним різальним апаратом, які все таки

дійшли до серійного виробництва, конструктивні розрахунки його поєднання з пікерно-стриперним качановідокремлювальним апаратом були проведені лише в 90-х роках Д.В. Кузенком, Г.І. Гребенюком, А.П. Ореховим, А.А. Носиком, В.М.Шушкевичем, М.Я.Тростяним то що.

Вищевикладені апарати частково задовольняють сучасні вимоги, які пред'являються до кукурудзозбиральних машин, однак мають ряд характерних для стріперних качановідокремлювальних апаратів недоліків, а саме:

- висока очісувальна здатність, викликана недостатньою плавністю введення стебел в стріперні пластини, великою швидкістю протягування стебел, які при цьому перегинаються ребрами вальців і притискаються до кромки стріперних пластин;

- травмування качанів стріперними пластинами і лапками подавальних ланцюгів;

- недостатня пропускна здатність і надійність технологічного процесу збирання, викликана відносно малою транспортуючою здатністю подавальних ланцюгів і чинниками гальмуючими переміщення продукту (забивання очісанною листостебловою масою, зависання стебел і заклинювання качанів).

- недостатня надійність конструкції, внаслідок важких умов і принципу роботи робочих органів та їх приводів (підвищений знос ребер, втулок вальців, вихід з ладу підшипників);

- високі енергетичні витрати на виконання технологічних операцій.

В зв'язку з великою енергоємністю подрібнення стебел та їх малою поживною цінністю в період збирання кукурудзи на зерно в сучасних кукурудзозбиральних машинах в більшості країн кукурудзяного поясу відмовились від подрібнювальних апаратів. Практика експлуатації пристроїв до зернозбиральних комбайнів показала, що технологія збирання кукурудзи всього біологічного врожаю за один прохід агрегату використовується у господарствах степової зони України. Однак через високу вартість пального частина господарств вимушена збирати лише зернову частину врожаю. До того ж, останніми роками різко зменшилось поголів'я ВРХ у господарствах України, що спричинило зменшення виходу органічного добрива, і як наслідок — зменшення на 10—15% вмісту гумусу в ґрунті, а отже, і врожайності сільськогосподарських культур. Зважаючи на ці чинники значна кількість господарств, які добре забезпечені грубими кормами, практикують останніми роками розкидання подрібнених стебел по полю одночасно із збиранням зернової частини врожаю кукурудзи.

Низький технічний рівень раніше розроблених і досліджених у ході пошукових експериментів різних конструктивних схем качановідокремлювальних апаратів, можна пояснити недостатнім теоретичним обґрунтуванням особливостями технологічного процесу відділення качанів стріперними пластинами при протягуванні стебел кукурудзи піккерними вальцями. Конструкцію та параметри роботи більшості вітчизняних збиральних агрегатів отримували на основі польових випробувань, тому більшість даних агрегатів були не працездатними.

Для усунення вищевказаних недоліків, на базі проблемної лабораторії Миколаївського ДАУ, по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин, було розроблено адаптований одновальцевий качановідокремлювальний апарат з інтегрованим різальним пристроєм (рис. 1). Він дозволяє поєднати операції протягування, підрізання та різання стебел кукурудзи. За даною тематикою отримано патент на корисну модель №56449 від 10.01.2011 року «Качановідокремлювальний апарат».

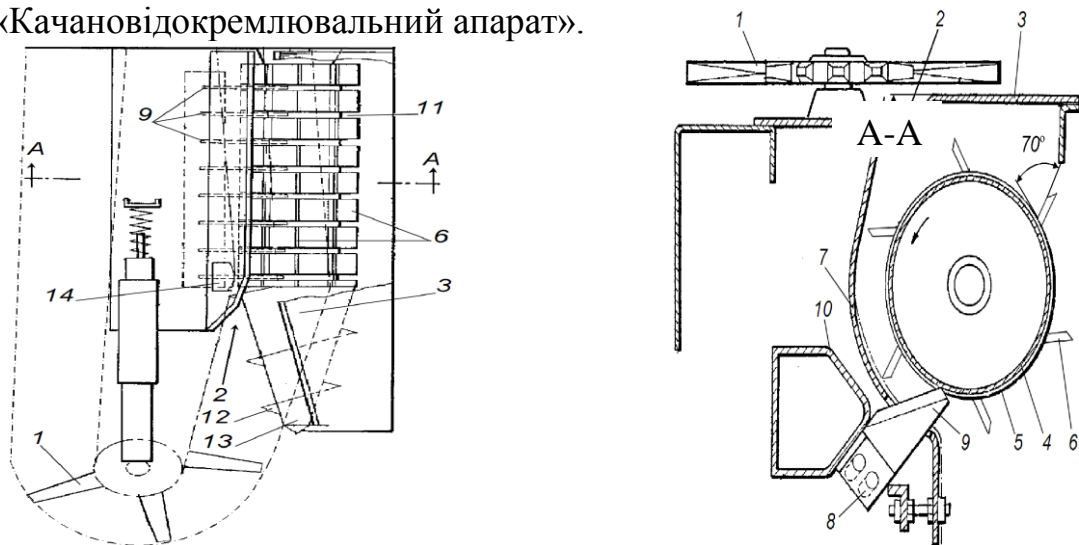


Рис.1. Схема адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим різальним пристроєм

- 1 – подавальний ланцюг з лапками;
- 2 – простір стріперної пластини;
- 3 – стріперна пластина;
- 5 – насадка;
- 6 – загострені протягувальні ребра;
- 7 – кожух;
- 8 – регулювальні пази;
- 9 – система ножів;
- 10 – рама;
- 11 – пази в протягувальному вальці, для заходу ножів;
- 12 – шнекові рифи;
- 13 – заводний конус; 14 – натяжний пристрій.

Апарат працює таким чином. Стебла кукурудзи подавальним ланцюгом з лапками 1 та шнековими рифами 12 заводного конуса 13 заводяться в простір 2 стріперної пластини 3, відстань якого менша середнього діаметру качана. Ротор 4, обертаючись в кожусі 7, протягує стебла та заводить їх в простір між основою кожуха та стріперною пластиною 3. Під час протягування качан напрямлено потрапляє в простір між основою кожуха та стріперною пластиною 3, за рахунок різниці висот L гарантовано має постійний кут орієнтації, що зменшую силу відокремлення. Крім того за рахунок заточення пластини відбувається часткове підрізання плодоніжки. При протягуванні стебло щільно затиснене між ребрами 6 протягувального вальця 4 та кожухом 7. Далі стебло за допомогою інтегрованого різально-подрібнювального апарату 9 одночасно підрізається, протягується та подрібнюється. Привід різально-подрібнювального апарату дозволяє регулювати висоту зрізання стебел кукурудзи, а в залежності від кількості ножів та швидкості обертання – довжину різки.

Винахід дозволяє покращити якість виконання технологічного процесу відокремлення качанів; знизити втрати вільними качанами; орієнтувати відокремлення качана з одночасним підрізанням плодоніжки, а також підвищити пропускну здатність качановідокремлювального апарату за рахунок зміни кута захоплення ребер ротора.

Висновки. Аналізуючи енергоємність основних робочих органів кукурудзозбиральних машин було визначено, що зрізання та подрібнення становить в окремих випадках від 25 до 75 % загальної енергоємності, тому саме в цьому напрямку є резерви для економії енергоресурсів, які можливо використати для підвищення продуктивності кукурудзозбиральної техніки.

Актуальними залишаються питання поєднання технологічних операцій, тобто розширення функціональних можливостей робочих органів. Ці питання потребують створення принципово нових видів робочих органів, теоретичного та практичного обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів їх роботи.

Література

1. Кондауров Д. И. Прицепной кукурузоуборочный комбайн ККП-3 / Д.И. Кондауров, П.П. Барановский // Тракторы и сельхозмашины. — 1985. — №5. — 43 с.
2. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. — 224 с.

3. Огляд жаток для збирання кукурудзи / журн. «Агросектор», 2005. — №1(4). — с. 32—34 :[Електронний ресурс].— Режим доступу до журн. : www.journal.agrosector.com.ua/archive/4.
4. Макаров С. Українські пристрої для збирання кукурудзи / С. Макаров, Г. Архипов, Є. Бондарев // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2004. — №5. — С.10—12.
5. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // наук.-техн. журн. «Техніка АПК». — 2003. — №7. — С.4—7.

АНАЛИЗ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ОСНОВНЫХ ОПЕРАЦИЙ КУКУРУЗООБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Завирюха Н.В.

Аннотация - в работе проведен анализ энергоемкости основных рабочих органов кукурузоуборочных агрегатов, а также определены пути для уменьшения удельного расхода энергии — количества выполненной работы на единицу затраченной энергии

ANALYSIS OF MAJOR POWER CONSUMPTION OF CORN HARVESTERS

M. Zaviryuha

Summary

The article analyzes the basic energy business unit of corn, and identified ways to reduce specific energy consumption — quantity of work performed per unit of energy spent

УДК 631.521

НОВЕ ПОКОЛІННЯ АВТОМОБІЛІВ

Мілаєва І.І., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – стаття присвячена автомобілям нового покоління. У статті приділяється увага особливостям автомобілям майбутнього. Випробування нових матеріалів і видів палива.

Ключові слова – автомобіль, паливо, токсичність, витрата паливо, екологія, альтернативне паливо, біо-метан, акумуляторна батарея, електромобілі.

Постановка проблеми. Автолюбителів цікавить питання: а яким буде автомобіль майбутнього? І всі ми по-різному уявляємо собі автомобіль майбутнього. Для когось він повинен обов'язково літати, а для інших просто пересуватися, тобто виконувати свої прямі обов'язки: доставляти в потрібне місце. Автомобіль майбутнього не буде звичайним автомобілем у нашому розумінні. Багато чого зміниться. Не буде традиційних двигунів внутрішнього згоряння. Їх швидше за все замінять електродвигуни або нові двигуни на альтернативному паливі за типом водню. Адже головна ознака прогресу автомобілів – це жорсткі екологічні норми. Виходячи із цього автомобіль майбутнього буде екологічно чистим у всіх планах, і в той же час стане дуже складним технічним пристроєм.

Аналіз останніх досліджень. Відзначимо, що екологічно безпечний автомобіль майбутнього абсолютно не забруднює атмосферу, так як високотехнологічні двигуни [1–2].

Ціль статті. Аналіз автомобілів нового покоління та їх переваги.

Основна частина. Розберемо автомобіль майбутнього на прикладі будь-якого концепт-кара. Для прикладу візьмемо дуже красивий і незвичайний концепт Renault ZE і відразу ж з назви дізнаємося, що аббревіатура ZE означає Zero Emission (нульовий вихлоп), Тобто виробники вже зараз замислюються про абсолютно екологічні машини. Французька компанія Renault в якості рушійної сили у автомобіля під капотом електричний двигун, який розвиває

потужність аж в 95 “конячок”, а максимальний обертовий момент досягає позначки в 226 Ньютон-метрів.

