

ВПЛИВ КОКСУВАННЯ СОПЛОВИХ ОТВОРІВ РОЗПИЛЮВАЧІВ ФОРСУНОК ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВИДАХ ПАЛИВА НА ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ МТА

Вступ. Одним з засобів економії дизельного палива є використання сумішевих палив, де до дизельного палива в різних пропорціях додають метилові, або етилові ефіри рослинних олій (соняшникової, рапсової, соєвої та ін.), також відомо що альтернативні види палива мають більш швидкий темп коксування соплових отворів розпилювача форсунки. Виникає питання, як це вплине на основні тягово-енергетичні показники МТА.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Ефективність роботи сільськогосподарського трактора при виконанні різних технологічних процесів визначається: паливною економічністю двигуна, продуктивністю роботи МТА, тяговим ККД трактора. За ГОСТ 7057-81 [1] рекомендується оцінювати потужності і тягово-зчіпні якості трактора по максимальній тяговій потужності $N_{\text{тп}}$, покладеної за ГОСТ 18509-88 [2] в основу оцінки максимальної потужності двигуна $N_{\text{еп}}$ і тягового ККД трактора.

В роботі Сандомирського М.Г. [3] використання метилових ефірів ріпакової олії(МЕРО), як палива доцільно як суміш з дизельним паливом в пропорції до 10...15% з попереднім підігріванням палива до температури, приблизно, 70°C . Необхідно також для забезпечення техніко-економічних показників, близьких до показників чистого дизельного палива, провести удосконалення параметрів паливної апаратури. Також в роботі Сандомирського М.Г. вказано, що необхідно зробити висновок про термін служби елементів паливної апаратури до технічного обслуговування, це можна зробити тільки після тривалих експлуатаційних випробувань. Закоксовування соплових отворів розпилювачів – одна з найбільш важливих проблем, що стоять перед тракторною промисловістю і експлуатацією МТА.

В роботі Войтова В.А. [4] стверджується необхідність скоротити строки технічного обслуговування розпилювачів форсунок в наслідок за коксування, проте автор звертає увагу, що немає достовірних даних за характером залежностей зміни пропускної спроможності розпилювачів від часу напрацювання, для визначення яких необхідне проведення тривалих експлуатаційних випробувань.

Відповідно до п.2.6 ДСТУ ГОСТ 10578:2003, відхилення значення ефективного перетину або пропускної спроможності розпилювачів від номінального значення не повинно бути більш $\pm 6\%$ при перевірці на стенді постійного тиску, або $\pm 1,5\%$ при прокручуванні від секції паливного насосу високого тиску.

В роботі [5] запропонований метод прискорених безмоторних випробувань, який дозволяє змоделювати зміну темпу закоксовування соплових отворів розпилювача форсунки при роботі на різних видах палива, що суттєво прискорить отримання залежностей зміни ефективного прохідного перерізу та надасть можливість розробити технічні рекомендації з експлуатації дизелів.

Постановка задачі: отримати залежності зміни: кривої потужності, швидкості руху та паливо-економічних показників МТА, за умови зміни ефективного прохідного перерізу, внаслідок коксування соплових отворів розпилювача форсунки.

Основна частина. В роботі [5] була доведена залежність зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки, від часу напрацювання в мотогодинах та вплив цього фактору на зменшення ефективної потужності дизельного двигуна і погіршення його паливно-економічних показників.

Ефективна потужність дизелем визначалась за формулою:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_v - P_{ц})} \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{вп}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e, \quad (1)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{МДж}{кг}$; ρ – густина палива;

P_v – тиск впорску палива, Па; $P_{ц}$ – тиск газів в циліндрі, Па; μ – коефіцієнт витрати; d – діаметр соплових отворів, м; z – кількість соплових отворів розпилювача; $\varphi_{вп}$ – тривалість впорскування, град. к.п.к.в.; ω – кутова швидкість, рад/с; n – кількість форсунок двигуна; η_e – ефективний ККД двигуна.