Використання електричного двигуна зараз нікого не здивує. Це цілком виправдане й розумне рішення. Але проблема електромобілів, на даний момент, полягає в зарядці батарей і запасу ходу автомобіля. Автовиробники намагаються вирішити дану проблему, і в якості додаткового двигуна використовують звичайний бензиновий ДВЗ. Але це крок назад. Потрібно зменшувати час заправки до 5-10 хвилин, або будувати станції швидкої заправки.

Усі автовиробники займаються розробкою електромобілів, зрозуміли, при сучасному розвитку технологій саме литі-іонні батареї – оптимальне рішення для електромобілів. Автоконцерн BMW почав установку акумуляторних батарей SB LiMotive планує на електромобіль Megacity Vehicle. У серію електромобілі BMW будуть запущені в 2013 році. Megacity Vehicle, володіє «нульовим» викидом CO₂, пристосований до крупних міст. Окрім – литі іонні батареї SB LiMotive в автомобілі широке застосування отримав углепластик, здатний полегшити максимально його конструкцію. Імовірно, до серійного випуску Megacity Vehicle, у Мюнхені буде представлений концептуальний автомобіль на електротязі, також оснащений литий-іонними батареями. Ключовими аспектами для акумуляторної батареї – становиться їх вартість, питома потужність і питома енергоємність, і звичайно, термін служби, безпека, і надійність. Слабке розповсюдження електромобілів в даний час обумовлене вартістю акумуляторних батарей, складовій лівову частку ціни нового авто (будучи серйозним чинником дорожчання моделі), недостатня питома енергоємність батарей, що вимагає перезарядки кожні 100-200 км. пробігу в течії 8-10 годин. Перешкодою стає інфраструктура (відсутність розеток для підключення електроустаткування автомобіля). SB LiMotive планує до 2015 року питому вартість батареї скоротити до 350 євро за один квт-ч ємкістю 35 квт-ч ціною близько 12 000 євро. Основний критерій розповсюдження електромобілів на світових дорогах – дальність поїздки однієї зарядки акумуляторних батарей. Вона залежить від питомої енергоємності акумулятора. Для поїздок на 300-500-1000 км. на одному заряді, характеристики хімічних елементів і рідин необхідно покращувати. Останнє може понизити її розміри і вагу. Найсучасніша технологія дозволяє повністю «забити» багажник автомобіля Volkswagen Golf банками АКБ, ресурс яких досить лише на 150 км. в гарну погоду по рівному асфальту. Батарея ємкістю 35 Квт-ч важить 350 кг. Блок батарей в електромобілі – не одна єдина АКБ, її заміна виконується самостійно і не займе і п'яти хвилин. Заміна батареї в електромобілі без фахівців СТО – ідея сумнівна. У SB LiMotive вирішили успішно справитися з

вказаними вище завданнями, максимально збільшивши на дорогах світу число електромобілів – зручних, надійних, сучасних. Електродвигуни у цьому плані вигідно відрізняються від тих, що використовують метан, бо їм бензин зовсім не потрібний. Тому не забруднюється атмосфера, принаймні, не напругу. Бо коли струм для електромобіля виробляється на звичайній тепловій електростанції, це спричиняє викиди в атмосферу парникових газів та інших шкідливих речовин[5].

Численні ЗМІ, у тому числі ВВС, пророкували масове виробництво автомобілів, що використовують повітря замість палива. Приводом для такого сміливого заяви послужила презентація автомобіля під назвою e.Volution на виставці Auto Africa Expo2000, яка відбулася в Йоганнесбурзі. Здивованої громадськості повідомили, що e.Volution може без дозаправки проїхати близько 200 кілометрів, розвиваючи при цьому швидкість до 130 км / год. Або ж протягом 10 годин з середньою швидкістю 80 км / год. Було заявлено, що вартість такої поїздки обійдеться власникові e.Volution в 30 центів. При цьому важить машина всього 700 кг, а двигун – 35 кг. Революційну новинку представила французька фірма MDI (Motor Development International), яка відразу оголосила про намір почати серійний випуск автомобілів, обладнаних двигуном на стислому повітрі. Винахідником двигуна є французький інженер-Моторобудівник Гай Негр (Guy Negre), відомий, як розробник пускових пристроїв для болідів «Формули 1» і авіаційних двигунів. Негр заявив, що йому вдалося створити двигун, що працює виключно на стислому повітрі без яких би то не було домішок традиційного палива. Своє дітище француз назвав Zero Pollution, що означає нульовий викид шкідливих речовин в атмосферу. Девізом Zero Pollution стало «Простий, економічний і чистий», тобто упор був зроблений на його безпеку і нешкідливість для екології[4].

Принцип роботи двигуна, за словами винахідника, такий: «Повітря засмоктується в малий циліндр і стискається поршнем до рівня тиску в 20 бар. При цьому повітря розігрівається до 400 градусів. Потім гаряче повітря виштовхується в сферичну камеру. В "камеру згорання", хоча в ній вже нічого не згорає, під тиском подається і холодний стиснене повітря з балонів, він відразу ж нагрівається, розширюється, тиск різко зростає, поршень великого циліндра повертається і передає робоче зусилля на колінчастий вал . На заправку воздухомобіля потрібно близько 3 хвилин. Представники Zero Pollution заявили, що для заправки «повітрямобіля» досить наповнити повітряні резервуари, розташованих під днищем автомобіля, що займає близько чотирьох годин. Втім, в майбутньому планувалося побудувати «повітрязапровочні» станції, здатні наповнити 300-літрові балони всього за 3 хвилини. Передбачалося, що

продаж «повітрямобілей» розпочнуться в Південній Африці за ціною близько \$ 10 тисяч. Також ішлося про будівництво п'яти фабрик в Мексиці та Іспанії і трьох – в Австралії. Ліцензію на виробництво автомобіля нібито вже отримали більше дюжини країн, а південноафриканська компанія начебто отримала замовлення на виробництво 3000 автомобілів, замість запланованої експериментальної партії в 500 штук.

Але після гучних заяв та загального тріумфу щось сталося. Раптово все стихло і про «повітрямобіле» майже забули. Поява повітремобілей на дорогах мало стати серйозним викликом традиційному транспорту. Однак і багато незалежні експерти налаштовані скоріше скептично, тим більше що ряд великих автомобілебудівних концернів – наприклад, "Фольксваген", – вже в 70-х і 80-х роках вели дослідження в цьому напрямку, але потім згорнули їх через повної безперспективності. Майже такої ж думки дотримуються і захисники навколишнього середовища: «Буде потрібно дуже багато часу, щоб переконати автомобільних виробників почати випуск» повітряних "двигунів».

Коли говорять про «зелену» енергію, то спершу спадають на думку вітряки та сонячні батареї. Вони не лише виробляють струм, а й змусили нас звикнути до нових ландшафтів, що стали символом екологічно чистого світу. Але біо-енергія виробляється не лише на мальовничих ланах. Її можна зустріти й у такому банальному місці, як ванна кімната. Метан – це газ, що часто використовується в якості пального для турбін чи парових котлів. Він сприяє так званому «парниковому ефекту» в 20 разів більше, ніж вуглекислий газ. Тому коли метан безконтрольно потрапляє в повітря, це може мати величезні наслідки для глобального потепління. У Європі та США метан уже використовують як джерело енергії у стиснутому вигляді. Постає лише питання – де взяти цей метан? У природі він утворюється, коли гниють рослини чи органічні речовини, в тому числі – людські фекалії. Винахідники так званого «біо-метану» вирішили скористатися людськими екскрементами як джерелом енергії. Цей винахід може стати кроком для вирішення проблеми пального для автомобілів. Перші експерименти зараз проходять у Великобританії. «Зелене» пальне розробила компанія Greenfuel з англійського містечка Бат. Її мета – розробити альтернативу бензину та дизельному пальному. Вона має бути не такою шкідливою для довкілля, але такою же ефективною. Поки що найкращою реальною альтернативою традиційним видам пального вважається так званий автомобільний газ, тобто зріджений природний газ. Хоча науковці працюють над кращими альтернативами із застосуванням рослин, водню чи електричного струму. Використовуючи свій досвід у цій

галузі, фірма Genesco, що займається переробкою сміття, звернулася з пропозицією до компанії Greenfuel. Метан, який виробляється в очисних спорудах фірми та використовується для виробництва електричного струму, міг би рухати автомобілі.

Демонстрація нового пального відбулася недавно на прикладі переобладнаного автомобіля «Фольксваген-Жук» на вулицях міста Брістоля. Щоб автомобіль міг їхати на метані, довелося зробити серйозне переобладнання. На це потрібно три-чотири дні роботи та близько 2,5 тисяч євро. Незважаючи на переобладнання, машині все одно потрібна певна кількість дизеля чи бензину. Теоретично, автомобільний двигун може працювати і лише на метані. Але для цього потрібне додаткове обладнання, що коштує грошей. Розроблений компанією Greenfuel прототип потребує бензин лише в перші кілька хвилин – поки двигун прогріється. Потім система автоматично перемикається на біо-метан та використовує лише його.

Висновки. Автомобілі на біо-метані мають перевагу перед електричними конкурентами, коли йдеться про заправку. Якщо акумуляторні батареї треба заряджати годинами, біо-метаном, бак можна наповнити так само швидко, як і звичайним бензином чи дизелем. Єдина передумова – достатньо розгалужена мережа станцій. Крім того, на біо-метані можна проїхати значно далі, ніж на електромобілі. Автомобіль на електричному струмі – це чудова ідея, але її можна практично застосовувати лише в містах. Коли треба їхати на велику відстань, автомобіль з біо-метаном у баку надійніший.

Література

1. Паливна система: конструкція й відхід: Навчальний посібник: Сір. 520. Пер. с англ. – Токіо: фірма «Хонда», 1992. – 53 с.
2. Двигун: діагностика: Учеб. пособ: Сір. 710. Пер. с англ. – Токіо: фірма "Хонда", 1992. – 28 с.

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ.

Милаева И.И

Аннотация – стаття посвящена автомобилям нового поколения. В статье уделяется внимание особенностям автомобилям будущего.

Испытания новых материалов и видов топлива.

A NEW GENERATION OF CARS.

I. Milaeva

Summary

This paper is devoted to new generation of vehicles. The article focuses on features cars of the future. Testing of new materials and fuels.

УДК 631.355.072/1

ОГЛЯД СТАНУ ВІТЧИЗНЯНОГО ПАРКУ КУКУРУДЗОЗБИРАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Пилип В.Є, інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0512) 34-01-91

Анотація – проаналізовано сучасний стан існуючого парку кукурудзозбиральної техніки в Україні. Визначені негативні наслідки кризисного становища. Запропоновані шляхи виходу з даного становища.

Ключові слова – кукурудзозбиральна техніка, збирання врожаю, сезонне завантаження.

Постановка проблеми. Щороку світове виробництво кукурудзи дедалі зростає. Нині ця культура займає одне з провідних місць у світовому виробництві сільськогосподарських культур. Доволі швидко в світі зростає врожай кукурудзи. Так у 2010 році показники врожайності в США та країнах ЄС вже перевищували 86 ц/га [6].

В Україні показники врожайності на превеликий жаль більш як удвічі нижчі, не дивлячись, що наша країна, особливо райони півдня України, за своїми кліматичними умовами, як і американський кукурудзяний регіон, вельмисприятлива для виробництва кукурудзи. Ці умови дають реальну можливість значного підвищення врожайності кукурудзи, рентабельності її використання і загального підйому економіки сільського господарства [5]. Зважаючи на постійно зростаючий попит на відновлювальні джерела енергії – такі як біоетанол (який в більшості виробляють із кукурудзи), слід очікувати значне збільшення посівних площ та підвищення валових зборів даної культури. Враховуючи таку тенденцію всебічного зростання виробництва кукурудзи в нашій країні, виникає питання чим збирати майбутній врожай та яка буде продуктивність існуючого парку кукурудзозбиральної техніки?

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Визначення необхідної кількості збиральних машин і їх складу на основі аналізу витрат коштів на придбання техніки та збитків від несвоєчасного збору врожаю запропоновано у роботах [2, 4]. Розраховуючи, що оптимальні строки збирання кукурудзи на зерно не повинні перевищувати 7 днів (перебільшення веде до неминучих значних втрат), розрахована

кількість необхідної Україні кукурудзозбиральної техніки складає 18,5 тис. штук. Однак у приведених розрахунках зовсім не приділено уваги можливим простоям машин пов'язаними з технічними обслуговуваннями та запланованими діагностичними міроприємствами.

Мета роботи. Дана стаття присвячена проведенню ґрунтового аналізу технічного забезпечення збирання врожаю кукурудзи та визначенню основних напрямків для подолання визначених негативних явищ.

Результати досліджень. Наша країна традиційно є однією з передових держав серед країн СНД по вирощуванню кукурудзи. З початку 90-х років в країні спостерігалось різке підвищення виробництва зерна кукурудзи (рис. 1).

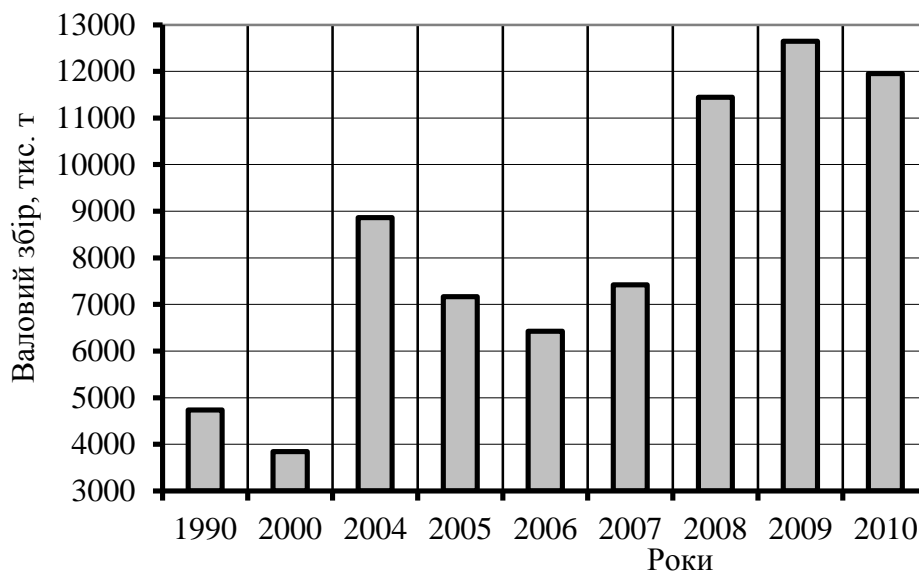


Рис. 1. Динаміка зміни валового збору кукурудзи

За даними Держкомстату України в 2010 році посівна площа кукурудзи на зерно становила 2,64 млн. га, а валовий збір зерна склав – 12,5 млн. т, при середній врожайності 50 ц/га [4]. Аналізуючи приведені дані видно, що посівні площі за останнє десятиріччя зросли майже на 50%, що пояснюється привабливою ціною кон'юнктурою – середні експортні ціни на кукурудзу перевищують ціни на пшеницю. Але посівні площі, як і врожайність кукурудзи за багаторічними даними досить нестабільні. Основними причинами нестабільності виробництва зерна кукурудзи та рівня врожайності культури є різке коливання за роками розміру посівних площ, значного погіршення матеріально-технічної бази господарств, відсутність коштів на придбання сучасної збиральної техніки.

На теперішній час парк кукурудзозбиральної техніки в

сільськогосподарських підприємствах країни складається в основному з причіпних комбайнів ККП-3, самохідних КСКУ-6 та приставок ППК-4, КМД-6 (на 85 %) який вже морально і фізично застаріли. На сьогоднішній день темпи спрацьованості існуючого парку кукурудзозбиральної техніки на порядок перевищують темпи її оновлення[1].

Протягом 1991–2010 років у вітчизняних господарствах спостерігається різке скорочення кукурудзозбиральної техніки від 15287 одиниць у 1990 році до 2548 одиниць в 2010 році (рис. 2).

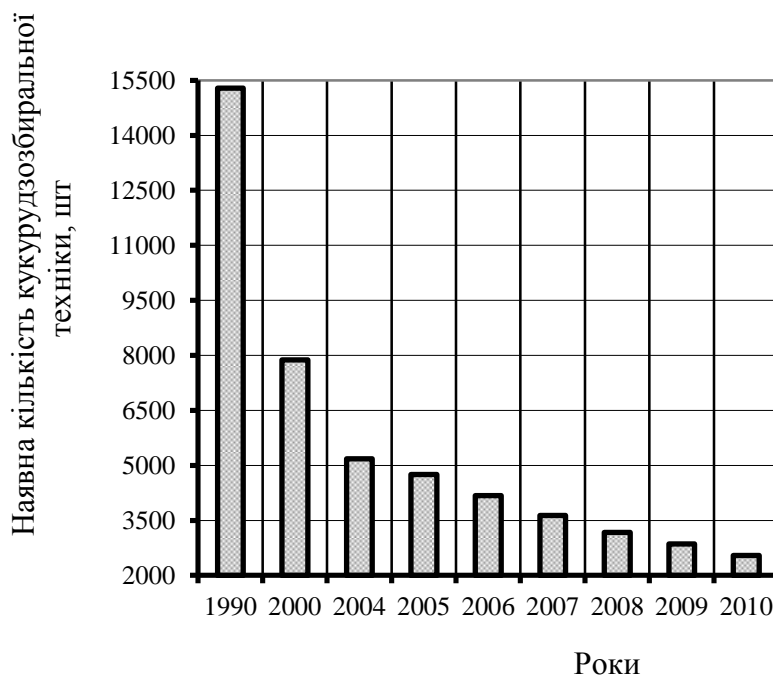


Рис. 2. Динаміка зміни кількості кукурудзозбиральної техніки в вітчизняних господарствах

Дефіцит кукурудзозбиральних комбайнів призводить до подовжування строків збирання і як наслідок, до погіршення якості та кількості валового збору. При цьому наявність кукурудзозбиральної техніки в більшості регіонів не відповідає розміщенню виробництва кукурудзи, деякі області мають в своєму розпорядженні 9-15 одиниць збиральної техніки [3]. Нормативний показник завантаження для комбайнів складає 130 га, для кукурудзяних приставок 150 га, однак на теперішній реальний показник сезонного завантаження одного кукурудзозбирального комбайна в 5-7 разів перевищує встановлену норму.

На даний час темпи зростання навантаження збиральних площ на один кукурудзозбиральний комбайн є значними і суттєво перевищують нормативний показник. Однак слід зазначити, що

прагнення до суттєвого зменшення навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн до рівня країн ЄС з економічної точки зору недоцільна. Так навантаження на один кукурудзозбиральний комбайн у Німеччині становить 62 га, Франції – 85 га, а це значно підвищує амортизаційну складову у собівартості продукції [5].

Якщо проводити міжнародні порівняння, то показник кількості кукурудзозбиральних машин в Україні у розрахунку на 100 га посівних площ у 7-10 разів менше, ніж у розвинених країнах. Задіяний парк кукурудзозбиральної техніки в державі практично в шість разів менший від технологічної потреби. Враховуючи оптимальність строків збирання це можна зробити організацією збирання врожаю послідовною по мірі дозрівання в різних регіонах країни починаючи з півдня до півночі. В даному напрямку діють крупні аграрні формування, наприклад, ТОВ «Агросоюз», СП ТОВ «Нібулон», в яких сформовані збиральні загони, в складі яких задіяна сучасна високопродуктивна збиральна техніка. Але дане управлінське рішення дає змогу збільшити навантаження на один комбайн і, отже, покращити економічні показники та при цьому зменшити амортизаційний строк використання та загальний ресурс робочездатного стану нової складної техніки.

В умовах нестачі власної збиральної техніки аграрні підприємства вимушені йти шляхом її залучення. На сьогоднішній день існує ряд підприємств, які спеціалізуються на відповідних послугах. Але залучення послуг обслуговуючих підприємств надто дороге та в кінцевому рахунку суттєво впливає на собівартість продукції. Тому в умовах ринкової економіки фінансові витрати на технічне забезпечення сільського виробництва повинні нести насамперед сільськогосподарські підприємства зі спеціально передбачених фондів технічного переоснащення. Це не виключає державної підтримки і надання певних пільгових умов для технічного переоснащення села.

Висновок. В сучасних умовах керівникам аграрних підприємств доцільно використовувати збиральну техніку на міжгосподарській основі. Результати досліджень показують, що створення обслуговуючих підприємств технічного забезпечення на деякий час може вирішити проблему збиральних робіт, але в подальшому слід приділяти особливу увагу розробці конкурентоздатної вітчизняної збиральної техніки. При цьому створення нового покоління більш сучасної збиральної техніки повинно нерозривно базуватись на аналізі роботи та виявлені недоліків при експлуатації попередніх машин.

Література

1. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2003. – Вип. 6. – 763 с.
2. *Погорілий Л.В.* Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / *Л.В. Погорілий, С.М. Коваль* // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С.4–7.
- Статистичний щорічник України за 2008 рік. Державний комітет статистики України / За ред. *О.Г. Осауленка*. – К.: Видавництво «Консультант», 2009. – 576 с.
3. *Тихоненко О.В.* Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / *О. В. Тихоненко* // Економіка АПК. – 2008. – № 7. – С. 36–41.
4. Farm Production Expenditure. 2008 Summari. August, 2009. United States Department of Agriculture. National Agriculture Statistics Service. – 175 p.
- Key World Energy Statistics. 2009. International Energy Agency, 2009–257 p.

ОБЗОР СОСТОЯНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПАРКА КУКУРУЗОУБОРОЧНОЙ ТЕХНИКИ

Пилип В.Е

Аннотация – проанализировано современное состояние существующего парка техники для сбора кукурузы в Украине. Определены негативные последствия кризисного положения. Предложены пути выхода из данной ситуации.

OVERVIEW OF THE STATUS DOMESTIC FLEET TECHNOLOGY CORN

V. Pylyp

Summary

The current state of the existing fleet of vehicles for the collection of maize in Ukraine. Identified negative impacts of the crisis situation. The ways out of this situation.