Для визначення темпу схильності альтернативних палив до коксування соплових отворів, без погіршення результатів, розроблений метод прискорених безмоторних досліджень, використовуючи [6] «Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок». В попередній роботі були наведені результати для трьох видів палива [5]. Та виникає питання, як на процес коксування вплине змішування цих палив в різних пропорціях, тому що саме сумішеві палива рекомендують к використанню в дизельних двигунах. Для відповіді була проведена серія випробувань на сумішевих паливах на основі дизельного палива та етилового ефіру рапсової олії (ЕЕРО) (рис. 1) Бачимо що криві 5,6,7 – відповідно 10%, 20%, 30% ЕЕРО в сумішевому паливі, зберігають тенденцію к збільшенню темпу коксування та лінійності цього процесу. Можна стверджувати, що при збільшенні частки ЕЕРО в сумішевому паливі зменшується термін використання розпилювача форсунки без технічного обслуговування.

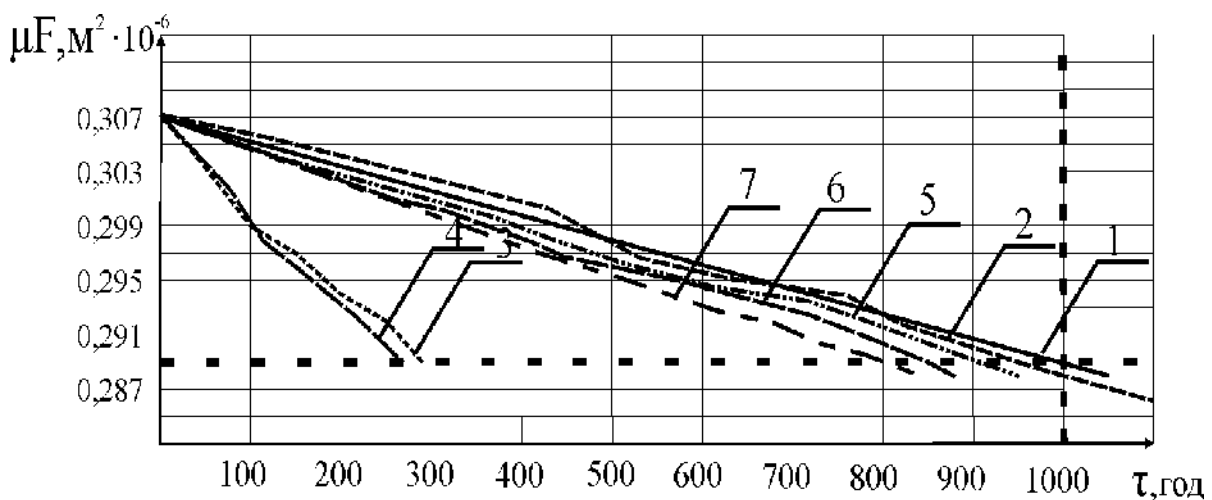


Рис. 1. Залежність зміни поперечного перерізу μF від часу τ експлуатації дизеля Д-240 на різних видах палива: згідно розрахунків 1 - на дизельному паливі; згідно моделювання 2 - на дизельному паливі, 3 - на ЕЕРО, 4 - на МЕРО, 5 - на суміші ЕЕРО 10% + дизельне паливо 90%, 6 - на суміші ЕЕРО 20% + дизельне паливо 80%, 7 - на суміші ЕЕРО 30% + дизельне паливо 70%.

Для оцінки зменшення ефективної потужності двигуна під час експлуатації на альтернативних видах палива, запропоновано використовувати коефіцієнт Δ , значення якого отримані на основі експериментів та розраховуються за формулою:

$$\Delta = 1 - \frac{\mu F - \mu F'}{\mu F}, \quad (2)$$

де μF – ефективний переріз сопл. отворів розпилювача (новий розпилювач), м²; $\mu F'$ – ефективний переріз сопл. отворів розпилювача (після експлуатації), м².

В рівняння (1) вводимо коефіцієнт Δ отримаємо:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_g - P_y)} \cdot \Delta \cdot \mu \cdot \frac{\pi d^2 z}{4} \cdot \frac{\varphi_{en}}{\omega} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot n \cdot \eta_e, \quad (3)$$

Δ – коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування.

Як бачимо коефіцієнт Δ безпосередньо впливає на ефективну потужність дизеля, його використання в подальших розрахунках надає можливість спрогнозувати тенденції зміни ефективної потужності двигуна в процесі експлуатації та скорегувати термін технічного обслуговування.

Ефективна потужність дизелем визначалась за формулою:

$$N_e = \frac{Q_n^p}{3600} \cdot \Delta \cdot G_T \cdot \eta_e, \quad (4)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої суміші, $\frac{МДж}{кг}$; G_T – часова витрата палива,

кг/год; η_e – ефективний ККД. двигуна; Δ – коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування.