УДК 621.22

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ВТРАТ НА ТЕРТЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Лебедев А.Ю. асп*

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Тел. (057) 707–61–28

Анотація – в статті наведено аналітичну залежність для розрахунку коефіцієнта втрат на тертя при турбулентному русі робочої рідини який враховує форму каналу. Використання цієї залежності дозволить підвищити точність розрахунку робочої характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.

Ключові слова – коефіцієнт втрат, режим течії, робоча рідина, форма каналу, коефіцієнт форми.

Постановка проблеми. Розвиток хімічної промисловості та нафтовидобутку тісно пов'язаний з використанням лабіринтно-гвинтових насосів, робота яких основана на використанні турбулентного тертя параметри якого залежать від форми проточної частини насоса, а саме форми гвинтової канавки утвореної виступами втулки та западинами гвинта. На сьогодні турбулентна течія в проточній частині таких насосів недостатньо вивчена і потребує проведення подальших досліджень. В розробленій нами інтегральній методиці розрахунку робочої характеристики лабіринтно-гвинтового насоса використовується коефіцієнт гідравлічного тертя в гвинтовій канавці λ . На сьогодні аналітичної залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , яка б одночасно враховувала режим течії рідини та форму каналу, не існує. Тому, отримання такої залежності є актуальною науково-технічною задачею, це дозволить підвищити точність розрахунку робочої характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.

Мета роботи. Отримання аналітичної залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ в канавці лабіринтно-

© асп. А.Ю. Лебедев.

*Науковий керівник – д.т.н. П.М.Андренко

гвинтового насоса яка б одночасно враховувала режим течії в ній та її форму.

Аналіз останніх досліджень. Аналітичні залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ для течії робочої рідини в круглій трубі у залежності від режиму її течії (числа Re) наведено в достатньо великій кількості робіт, наприклад [1, 2] та інших. Так, в роботі [3], будь-яку форму каналу рекомендується враховувати використовуючи гідравлічний радіус або гідравлічний діаметр при розрахунку втрат за формулою Дарсі-Вейсбаха. В роботі [4] для врахування форми каналу при розрахунку втрат запропоновано вводити коефіцієнт A . Робота [1] поєднує два вищезгаданих підходи. В ній пропонується враховувати форму каналу, в якому рухається робоча рідина, числом Рейнольдса та еквівалентним діаметром. Втрати напору, в роботі [1], розраховують за формулою Дарсі з використанням гідравлічного радіусу та перерахованого числа Рейнольдса.

В роботі [5], присвяченій розгляду течії рідини в гвинтоканавочних ущільненнях, наведено формулу для розрахунку витрати в прямокутній гвинтовій канавці в залежності від відношення її сторін. Однак наведена формула не може бути цілком використана при розрахунку втрат на тертя в гвинтовій канавці лабіринтно-гвинтового насоса так як її використання обмежено ламінарним режимом течії робочої рідини та прямокутною формою гвинтової канавки.

В роботі [6] наведена велика кількість експериментальних характеристик для різних форм гвинтових каналів лабіринтно-гвинтового насоса, проте в ній відсутні аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнта гідравлічного тертя які б враховували форму каналу та відсутні рекомендації щодо вибору її раціональної форми. Проведений аналіз літературних джерел дозволив встановити, що немає аналітичних залежностей для розрахунку коефіцієнта гідравлічного тертя λ які б одночасно враховували режим течії робочої рідини та форму каналу.

Основна частина. У загальному випадку коефіцієнт гідравлічного тертя λ суттєвим чином залежить від характеру течії робочої рідини. Причому, при неусталеній турбулентній течії рідини ця задача на сьогодні не вирішена. Зазвичай, в таких випадках, для розрахунку гідравлічних втрат приймають припущення які дозволяють розглядати процес як квазіусталений. Проведений нами аналіз робочого процесу лабіринтно-гвинтового насосу дозволив встановити, що пульсації витрати та тиску в ньому не суттєві (на порядок менші ніж у всіх існуючих насосах). Це дає підставу розглядати турбулентну течію в канавці насоса як стаціонарну.

Правомірність такого підходу нами також обґрунтовано за методикою з роботи [7].

Зазначимо, що значення коефіцієнтів форми для розрахунку коефіцієнта гідравлічного тертя при ламінарному режиму течії робочої рідини, з роботи [1], наведені в табл.

Використовували наближену формулу, отриману А.Д. Альтшулем, для турбулентної течії робочої рідини в трубі круглого перетину яка дозволяє достатньо докладно розрахувати коефіцієнт гідравлічного тертя в усіх турбулентних зонах [2]:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (1)$$

де Δ – середня висота виступу шорсткості; d – діаметр трубопроводу; Re – число Рейнольдса.

Виразали діаметр трубопроводу через гідравлічний радіус ($d = 4R_r$) та розраховували число Рейнольдса по гідравлічному радіусу

$$\text{Re} = \frac{4vR_r}{\nu_t},$$

де v – швидкість руху робочої рідини в каналі; ν_t – кінематична в'язкість робочої рідини.

Значення коефіцієнтів тертя для ламінарного режиму течії в залежності від форми каналу відомі. Коефіцієнти гідравлічного тертя λ для турбулентного режиму течії для різних форм каналу знаходили з пропорції, прирівнюючи відоме відношення коефіцієнта тертя ламінарного режиму к турбулентному для каналу круглої форми відповідному співвідношенню для каналів іншої форми. Отримані коефіцієнти форми тертя наведені в таблиці.

Таблиця 1.

Значення коефіцієнтів форми

Форма	Коефіцієнти форми, режим течії	
	Ламінарний, A	Турбулентний, K
Круг діаметром d	64	0,11
Квадрат зі стороною a	57	0,098
Рівносторонній трикутник зі стороною a	53	0,091
Прямокутник c співвідношенням сторін $a/b = 0,1$	85	0,15
$a/b = 0,2$	76	0,13
$a/b = 0,25$	73	0,12
$a/b = 0,33$	69	0,118
$a/b = 0,5$	62	0,10

Коефіцієнти гідравлічного тертя для ламінарного режиму течії розраховували за формулою [2]:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}, \quad (2)$$

де A – коефіцієнт форми для ламінарного руху робочої рідини (див. табл. 1.).

Коефіцієнти гідравлічного тертя для турбулентного режиму течії визначали за формулою:

$$\lambda = K \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3)$$

де K – коефіцієнт форми для турбулентного руху робочої рідини (див. табл.).

Таким чином, отримана залежність (3) дозволяє визначити коефіцієнт тертя при турбулентному руху робочої рідини для різних форм каналів. Використання формули (3) в розрахунку робочої характеристики лабіринтно-гвинтового насоса підвищує її точність.

Висновки. Отримана аналітична залежність для розрахунку втрат на тертя в каналі лабіринтно-гвинтового насоса при турбулентній течії в ній, яка враховує форму каналу. Вона носить універсальний характер та може бути використана для розрахунку втрат на тертя в будь-яких гідравлічних пристроях. Її використання дозволить значно підвищити точність розрахунку.

Литература

1. *Альтшуль А.Д.* Гидравлика и аэродинамика / *А.Д. Атишуль, П.Г. Киселев.* – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. *Емцев Б.Т.* Техническая гидромеханика / *Б.Т. Емцев.* – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
3. *Финкельштейн З. Л.* Гидравлика и гидропривод (краткий курс) / *З.Л.Финкельштейн, В.Г.Чебан* – Алчевск: ДГМИ, 2001. – 164 с.
4. *Кириллов П.Л.* Справочник по теплогидравлическим расчетам / *П.Л.Кириллов, Ю.С.Юрьев, В.П.Бобков* – М.: Энергоиздат, 1990. 360 с.
5. *Макаров Г.В.* Уплотнительные устройства. – 2 изд. / *Г.В.Макаров.* – Л.: Машиностроение, 1973 – 232 с.
6. *Голубев А.И.* Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. – 2 изд. / *А.И.Голубев.* – М.: Машиностроение, 1981 – 112 с.
7. *Попов Д.Н.* Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : [учебник для вузов] / *Д.Н. Попов.* – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ
ДЛЯ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛАБИРИНТНО-
ВИНТОВОГО НАСОСА**

Лебедев А.Ю.

Аннотация – в статье приведена аналитическая зависимость для расчета коэффициента потерь на трение при турбулентном движении рабочей жидкости, которая учитывает форму канала. Использование этой зависимости позволит повысить точность расчета характеристики лабиринтно-винтового насоса.

**DEFINITION OF FACTOR OF LOSSES ON THE FRICTION
FOR DEFINITION OF THE CHARACTERISTIC OF THE
LABIRINTNO-SCREW PUMP**

A. Lebedev

Summary

In article analytical dependence for calculation of factor of losses on a friction is resulted at a whirl of a working liquid which considers the channel form. Use of this зависимости allows to raise accuracy of calculation of the characteristic of the labirintno-screw pump.

УДК 631.355.072/1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СУЧАСНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ НА ЗЕРНО

Ракул О.І., інж.

Миколаївський державний аграрний університет

Тел. (0512) 34–01–91

Анотація – проведено аналіз існуючих засобів механізованого збирання кукурудзи. Встановлені якісні показники технологічного процесу збирання врожаю вітчизняної та закордонної техніки. Проведений аналіз її відповідності вітчизняним агротехнічним вимогам.

Ключові слова – кукурудза, агротехнічні вимоги, кукурудзозбиральна техніка, втрати, врожай

Постановка проблеми. У всьому комплексі заходів по вирощуванню кукурудзи вирішальне місце займає операція по збиранню врожаю, яка в значній мірі визначає як обсяг, так і якість продукту. Велика різноманітність умов роботи висуває особливі вимоги до кукурудзозбиральних машин, а саме їх робочих органів в частині забезпечення однакової працездатності та якості роботи в усіх зонах і в різних умовах.

На сьогоднішній день перед вітчизняними аграріями гостро постає питання раціонального використання посівних площ, а також підвищення ефективності вирощування сільськогосподарських культур, що не можливе без сучасної кукурудзозбиральної техніки. Тому дослідження стану вітчизняного парку кукурудзозбиральних машин, та порівняння її технологічних параметрів з кращими світовими аналогами в сучасних умовах господарювання є актуальними та вчасними.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Зниження платоспроможності сільськогосподарських товаровиробників обумовило різкий спад їх інвестиційної діяльності, зниження фондозабезпеченості, технічної та енергетичної оснащеності аграрного виробництва. Більшість господарств не в змозі купувати сучасну сільськогосподарську техніку, а знос основних засобів у 10 – 15 разів перевищує їх оновлення. Рівень механізації виробництва всіх

видів сільськогосподарської продукції значно зменшився. В зв'язку з цим забезпечення агарного сектора продовжує погіршуватися, що може в подальшому серйозно вплинути на технологію механізованого виробництва кукурудзи та продовольчу безпеку держави [2].

Метою роботи є ґрунтовний аналіз існуючих вітчизняних і закордонних засобів механізованого збирання кукурудзи та її відповідності вітчизняними агротехнічним вимогам.

Результати дослідження. На сьогоднішній день існує дві основні технологічні схеми збирання кукурудзи на зерно [3]:

- збирання кукурудзи в качанах з очищенням їх від обгортки або без очищення з подальшою обробкою на стаціонарних машинах;
- збирання кукурудзи з обмолотом качанів.

За першою технологічною схемою збирання врожаю здійснюється спеціальними кукурудзозбиральними комбайнами, а за другою – кукурудзозбиральними або зернозбиральними комбайнами обладнаними спеціальними кукурудзозбиральними приставками.

Найбільш поширеною технікою, яка складає основу вітчизняного парку кукурудзозбиральної техніки є поставлені на виробництво ще в 70-80-х роках минулого століття причіпні комбайни ККП-3, самохідні КСКУ-6, а також приставки до зернозбиральних комбайнів ППК-4, КМД-6 та КМС-6. Лише не велика частка господарств мають в своєму розпорядженні більш сучасну кукурудзозбиральну техніку.

В останні роки в світовій практиці для збирання кукурудзи на зерно почали широко використовувати приставки до зернозбиральних комбайнів, а кукурудзозбиральні комбайни використовують лише для збирання цукрової кукурудзи та насінневого матеріалу. Таке рішення дає змогу знизити витрати коштів при купівлі техніки, адже кукурудзозбиральна приставка значно дешевше за комбайн, а також суттєво підвищити ефективність та продуктивність зернозбиральних комбайнів, шляхом збільшення їх сезонного навантаження. Але головним недоліком цього збільшення є значне зменшення строку експлуатації техніки за рахунок більшої спрацьованості вузлів і механізмів комбайна.

Серед найбільш відомих закордонних фірм, що займаються виробництвом кукурудзозбиральної техніки є німецькі фірми Geringhoff, Kemper, італійські фірми Olimac, Capello, Grecav, американські John Deere, New Holland. На ряду з великою кількістю закордонних фірм і різноманітністю технічних рішень в Україні виробництвом машин для збирання кукурудзи на зерно займається лише ВАТ “Херсонські комбайни”. На сьогоднішній день виробнича база заводу завантажена лише на 10-15 %. До того ж через відсутність коштів і різкого зниження попиту на власну продукцію підприємство

не розширює виробництво і вимушено використовувати застаріле обладнання, знос якого досягає 70-80 %, не проводячи технічне та технологічне переоснащення своїх виробничих потужностей. За таких виробничих умов, що склались в нашій країні, не можливо налагодити випуск сучасної конкурентоспроможної техніки, що відповідала б світовим стандартам.

Так як технології збирання кукурудзи західних країн світу передбачають збирання тільки зернової частини врожаю [1], на відміну від технологій нашої країни, закордонна техніка позбавлена додаткових енергоємних приводів механізмів подрібнення та транспортування листостеблової маси. При цьому за однакової витрати енергії на одиницю збираної площі продуктивність вітчизняних машин значно поступається закордонним аналогам. До того ж відмова від звичайних для нашої країни пасових та ланцюгових передач, за рахунок використання сучасних технологічних рішень, дало змогу закордонній техніці знизити рівень технічних відмов і зменшити час простою машин під час ремонту.

На сьогоднішній день технічний рівень вітчизняної кукурудзозбиральної техніки значно відстає від світових закордонних зразків. За показниками продуктивності вітчизняна техніка на 20-40 % програють світовим аналогам. Даний факт пояснюється тим, що закордонні виробники приділяють значну увагу розробці нових та вдосконаленню старих робочих органів з обов'язковим проведенням стендових лабораторних і польових випробувань. До того ж використання сучасних конструктивних матеріалів, які значно легше сталевих конструкцій, дає можливість не перевантажуючи машину збільшити кількість одночасно збираних рядків. Закордонна техніка зазвичай за один прохід по полю збирає 8, 12 рядків, в порівнянні з 3, 6 рядками у вітчизняній техніці.

Найбільш важливим показником якісного виконання технологічного процесу збирання кукурудзи на зерно є повнота збирання врожаю. За агротехнічними вимогами, які пред'являються до машин для збирання кукурудзи на зерно в Україні, втрати врожаю за кукурудзозбиральними комбайнами не повинні перевищувати 2 %, а за кукурудзозбиральними приставками – 1,5 %. В результаті випробувань закордонної та вітчизняної кукурудзозбиральної техніки, що проводились протягом останнього десятиріччя на Південно-Українській МДС та УкрНДІПВТ ім. Погорілого, з'ясувалось, що за кількісними показниками виконання технологічного процесу роботи жодна з досліджених машин не відповідає вітчизняним агротехнічними вимогам (рис. 1). Так середні польові втрати врожаю за вітчизняними кукурудзозбиральними комбайнами ККП-3 та КСКУ-6 перевищують допустимі агротехнічні нормативи в 6 та 5 разів

відповідно. Середні втрати за вітчизняними кукурудзозбиральними приставками ППК-4, КМД-6 і КМС-6 до зернозбиральних комбайнів складають 8 %, що більш ніж в 5 разів перевищує нормативи. За кукурудзозбиральними приставками закордонного виробництва втрати врожаю трохи менші, порівняно з вітчизняною технікою але також перевищують агротехнічні нормативи в 4,5-5 рази.

Втрати врожаю виникають внаслідок недосконалості основних робочих органів кукурудзозбиральних машин, які не відповідають показникам якісного виконання заданих технологічних операцій. Такі показники встановлюються на кожен технологічну операцію, а також на якість кінцевого продукту збирання і повинні знаходитись на практично досягаемому рівні кращих сучасних зразків кукурудзозбиральної техніки [4].

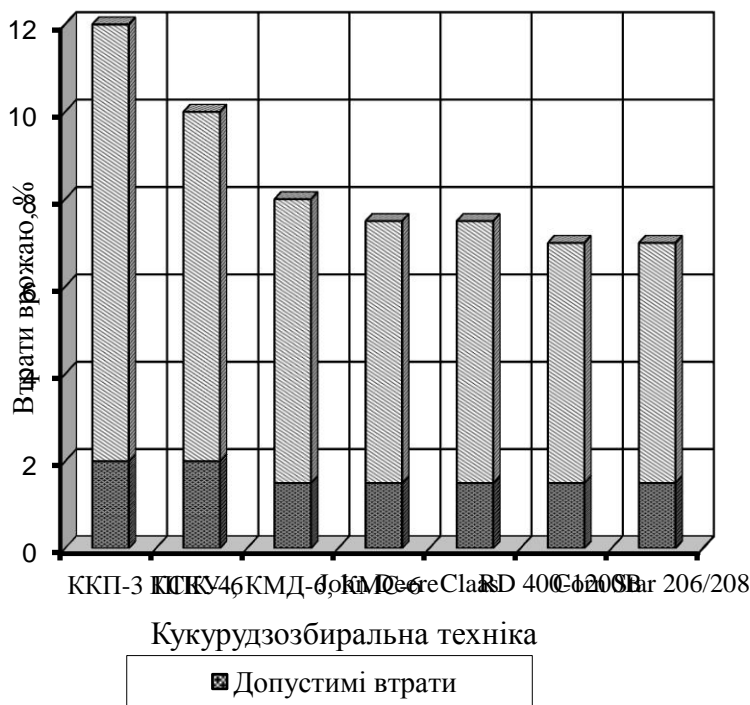


Рис. 1. Моніторинг загальних втрат врожаю за кукурудзозбиральною технікою

Технологічний процес збирання кукурудзи на зерно характеризується дуже великими витратами праці, а також складністю та неоднорідністю технологічних операцій, з яких він складається – відсутність простого лінійного окремо визначеного зв'язку, який би пов'язував дані технологічні операції [1]. В значній мірі втрати врожаю кукурудзи при механізованому збиранні виникають за рахунок фізико-механічних та біологічних особливостей рослин. При цьому неможливо створити комбайн, який був би універсальним для

всіх сортів кукурудзи та забезпечував повне та якісне збирання врожаю.

Висновки. Для найшвидшого подолання прірви між вітчизняною та закордонною технікою необхідно терміново розпочати роботу по техніко-технологічному переоснащенню заводів-виробників і активізувати інженерно-дослідницькі роботи щодо створення принципово нової збиральної техніки. Особливу увагу необхідно приділити питанням якісних показників машин, зокрема підвищення продуктивності праці, технічної надійності та довговічності машин, а також їх ремонтпригодності.

Література

1. *Шмат К.І.* Кукурудзозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування: навч. посіб. / *К.І. Шмат, О.Є. Самарін, Є.І. Бондарєв, О.В. Мигальов* // М-во освіти і науки України, Херсон. держ. техн. ун-т. – Херсон: Олді-плюс, 2003. – 139 с.
2. *Марченко В.В.* Ринок сільгосптехніки. Особливості формування та перспективи ринку сільськогосподарської техніки в Україні. / *В.В. Марченко, М.М. Гузь* // Новини агротехніки. – 2009. № 1. – С. 26.
3. *Ракул О.І.* Аналітичний огляд технологічних схем і технологій механізованого збирання кукурудзи / *О.І. Ракул* // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 288 – 293.
4. *Шатилов К.В.* Кукурузоуборочные машины / *К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов* // М.: Машиностроение, 1989. – 222 с.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР СОВРЕМЕННЫХ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ УБОРКИ КУКУРУЗЫ НА ЗЕРНО

Ракул А.И.

Аннотация – проведен анализ существующих средств механизированной уборки кукурузы. Установлены качественные показатели технологического процесса уборки урожая отечественной и заграничной техники. Проведен анализ ее соответствия отечественным агротехническим требованиям.

ANALYTICAL REVIEW OF MODERN FACILITIES MECHANIZATION HARVESTING CORN ON GRAIN

O. Rakul

Summary

The analysis existent facilities the mechanized harvesting corn is conducted. The high-quality indexes of technological process harvesting domestic and oversea technique are set. The analysis its accordance is conducted to the domestic agrotechnical requirements.

УДК 631.348

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КАПЕЛЬ В КРОНЕ ВИНОГРАДНОГО РАСТЕНИЯ ПРИ ОПРЫСКИВАНИИ

Серая Е.М., к.т.н.

ЮФ НУБиП Украины «КАТУ»

Тел.(0619) 42-04-42

Аннотация –В статье представлены результаты исследования процесса распределения капель в кроне виноградного растения, рассматриваемого как фильтровальная перегородка. Для снижения энергозатрат на привод опрыскивателя определена зависимость производительности вентилятора от относительной площади листьев для работы на винограднике.

Ключевые слова - распределения капель в кроне виноградного растения, энергозатрат на привод опрыскивателя, фильтровальная перегородка.

Постановка проблемы. Основным направлением для экономии энергозатрат на привод вентилятора является точное согласование потребляемой энергии с технологическим процессом в конкретных условиях. Опрыскивание виноградных насаждений проводят в среднем от 7 до 8 раз за календарный год, в отдельные года, когда климатические условия способствуют развитию болезней и увеличению популяции вредителей, до 15 раз за сезон.

Анализ последних исследований. Фенологические фазы – внешние морфологические проявления роста растений в период их вегетации. Период вегетации виноградников принято условно разделять на шесть фаз: набухание и распускание почек (апрель); образование на побегах 3-4 листьев (конец апреля - начало мая); образование на побегах 5-6 листьев, длина побегов 25-30 см (май); обособление бутонов в соцветиях (конец мая - начало июня); завязывание ягод – начало роста ягод (июнь); рост ягод и их созревание (июль-сентябрь). Каждая из фаз характеризуется различной площадью листовой поверхности, размерами побегов, ягод и других частей виноградного растения [1].