За формілою (2) відповідно до часу експлуатації в мотогодинах отримуємо значення коефіцієнту Δ для різних видів паливних сумішей (табл. 1).

Таблиця 1

Значення коефіцієнта Δ для різних видів палива, в залежності від часу експлуатації в мотогодинах.

Вид палива	Напрацювання в мотогодинах									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
Дизельне паливо	0,995	0,989	0,982	0,976	0,968	0,963	0,955	0,953	0,951	(0,949)
ЕЕРО	0,983	0,962	0,949	(0,927)						
ДП 90% + ЕЕРО 10%	0,992	0,985	0,979	0,972	0,965	0,961	0,953	0,951	0,949	(0,941)
ДП 80% + ЕЕРО 20%	0,990	0,983	0,975	0,969	0,962	0,958	0,950	0,944	(0,938)	
ДП 70% + ЕЕРО 30%	0,988	0,980	0,971	0,965	0,959	0,954	0,947	(0,939)		
МЕРО	0,982	0,961	0,948	(0,925)						

В таблиці в дужках наводяться значення коефіцієнта Δ , при яких ефективна потужність двигуна зменшиться більше, ніж допустима в межах зазначених ГОСТ 18509-88; пода-

льша експлуатація двигуна призведе к суттєвому підвищенню витрати палива.

Треба також вивчити, яким чином зменшення ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива буде впливати на тягово-енергетичні показники МТА, для цього розглянемо наступні формули.

Дотична сила тяги трактора визначається за формулою[7]:

$$P_{\text{дот}} = \frac{M_{\kappa} \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (5)$$

де M_{κ} - крутний момент двигуна, Н·м; $i_{\text{кп}}$ – передаточне число коробки передач; i_0 – передаточне число головної передачі; $\eta_{\text{ТР}}$ – механічний ККД трансмісії; $r_{\text{д}}$ –динамічний радіус ведучих коліс, м.

Крутний момент двигуна визначається за формулою[7]:

$$M_{\kappa} = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_{\text{д}}} = \frac{N_e}{\omega_{\text{д}}}, \quad (6)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; $n_{\text{д}}$ – частота обертання валу двигуна, хв⁻¹; $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна, рад/с.

Підставивши рівняння (6) в рівняння (5) отримаємо[7]:

$$P_{\text{дот}} = \frac{N_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (7)$$

З рівняння видно, що ефективна потужність двигуна впливає на силу тяги трактора тобто її зменшення, в наслідок коксування, призведе до зменшення и сили тяги. В рівняння (7) вводимо коефіцієнт, що враховує зміну ефективного перерізу соплових отворів розпилювача форсунки в наслідок коксування, отримаємо:

$$P_{\text{дот}} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot i_{\text{кп}} \cdot i_0}{r_{\text{д}} \cdot \omega_{\text{д}}} \cdot \eta_{\text{ТР}}, \quad (8)$$

З рівняння тягового балансу трактору знаходимо гакову силу тяги[7]:

$$P_{\text{зак}} = P_{\text{дот}} - P_f \pm P_a \pm P_j, \quad (9)$$

де $P_{\text{дот}}$ – дотична сила тяги трактора, Н; $P_{\text{зак}}$ – гакове зусилля, яке реалізоване трактором, Н; P_f – сила опору коченню, Н; P_a P_a – сила опору підйому, Н; P_i – сили інерції, Н.

Сила опору кочення дорівнює[8]:

$$P = \gamma_{\text{ш}} \frac{G_i^3}{4\pi r_{\text{ш}}^2 r_c^3 \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (10)$$

де G_i – вертикальне навантаження на i -е колесо, Н; $\gamma_{ш}$ – коефіцієнт пропорційності;

$P_{ш}$ – тиск повітря в шині, Па; r – вільний радіус шини, м; r_c – радіус перерізу шини, м; α – кут обхвату шини ґрунтом, град.

Підставивши в рівняння (9) рівняння (8) та (10) отримаємо:

$$P_{зак} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot i_{кп} \cdot i_0}{r_d \cdot \omega_d} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi P_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (11)$$

Кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна:

$$\omega_d = \frac{V_T \cdot i_{TP}}{r_k}, \quad (12)$$

де V_T – теоретична швидкість руху, м/с; i_{TP} – передаточне число трансмісії; r_k – теоретичний радіус ведучих коліс, м.