Между производительностью вентилятора $L_{вент}$ и мощностью $N_{вент}$ существует прямая зависимость [2]:

$$N_{\text{вент}} = \frac{L_{\text{вент}} \cdot p}{1000 \cdot \eta}, \text{ (кВт)} \quad (1)$$

где p - полное давление, развиваемое вентилятором;

η - коэффициент полезного действия вентилятора.

При уменьшении производительности вентилятора понижается расходуемая мощность, снижается, соответственно, и расход энергии на привод опрыскивателя от ВОМ трактора. Поэтому для выбора режима работы вентилятора на виноградниках необходимо определить, в пределах какого диапазона регулирования должна изменяться производительность $L_{\text{вент}} = L_{\text{min}} \div L_{\text{max}}$.

Цель. Провести анализ результатов экспериментальных исследований процесса распределения капель в кроне виноградного растения, рассматриваемого как фильтровальная перегородка. Установить функциональную зависимость производительности вентилятора от относительной площади листьев (индекса площади листьев). Рассмотреть возможность снижения энергозатрат при вентиляторном опрыскивании виноградников.

Основная часть. Технологический процесс опрыскивания, а именно осаждение пестицидов в кроне растения, можно рассматривать как процесс фильтрования двухфазного аэрозоля сквозь крону растения (рис. 1) [3, 4].

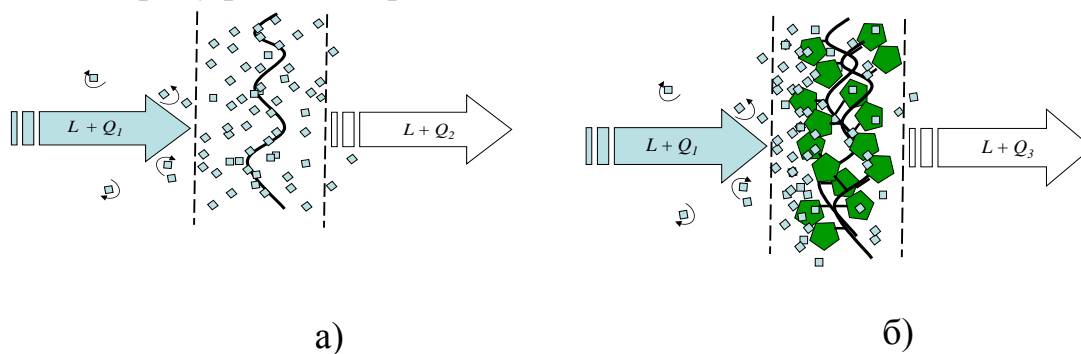


Рис. 1. Схема фильтрования аэрозоля сквозь крону растения:
а) листья на растении отсутствуют; б) вегетирующее растение

Тогда суть процесса заключается в следующем. Приточный газовый поток, состоящий из воздуха L (м^3) и распыленных капель рабочей жидкости Q_1 (м^3), проходит сквозь кроновое пространство растения. Крона растения рассматривается как фильтровальная перегородка. Соприкасаясь с поверхностью перегородки, капли задерживаются и оседают. В результате воздушно-жидкостная смесь разделяется на воздух и осадок. Основной механизм улавливания капель на горизонтальных поверхностях это гравитационное осаждение, на вертикальных – инерционное столкновение.

Эффективность опрыскивания (фильтрования) можно охарактеризовать показателем очистки воздушного потока от примесей:

$$\eta_{оч} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \cdot 100 \% , \quad (2)$$

где Q_1 – количество жидкости в потоке на входе в кроновое пространство, м³;

Q_2 – количество жидкости, перелетевшей за пределы кроны, м³.

Опрыскиватель должен обеспечивать полное и равномерное покрытие растений рабочим раствором при каждой фенологической фазе развития растения. Для использования на практике вышеизложенного описания, необходимо установить функциональные зависимости подачи воздуха в зависимости от размеров растения как фильтровальной перегородки (фп):

$$L_B = f(\phi n) . \quad (3)$$

Чтобы установить, каким образом растения влияют на режимы подачи воздушно-жидкостного потока, были проведены экспериментальные исследования [5]. Рассмотрим характер осаждения жидкости по слоям кроны и полученные закономерности распределения распыленных капель жидкости в трех зонах расположения листьев по глубине кроны виноградного растения: в «наветренной», «подветренной» зонах и в середине куста.

По оси x откладываем режимы подачи воздушного потока для трех зон кроны: наветренной, посередине и подветренной. Ось y – индекс площади листьев. Ось z, на которой откладываем полученное значение густоты покрытия листовой поверхности, характеризует количественное отложение жидкости по слоям кроны (рис. 2).

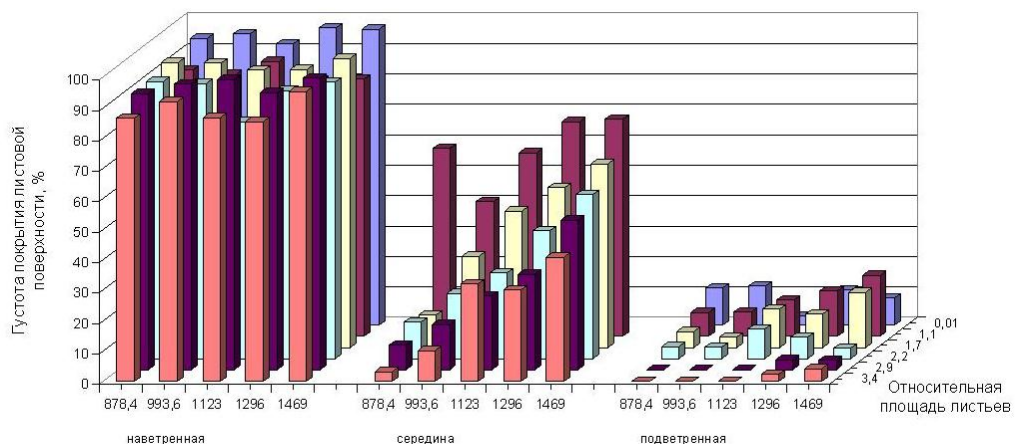


Рис. 2. Распределение жидкости по слоям кроны

Анализируя рис. 2 можно отметить, что частицы жидкости из потока, проходя через кроновое пространство растения,

задерживаются и оседают неравномерно. Полученные закономерности опрыскивания и прохождения потока сквозь крону растения в целом подчиняются закономерностям теории фильтрования аэрозолей сквозь проницаемую перегородку.

С увеличением облиственности растения ухудшается качество опрыскивания. На наветренной стороне качество осаждения не зависит от подачи воздушного потока и остается стабильно высоким. Это объясняется тем, что при обтекании потоком тела любой формы максимальное давление будет на наветренной стороне и значит обеспечено наилучшее качество опрыскивания. В случае опрыскивания растения с малой площадью листовой поверхности основным законом улавливания является гравитация, поэтому нет необходимости в подаче большого количества воздуха. На подветренной (внутренней) стороне растения количество осевшей жидкости уменьшается до нуля.

Рассмотрим комбинированное влияние на качество опрыскивания двух факторов: индекса площади листьев и подачи воздушного потока. В результате статистического анализа и аппроксимации данных получены уравнения, описывающие имеющиеся экспериментальные данные (табл. 1).

Таблица 1
Влияние подачи воздушного потока на густоту покрытия листа

Индекс площади листьев	Уравнение	Приемлемое значение	
		Подача, м ³ /ч, x	Густота покрытия, %, y
1,1	$y = 107,96 - 0,11 \cdot x + 0,000062 \cdot x^2$	960	60
1,7	$y = -260,61 + 0,39 \cdot x - 0,0001 \cdot x^2$	1120	50
2,2	$y = -44,15 + 0,06 \cdot x + 0,0000043 \cdot x^2$	1276	40
2,9	$y = -4,11 - 0,02 \cdot x + 0,000038 \cdot x^2$	1383	40
3,4	$y = -165,95 + 0,27 \cdot x - 0,000088 \cdot x^2$	1420	40

При регулировании подачи воздушного потока, следует обеспечивать приемлемое качество опрыскивания в середине кроны. Принимаем значение густоты покрытия min.40%, как приемлемое при условии двухстороннего опрыскивания растения. Получим искомый график зависимости $L_B = f(\phi n)$ и найдем искомую подачу воздуха. Построим график зависимости приемлемой по качеству подачи воздушного потока от относительной площади листьев (рис. 3).

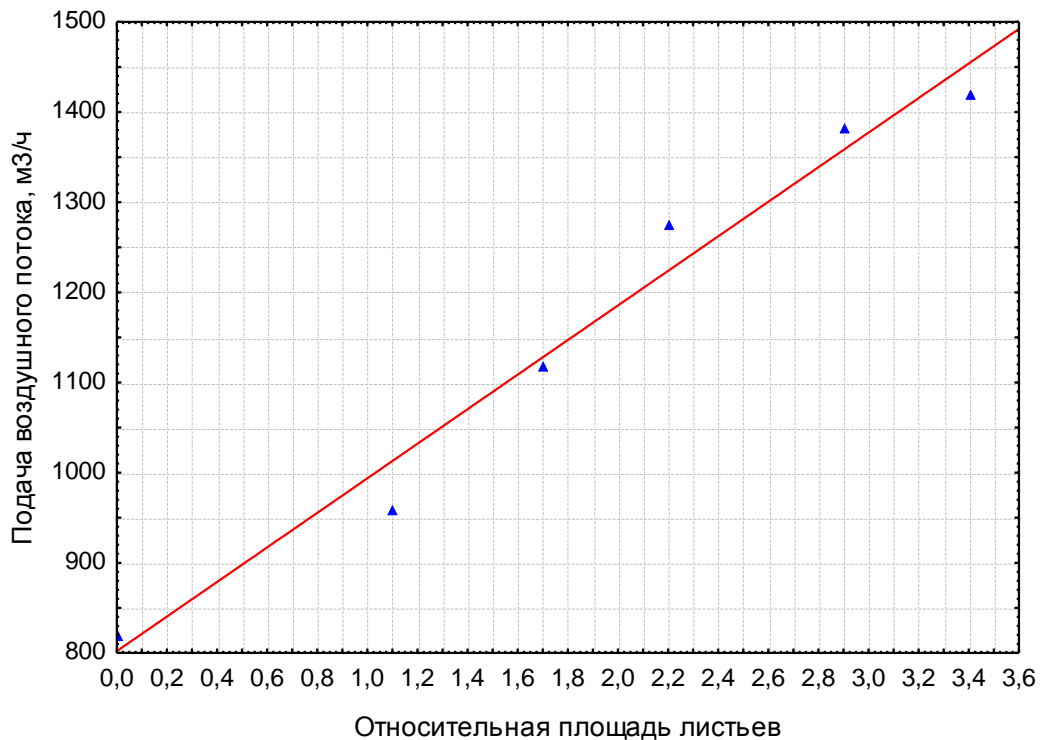


Рис. 3. Графік залежності $L_B = f(\phi n)$.