Рівняння (11) матиме вигляд:

$$P_{зак} = \frac{\Delta \cdot N_e \cdot r_k}{r_d \cdot V_T} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi P_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)}, \quad (13)$$

гакова потужність визначається за формулою [7]:

$$N_{зак} = P_{зак} \cdot V_T (1 - \delta), \quad (14)$$

де δ – буксування рушіїв, %;

Підставивши в рівняння (14) рівняння (13) отримаємо:

$$N_{зак} = \left[\Delta \cdot N_e \cdot \frac{r_k}{r_d} \cdot \eta_{TP} - \gamma_{ш} \frac{G_i^3}{4\pi P_{ш}^2 r^3 r_c \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right)} \right] \cdot V_T \cdot (1 - \delta). \quad (15)$$

Використовуючи приведенний розрахунок можна змоделювати, яким чином при збільшенні коксування соплових отворів розпилювача буде змінюватись гакова потужність та гакова сила тяги.

Як бачимо на (рис.2 а, б) – в залежності від часу експлуатації гакова потужність зменшується внаслідок коксування соплових отворів, для дизельного палива період зниження кривої потужності на 5% це 1000 мотогодин експлуатації (рис 2 а), для сумішевого палива (дизельне паливо 80% + ЕЕРО 20%), цей період зменшується до 865 годин експлуатації (рис.2 б). Для порівняння пунктирною лінією зображене початкове значення гакової потужності. При використанні альтернативних видів палива проводити технічне обслуговування треба раніше ніж для дизельного, бо подальша експлуатація може привести к суттєвому збільшенню витрати палива та зменшенню потужності, після досягнення границі вказаній в ГОСТ 18509-88[2], процес коксування йде більш стрімкими темпами і не має лінійного характеру для всіх видів палива та призведе до повного виходу з ладу паливної системи двигуна.

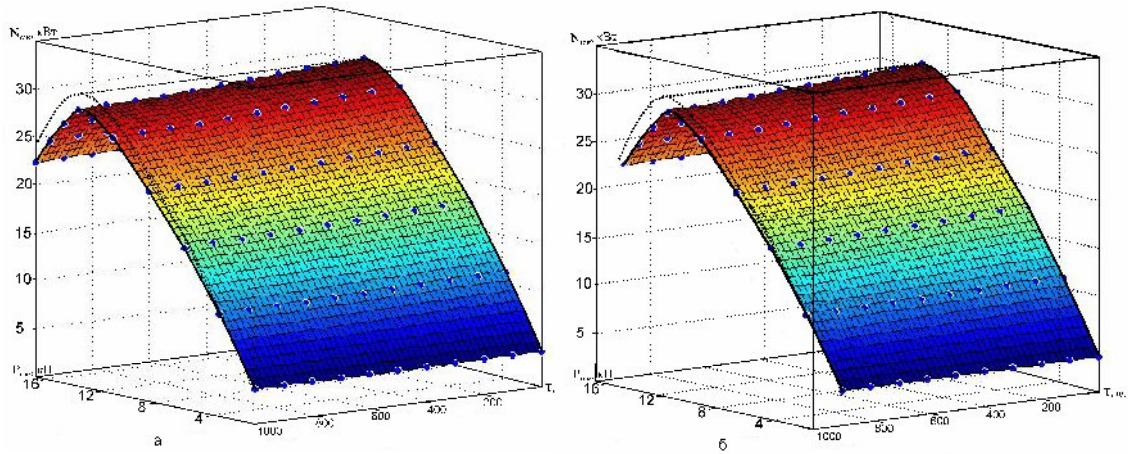


Рис. 2. Залежність зміни гакової потужності від часу експлуатації двигуна на різних видах палива: *a* – дизельне паливо, *б* – сумішеве паливо (80% дизельного палива + 20% ЕЕРО). $N_{\text{шак}}$ - гакова потужність; $P_{\text{шак}}$ - гакове зусилля, яке реалізоване трактором; τ - час експлуатації.

Використовуючи наведені вище формули та стендові випробування дизеля Д-240, що проводились на електричному стенді СТЭ-28-ГОСНИТИ[5], будуюмо тягові характеристики трактора МТЗ-80 (агрофон – поле під посів), за умови роботи з різним ступенем коксування соплових отворів розпилювача форсунки (рис.3).