Лінійне рівняння, описуюче отриману залежність $L_B = f(\phi n)$:

$$y = 802,06 + 191,72 \cdot x, \quad (4)$$

здесь x – відносна площа листя;

y – подача повітряного потоку, м³/ч.

Дальніше регулювання продуктивності вентилятора можна здійснювати різними способами. Величина економії енергії за рахунок регулювання буде залежати від тривалості роботи з пониженою продуктивністю, діапазона регулювання на різних періодах експлуатації, величини і тривалості максимального витрату повітря, вартості енергії, способу регулювання.

Висновок. Аналіз результатів експериментальних досліджень процесу розподілу крапель в кроні виноградного рослини, розглянутого як фільтруюча перегородка дозволило встановити залежність подачі повітряного потоку від розмірів рослини $L_B = f(\phi n)$. Обґрунтована можливість зниження енергозатрат при вентиляторному опрыскиванні виноградників в залежності від фаз вегетації винограду.

Литература

1. *Дикань А.П., и др.* Виноградарство Крыма. Пособие. Симферополь: Бизнес-Информ, 2001. – 408 с.
2. *Иванов О.П. Мамченко В.О.* Аэродинамика и вентиляторы. Л.: Машиностроение, 1986. –280 с.
3. *Жужиков В.А.* Фильтрование. Теория и проектирование разделения суспензий / В. А. Жужиков. – [3-е изд.]. – М. : Химия, 1971. – 440 с.
4. Модель распространения воздушно-жидкостного потока в кроне винограднака при опрыскивании / *А. В. Степанов, Е. М. Серая* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – № 62. – С. 269-275.
5. *Серая Е. М.* Обоснование энергетических параметров привода вентилятора винограднакового опрыскивателя // Научные труды ЮФ «Крымского агротехнологического университета» НАУ. – Симферополь, 2007. –№ 102. – С. 45-49.

**РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗПОДІЛУ
КРАПЕЛЬ В КРОНІ ВІНОГРАДНОЇ РОСЛИНИ ПРИ
ОБПРИСКУВАННІ**

Сера К.М.

Анотація –У статті представлено результати дослідження процесу розподілу крапель в кроні виноградної рослини, що розглядається як фільтрувальна перегородка. Для зниження енерговитрат на привід обприскувача визначена залежність продуктивності вентилятора від відносної площі листя для роботи на виноградноку.

**INVESTIGATION TO THE PROCESS OF SPRAYED-DROPS
DISTRIBUTION THROUGH THE CANOPY OF GRAPES**

Syera K.M.

Summary

The paper presents the results of investigation to the process of sprayed-drops distribution through the grapes canopy, which is accepted as a filter. The analyses of experimental data obtain the equation of how the amount of air depends on the leaf area index to reduce energy supply of air-blast sprayer.

УДК 631.158

ПРОЦЕДУРА ВИЗНАЧЕННЯ ПІДПРИЄМСТВ АПК З ТОЧКИ ЗОРУ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ЗА КАТЕГОРІЯМИ РИЗИКУ

Рогач Ю.П. к.т.н.,

Книшов О.Я., к.т.н.,

Луценков В.Л. к.т.н.,

Головін С.В. інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет,

тел. (0619) 42-14-28

Анотація - В статті наведено процедуру порівняння підприємств АПК з точки зору безпеки праці та методика визначення категорії ризику виробництва.

Ключові слова – процедура, метод, підприємство, категорія ризику, показник, оцінка

Постановка проблеми. Людська практика свідчить, що будь-яка діяльність є потенційно небезпечною. Для людини завжди існує ризик небезпеки. Ризик можна уявити як поєднання ймовірності події з певними небажаними наслідками: вихід з ладу обладнання, травмування, захворювання, загибель людей, матеріальні втрати тощо. Варто зазначити, що кількість ризиків небезпек щодо загибелі людей як у всьому світі, так і в Україні зростає.

Оцінювання ризику підприємства АПК завжди має на увазі певну мету, яка визначає, по-перше, термін оцінювання (так званий «горизонт оцінювання»), і, по-друге, точність, якої вимагають щодо результатів оцінювання на певному інтервалі часу. Наслідком цього є необхідний ступінь деталізації уявлень про стан процесів, розгляд яких поставлено за мету.

Аналіз останніх досліджень. Оцінювання ризику виробництва і ефективності заходів для його зниження є однією з задач управління охороною праці. Всі види господарської діяльності так чи інакше впливають на рівень безпеки виробництва, підвищуючи чи знижуючи його. Науковцями та спеціалістами були проведені дослідження оцінки безпеки виробництва та ефективності заходів по покращенню охорони праці на суб'єктах підприємницької діяльності [1-4].

Мета статті. Дослідження процедури порівняння підприємств АПК з точки зору безпеки праці.

Основна частина. Визначений метод базується на основі нормативних актів, які використовуються в країнах – членах ЄС. Аналіз, виконаний з використанням цього методу, дозволяє порівнювати підприємства АПК з точки зору безпеки праці, використовуючи в якості головних показників оцінку, статистику травматизму, професійної захворюваності і чисельності штату робітників.

1. Встановлення категорії ризику, яка відповідає показнику травмованих при нещасних випадках на виробництві, всього (K_i). Основою для встановлення часткової категорії ризику K_i , є середньоарифметична величина коефіцієнтів частоти травмування при нещасних випадках на виробництві (W_{K_i}) за три роки, які передують календарному – всього по галузі

$$W_{K_i} \cdot \frac{\text{таблиця}}{K_i} \quad (1)$$

Можливі величини K_i та W_{K_i} , тобто межі величин коефіцієнтів частоти, які є основою для встановлення часткових категорій ризику (надані в таблиці – колонки 1 та 2).

Межі значень коефіцієнтів частоти, які є основою для встановлення часткових категорій ризику K_1, K_2, K_3, K_4 встановлені за коефіцієнтами частоти W_{K_1} та W_{K_2} , професійної захворюваності W_{K_4} , а також кількість робітників в умовах небезпеки W_{K_3} .

Часткові показники $W_i^{1,2,3}$ визначаються в перерахунку на умовну кількість 1000 робітників. Тому, необхідно знати кількість травмованих при нещасних випадках на виробництві – всього (L_0) і кількість робітників (z) в попередні три роки. Показник за кожним роком ($W_i^{1,2,3}$) можна розрахувати за формулою

$$W_i^{1,2,3} = \frac{L_0^{1,2,3}}{z^{1,2,3}} \cdot 1000, \quad (2)$$

де $W_i^{1,2,3}$ - частковий коефіцієнт травмування на виробництві (за 1, 2, 3 роки, які попередні календарному);

$z^{1,2,3}$ - кількість робітників на виробництві (за 1, 2, 3 роки, які попередні календарному).

Далі розраховуються середньоарифметична величина із встановлених раніше коефіцієнтів частоти травмування на виробництві за формулою

$$W_{K_i} = \frac{W_i^1 + W_i^2 + W_i^3}{3}. \quad (3)$$

2. Визначення категорії ризику, яка відповідає показнику травматизму зі смертельними наслідками та з важкими наслідками (K_2).

Цю категорію можна встановити, взявши до уваги середньоарифметичну величину коефіцієнтів частоти травмування при смертельних і важких наслідках W_{K_2} на протязі трьох

календарних років, в цілому по галузі (виробництву), тобто:

$$W_{K_2} \cdot \frac{\text{таблиця}}{K_2} \quad (4)$$

Можлива величина K_2 та W_{K_2} , тобто межі значень коефіцієнтів частоти, які є основою для визначення часткових категорій ризику. Вони надані в таблиці (колонка 1 та 3).

Часткові показники $W_2^{1,2,3}$ також встановлюються в перерахунку на умовну величину 1000 робітників. Тому необхідно знати кількість потерпілих при нещасних випадках (важких і смертельних) (L_C) і кількість робітників (z) в кожному з трьох років.

Коефіцієнт за кожним роком $W_2^{1,2,3}$ можна розрахувати за формулою:

$$W_2^{1,2,3} = \frac{L_C^{1,2,3}}{z^{1,2,3}} \cdot 1000 \quad (5)$$

де $W_2^{1,2,3}$ - частковий коефіцієнт частоти смертельного або важкого травмування на виробництві (за 1, 2 та 3 роки, які передують календарному);

$L_C^{1,2,3}$ - кількість потерпілих при нещасних випадках на виробництві (смертельні і важкі) (за 1, 2 або 3 роки, які передують календарному);

$z^{1,2,3}$ - кількість робітників на виробництві (за 1, 2 або 3 роки, які передують календарному).

Далі розраховують середньоарифметичну величину вказаних коефіцієнтів частоти травмування на виробництві – всього, по кожному року, по таблиці:

$$W_{K_2} = \frac{W_2^1 + W_2^2 + W_2^3}{3} \quad (6)$$

3. Визначення категорії ризику, який відповідає коефіцієнту працівників в умовах небезпеки (K_3).

Основою визначення часткової категорії ризику (K_3) є середньоарифметична величина коефіцієнтів частоти робітників в умовах небезпеки, які виникають у випадку підвищення ГДК/ГДН факторів, шкідливих для здоров'я у виробничому середовищі W_{K_3} , за кожні з трьох років, які передують календарному, для усього підприємства, за формулою:

$$W_{K_3} \cdot \frac{\text{таблиця}}{K_3} \quad (7)$$

Можливі величини K_3 та W_{K_3} тобто межі значень коефіцієнтів частоти, які є основою для визначення часткових категорій ризику, надані у таблиці (колонки 1 та 4). Часткові коефіцієнти $W_3^{1,2,3}$ визначаються в перерахунку на умовну величину 1000 робітників. Тому необхідно знати кількість працюючих в умовах небезпеки, які виникають у випадку перебільшення ГДК/ГДН факторів, шкідливих

для здоров'я у виробничому середовищі P_Z та кількість працівників (z) за кожний рік з попередніх трьох років. Коефіцієнт за кожним роком ($W_3^{1,2,3}$) можна розрахувати за формулою

$$W_3^{1,2,3} = \frac{P_Z^{1,2,3}}{z^{1,2,3}} \cdot 1000, \quad (8)$$

де $W_3^{1,2,3}$ - частковий коефіцієнт частоти травмування при нещасних випадках на виробництві – всього, для кожного підприємства (за 1, 2 або 3 роки, які передують календарному);

$P_Z^{1,2,3}$ – кількість робітників в умовах небезпеки, які виникають у випадку перебільшення ГДК/ГДН факторів, шкідливих для здоров'я у виробничому середовищі для кожного підприємства (за 1, 2 або 3 роки, які передують календарному);

$z^{1,2,3}$ - кількість робітників на виробництві (за 1, 2 або 3 роки, які передують календарному).