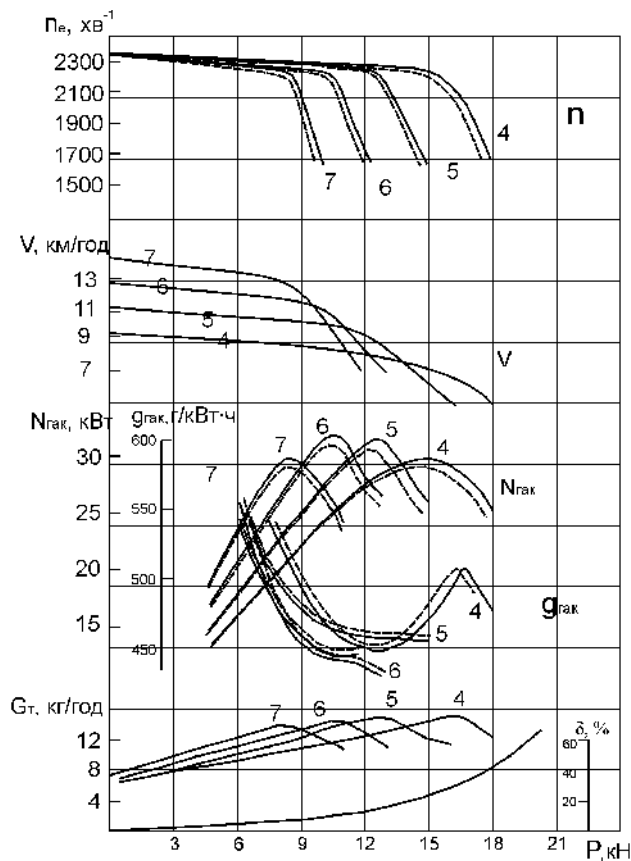


Рис. 3. Тягова характеристика трактора МТЗ – 80 (агрофон – поле під посів): n_e – оберти колінчатого валу двигуна; V – швидкість руху; $N_{\text{шак}}$ – гакова потужність; $g_{\text{шак}}$ – питома гакова витрата палива; $G_{\text{т}}$ – часова витрата палива; δ – буксування (----- розпилювачі після 1000 мотогодин експлуатації).

Слід звернути увагу, як коксування впливає на гакову потужність (рис.3), при експлуатації двигуна 1000 мотогодин (пунктирна лінія) вона зменшується на 5,2%, а питома гакова витрата палива $g_{\text{гак}}$ збільшується на 6-7%, це призведе до погіршення тягово-енергетичних показників МТА. Для підтвердження цих припущень проведені польові випробування МТА в складі трактор МТЗ-80 + культиватор КОЗР 5,4 на агрофоні – поле під посів при виконанні суцільної культивації в технологічному процесі вирощування цукрового буряку (табл.2).

Таблиця. 2

Техніко-економічні показники машинно-тракторного агрегату в складі трактора МТЗ – 80 та культиватора КОЗР – 5,4

Найменування показника	Значення		
	Двигун трактора працює на дизельному паливі і комплекті нових розпилювачів	Двигун трактора працює на сумішевому паливі і комплекті нових розпилювачів	Двигун трактора працює на дизельному паливі та комплекті розпилювачів з часом експлуатації 1000 мотогодин
Агрегат	МТЗ – 80 + КОЗР – 5,4		
Вид роботи	Передпосівна культивація		
Тип ґрунту	чорнозем суглинистий		
Рельєф	Плоский		
Площа поля, га	126		
Довжина гону, м	1112		
Вологість ґрунту, % в шарах, 0-10 см	13,6-17,5		
Твердість ґрунту, Н/см ² в шарах, 0-10 см	124		
Ширина захвату: середня ширина захвату, см	5400		
Робоча швидкість, км/ч	7,0	7,0	6,9
Продуктивність, га за 1 год. часу	3,78	3,78	3,72
Витрата палива на одиницю виконаної роботи, кг/га	3,49	3,54	3,7
Буксування рушіїв, %	0,13	0,13	0,13
Коефіцієнт використання номінальної потужності двигуна, %	0,75	0,78	0,81
Основні показники якості виконання технологічного процесу:			
Глибина обробки -середня, см	4,0	4,0	4,0
середнє квадратичне відхилення, см	0,85	0,85	0,85

При роботі на біодизельному паливі продуктивність роботи залишилась не змінною, а витрата палива збільшилася на 1,5 %, завдяки використанню біодизельного палива вдалося завантажити двигун трактора на 78 %. При більш низькій ціні на біодизельне паливо, досягнутий ефект зниження вартості технологічного процесу на гектар виконаної роботи на 8,7. При використанні сумішевих палив необхідно розробити карту технічного обслуговування, з урахуванням зменшення терміну технічного обслуговування для розпилювачів форсунок, це зможе запобігти використанню розпилювачів, що за рахунок більш швидкого темпу коксування вже не задовольняють вимогам, які встановлені технічними вимогами.

Висновки: Вплив зміни ефективного прохідного перерізу на тягово-енргетичні показники, є суттєвим чинником, що впливає на ефективність роботи МТА. Без його урахування, особливо при використанні альтернативних видів палива, показники роботи яких вже гірші за дизельне паливо, можна суттєво погіршити паливно-економічні показники та зменшити продуктивність роботи МТА, що в багатьох сільськогосподарських операціях, обмежених агротехнічними строками, може призвести до часткової втрати врожаю. Цей факт може зменшити економічні підстави використання альтернативних видів палива, тому потрібно при виборі оптимальних режимів роботи двигуна та технологічних операцій, враховувати не тільки різні фізико-хімічні властивості палив, а й зважати на більш швидкий темп коксування соплових отворів розпилювачів форсунок. Термін технічного обслуговування рекомендовано зменшити для розпилювачів форсунок при використанні сумішевого палива до: 925 мотогодин (ДТ90 % + ЕЕРО 10%); 865 мотогодин (ДТ 80% + ЕЕРО 20%); 785 мотогодин (ДТ 70 % + ЕЕРО 30%). Результати експлуатаційно-технологічних досліджень машинно-тракторного агрегату в складу трактор МТЗ – 80 + культиватор КОЗР – 5,4 показали зниження вартості технологічного процесу на гектар виконаної роботи на 8,7 %. Це дозволило отримати економічний ефект при виконанні даної операції в розмір 3,1 грн. на один гектар виконаної роботи. З урахуванням загального часу річної зайнятості одного трактора МТЗ – 80 на просяпних роботах річний економічний ефект складе 1416,7 грн.

Література: 1. ГОСТ 7057-81. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. Введ. 28.04.1981. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1985. – 25 с. 2. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Введ. 01.01.1991. Государственный Совет СССР по стандартам. – М., 1988. – 14 с. 3. Сандомирський М.Г. Результати випробування дизеля 4ЧН 12-14 на дизельному паливі і паливах рослинницького виду // Тракторна енергетика в рослинництві. – Х.: ХНТУСГ, 2009. – С. 121 – 125. 4. Войтов В.А., Даценко М.С., Карнаух М.Д., Сорокін С.П. Особливості експлуатації паливної апаратури дизелів сільськогосподарського призначення з використанням біологічного палива // Техніка і технології АПК. – 2010. – №1. – С. 13-18. 5. Шуляк М.Л. Вплив зміни прохідного перерізу соплових отворів розпилювача форсунок на показники двигуна при роботі на різних видах палива // Механізація сільськогосподарського виробництва. – Х.: ХНТУСГ, 2011. – С. 126 – 134. 6. Сандомирський М.Г., Мироненко Г.П., Шинкаренко В.О. Пристрій для прискореного визначення схильності альтернативних палив до коксування розпилювачів дизельних форсунок. Патент на корисну модель № 49126 України МПК (2009); заявл. 10.08.2009; опубл. 26.04.2010; Бюл. № 8. 7. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Чудаков Д.А. – М.: Колос, 1972. – 384 с. 8. Лебедев А.Т. Динамічна модель ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів з пасивними робочими органами у складі енергетичного засобу зі здвоєними шинами / Лебедев А.Т., Калінін Є.І. // Системи обробки інформації. – Х.: ХУПС. – 2010. – Вип. 2(83). – С. 109 – 115. 9. Шуляк М.Л. Оцінка ефективності роботи МТА при роботі двигуна на різних швидкісних режимах та різних видах палива // Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Х.: ХНТУСГ, 2011. – С. 327 – 332.