Далі розраховується середньоарифметична величина вказаних коефіцієнтів частоти травмування на виробництві – всього по кожному року за формулою

$$W_{K_3} = \frac{W_3^1 + W_3^2 + W_3^3}{3}. \quad (9)$$

Таблиця 1

Межі величин коефіцієнтів частоти

Категорія ризику	Показники частоти травмування на 1000 робітників			
	Травмовані при нещасних випадках на виробництві		Працюючі в умовах небезпеки	Захворювання, професійні захворювання
	Всього	Смертельних і важких		
K_1, K_2, K_3, K_4	W_{K_1}	W_{K_2}	W_{K_3}	W_{K_4}
1	2	3	4	5
30	44,3 та більше	1,087 та більше	991 та більше	8,31 та більше
29	42,7-44,2	1,047-1,086	956-990	8,01-8,30
28	41,1-42,6	1,007-1,046	921-955	7,71-8,00
27	39,5-41,0	0,967-1,006	886-920	7,41-7,70
26	37,9-39,4	0,927-0,966	851-885	7,11-7,40
25	36,3-37,8	0,887-0,926	816-850	6,81-7,10
24	34,7-36,2	0,847-0,886	781-815	6,51-6,80
23	33,1-34,6	0,807-0,846	746-780	6,21-6,50
22	21,5-33,0	0,767-0,806	711-745	5,91-6,20
21	32,9-29,4	0,727-0,766	676-710	5,61-5,90
20	28,3-32,8	0,687-0,726	641-675	5,31-5,60
19	26,7-28,2	0,647-0,686	606-640	5,01-5,30
18	25,1-26,6	0,607-0,646	571-605	4,71-5,00
17	23,5-25,0	0,567-0,606	536-570	4,41-4,70

Продовження таблиці 1.

1	2	3	4	5
16	21,9-23,4	0,527-0,566	501-535	4,11-4,40
15	20,3-21,8	0,487-0,526	466-500	3,81-4,10
14	18,7-20,2	0,447-0,486	431-465	3,51-3,80
13	17,1-18,6	0,407-0,446	396-430	3,21-3,50
12	15,5-17,0	0,367-0,406	361-395	2,91-3,20
11	13,9-15,4	0,327-0,366	326-360	2,61-2,90
10	12,3-13,8	0,287-0,326	291-325	2,31-2,60
9	10,7-12,2	0,247-0,286	256-290	2,01-2,30
8	9,1-10,6	0,207-0,246	221-255	1,71-2,00
7	7,5-9,0	0,167-0,206	186-220	1,41-1,70
6	5,9-7,4	0,127-0,166	151-185	1,10-1,40
5	4,3-5,8	0,087-0,126	116-150	0,81-1,10
4	2,7-4,2	0,047-0,086	81-115	0,51-0,80
3	1,4-2,6	0,024-0,046	41-80	0,26-0,50
2	0,1-1,3	0,001-0,023	1-40	0,01-0,25
1	0,0-0,0	0,000-0,000	0-0	0,00-0,00

Висновок. Отже, для постійної підтримки низького рівня ризику на підприємствах АПК, потрібно, по-перше, забезпечення нешкідливості і сприятливості умов праці; по-друге, необхідно здійснювати заходи, що дозволяють визначати підприємства АПК з точки зору безпеки за категоріями ризику.

Література

1. Гадзюк М.П. Основи охорони праці: Підручник. 2-ге вид. / М.П.Гадзюка, Є.П.Желібо, М.О.Халімовський. - К.: Каравела, 2004. - 408 с.
2. Лесенко Г.Г. Підготовка документів для оцінки ступеня професійного ризику виробництва / Г.Г.Лесенко // Охорона праці. – 2004. – №5. – С 12–36.
3. Критерії оцінки виробничих небезпек / В.Л. Луценков, Д.А.Бутко, М.Т.Воїнов та інші. – Сімферополь: Бізнес-Інформ, 1996. – 224 с.
4. Стариченков А.Л., Степанов Н.В. Методика оценки безопасности транспортных комплексов. – Ж-л «Транспорт Российской Федерации», №9. – 2007 с.

**ПРОЦЕДУРА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АПК С ТОЧКИ
ЗРЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ЗА КАТЕГОРИЯМИ РИСКА**

Рогач Ю.П., Кнышов А.Я., Луценков В.Л., Головин С.В.

Аннотация – В статье приведена процедура сравнения предприятий АПК с точки зрения безопасности труда и методика определения категории риска производства.

**PROCEDURE OF DEFINITION OF THE ENTERPRISES OF
AGRICULTURE FROM THE POINT OF VIEW OF
БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ЗА КАТЕГОРИЯМИ РИСКА**

J.Rogach , A. Knyshov , V. Lushchenkov , S. Golovin

Summary

In article procedure of comparison of the enterprises of agriculture from the point of view of safety of work and a technique of definition of a category of risk of manufacture is resulted.

ЗМІСТ

<i>Лур'є З.Я., Андренко П.М., Панамарьова О.Б.</i> Інтегральна методика теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату	3
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Зуев А.А., Кувачёв В.П.</i> Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности	15
<i>Тарасенко В.В.</i> Технологии уборки томатов	28
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Верещага В.М., Засядько А.И.</i> Обеспечение постоянной суммарной площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора	33
<i>Думенко К.М., Бойко А.І., Бондаренко О.В.</i> Функції відновлення підсистем зернозбиральних комбайнів при різних рівнях потенціалу бази технічного обслуговування	42
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Тарасенко В.В., Бедлецький Г.В.</i> Обгрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів	53
<i>Болтянський Б.В., Шабала М.О., Ігнат'єв Є.І.</i> Передумови підвищення коефіцієнта використання працездатності агрегату	64
<i>Зуев А.А., Стефановский А.Б.</i> Экспериментальная установка для исследования процессов теплообмена в нагревателях двигателей с внешним подводом теплоты	69
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Кувачов В.П., Леженкін О.М.</i> Методика визначення відцентрових сил діючих на витискувачі планетарних гідромашин	75
<i>Торяник С.А., Клец Д.М., Павленко В.Н., Коробка А.И., Ставицкий А.Ю.</i> Экспериментальное подтверждение влияния неустойчивости геометрических параметров кузова на управляемость легкового автомобиля	84
<i>Зуев А.А., Степанов П.П.</i> Системы «старт-стоп»	91
<i>Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Аналіз розвитку українського зернового ринку в контексті розвитку світового ринку зерна	94
<i>Гвоздєв О.В., Ялпачик О.В.</i> Експериментальні дослідження розподілу зерна по камері дроблення дробарки з вертикальним ротором	102
<i>Журавель Д. П.</i> Обгрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі	109
<i>Роговський І.Л.</i> Нормативність оцінки технічного рівня сільськогосподарських машин	120
<i>Стефановський О.Б.</i> Розробка конструкції газогенератора, придатного для використання на невеликому тракторі	131

<i>Бойко В.С., Бойко О.В., Бойко Т.Ю.</i> Обезводнення вторинної сільськогосподарської сировини методом вакуумного сушіння	137
<i>Антропова Л.М., Мазілін С.Д., Янаков В.П.</i> Актуальність розвитку тістомісильних машин нового покоління	144
<i>Дмитрієнко О.В.</i> Розв'язання задач оптимізації параметрів гідравлічних пристроїв	152
<i>Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Вплив параметрів мікроклімату на продуктивність птахів	159
<i>Холод И.М., Холод А.П.</i> Тепловой баланс ДВС	164
<i>Милаева И.И.</i> Особенности трактора К-9000.	168
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Кувачёв В.П., Панченко И.А.</i> Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа	174
<i>Верхоланцева В.А.</i> Обоснование параметров зернохранилища	185
<i>Холод И.М., Холод А.П.</i> Теплота, отводимая в систему охлаждения	190
<i>Думенко К.М., Бондаренко О.В.</i> Перспективність використання композиційних матеріалів у конструкціях зернозбиральних машин	193
<i>Завірюха М.В.</i> Аналіз енергоємності основних операцій кукурудзозбиральних комбайнів	198
<i>Мілаєва І.І.</i> Нове покоління автомобілів	205
<i>Пилип В.Є.</i> Огляд стану вітчизняного парку кукурудзозбиральної техніки	210
<i>Лебедєв А.Ю.</i> Визначення коефіцієнта втрат на тертя для розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса	215
<i>Ракул О.І.</i> Аналітичний огляд сучасних засобів механізації збирання кукурудзи на зерно	220
<i>Серая Е.М.</i> Результаты исследования процесса распределения капель в кроне виноградного растения при опрыскивании	225
<i>Рогач Ю.П., Книшов О.Я., Луценков В.Л., Головін С.В.</i> Процедура визначення підприємств апк з точки зору безпеки праці за категоріями ризику	231

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

У збірнику праць Таврійського державного агротехнологічного університету публікуються статті, що містять результати експериментальних і теоретичних досліджень з проблематики, присвяченої механізації та гідрофікації мобільних енергетичних засобів, а також процесам, що відбуваються в агропромисловому виробництві.

До редакції збірника приймаються статті, які не знаходяться на розгляді для опублікування в інших виданнях. Матеріали повинні бути підготовлені у відповідності до вимог редакції збірника щодо їх змісту і оформлення. Статті публікуються однією з трьох мов: українська, російська, англійська, – і подаються до редакції у двох рукописних примірниках та електронному варіанті.

До статті додаються:

- відомості про автора (П.І.Б., вчений ступінь, звання, посада, місце роботи, номер службового телефону, e-mail);
- експертний висновок про можливість відкритої публікації (для аспірантів і докторантів);
- файл з текстом рукопису статті на CD дисках;
- анотації та ключові слова статті українською, російською і англійською мовами;
- обов'язкове зазначення УДК.

Під час оформлення статей до публікації у нашому збірнику потрібно дотримуватися таких правил:

- зміст та структура статті повинні відповідати Постанові ВАК України від 15.01.2003 р. № 7-05/1 «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України». Стаття повинна складатися зі вступу (постановка проблеми у загальному вигляді), формулювання мети статті, викладу основного змісту статті, обґрунтування отриманих результатів, власне висновків наукового дослідження, окреслення перспективи подальших розвідок з даної проблеми;
- обсяг статті не повинен бути меншим за 4 сторінки; поля: верхнє – 3 см, нижнє – 2 см, правє – 3 см, лівє – 3 см; шрифт: Times New Roman, 14 pt; шрифт: одинарний.
- виклад змісту повинен бути стислим, чітким, без повторів та дублювання вмічених у текст рисунків, таблиць та ін.;
- всі абрєвіатури, скорочєння власних назв та термінів, що вперше зустрічаються в тексті, повинні мати розшифрування; подання в формулах: текст – напівжирний шрифт; цифри – нежирний шрифт;
- посилання на літературні джерела потрібно подавати у квадратних дужках.

Відповідальність за вірогідність та оригінальність поданих матеріалів покладається на авторів рукописів. При наявності невідповідності рукописів вимогам редакції щодо оформлення статей у збірнику вони повертаються авторам.

Матеріали для публікації надсилаються за адресою:

72312, м. Мелітополь, вул. Бейбулатова, 2, Таврійський державний агротехнологічний університет, кафедра «Мобільні енергетичні засоби», завідувачу кафедри «МЕЗ», професору Панченку А.І.

Тел. (0619) 42-04-42

E-mail: tia_tgata@bk.ru

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 2 Том 3

Свідоцтво про державну реєстрацію – Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Панченко А.І.

Підписано до друкур. друк. Rizo. Друкарня ТДАТУ.
33,25 умов. друк. арк., тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38