Bibliography (transliterated): 1. GOST 7057-81. Traktory sel'skhozjajstvennyye. Metody ispytaniy. Vved. 28.04.1981. Gosudarstvennyj Sovet SSSR po standartam. – M., 1985. – 25 s. 2. GOST 18509-88. Dizeli traktornye i kombajnovye. Metody stendovyh ispytaniy. Vved. 01.01.1991. Gosudarstvennyj Sovet SSSR po standartam. – M., 1988. – 14 s. 3. Sandomir'skij M.G. Rezul'tati viprobuvannja dizelja 4ChN 12-14 na dizel'nomu palivi i palivah roslinnic'kogo vidu // Traktorna energetika v roslinnictvi. – H.: HNTUSG, 2009. – S. 121 – 125. 4. Vojtov V.A., Dacenko M.C., Karnauh M.D., Sorokin S.P. Osoblivosti ekspluatacii palivnoj aparatury dizeliv sil's'kogospodars'kogo priznachennja z vikoristannjam biologichnogo paliva // Tehnika i tehnologii APK. – 2010. – №1. – S. 13-18. 5. Shuljak M.L. Vpliv zmini prohidnogo pererizu soplovih otvoriv rozpiljuvacha forsunok na pokazniki dviguna pri roboti na riznih vidah paliva // Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobnictva. – H.: HNTUSG, 2011. – S. 126 – 134. 6. Sandomir'skij M.G., Mironenko G.P., Shin-karenko V.O. Pristriy dlja priskorenogo viznachennja shil'nosti al'ternativnih

paliv do koksu-vannja rozpiljuvachiv dizel'nih forsunok. Patent na korisnu model' № 49126 Ukraïni MPK (2009); zajavl. 10.08.2009; opubl. 26.04.2010; Bjul. № 8. 7. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomo-bilja / Chudakov D.A. – M.: Kolos, 1972. – 384 s. 8. Lebedev A.T. Dinamichna model' truntoobrobnihi mashin-no-traktornih agregativ z pasivnimi robochimi organami u skladi energetichnogo zasobu zi zdvoeni-mi shinami / Lebedev A.T., Kalinin Є.I. // Sistemi obrobki informacii. – H.: HUPS. – 2010. – Vip. 2(83). – S. 109 – 115. 9. Shuljak M.L. Ocinka efektivnosti roboti MTA pri roboti dviguna na riznih shvidkisnih rezhimah ta riznih vidah paliva // Resursozberigajuchi tehnologii, materiali ta obladnannja u remo-ntnomu virobnictvi. – H.: HNTUSG, 2011. – S. 327 – 332.

Лебедев А.Т., Шуляк М.Л.

**ВЛИЯНИЕ КОКСОВАНИЯ СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ
ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДАХ
ТОПЛИВА НА ТЯГОВО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ МТА**

В статье получены зависимости изменения: крутящей мощности, скорости движения и топливо-экономических показателей МТА при условии изменения эффективного проходного сечения, в результате коксования сопловых отверстий распылителя форсунки.

Lebedev A.T., Shulyak M.L.

**INFLUENCE OF COKING OF ENGINE SPRAYER NEBULIZER NOZZLES
OPENINGS ON TRACTIVE AND POWER INDEXES OF MTA
BY THE OPERATION WITH ALTERNATIVE KINDS OF FUEL**

Dependences of change are got in the article: to hook power, rate of movement and fuel-economic indexes of MTA, on condition of change of effective communicating section, as a result of coking of openings of nozzles of nebulizer of sprayer.

УДК 621.43.001.891.573

Пильова Т.К., канд. техн. наук

**ВИБІР ДВИГУНА АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ
ЗА ПАРАМЕТРАМИ ЙОГО ГОЛОВНОГО РОБОЧОГО ПОЛЯ**

Актуальність задачі. Український автомобільний ринок останнього десятиліття набув загальної тенденції інтенсивного розширення. За дев'ять місяців поточного року у порівнянні до відповідного періоду попереднього у країні зріс імпорту автотранспортної техніки більше, ніж на 20%. В той же час зростання випуску мобільних машин в Україні практично досягло 60% [1,2].

В процесі проектування, виконання доводочних робіт або під час удосконалення довільних автотранспортних засобів завжди виникає проблема вибору та узгодження певної сукупності параметрів двигуна, трансмісії та автотранспортного засобу у цілому. Обов'язковою задачею тут є забезпечення їх високих паливно-економічних та екологічних показників [3]. Значною проблемою при цьому постає здійснення оптимізації техніко-економічних показників за певним інтегральним критерієм.

Значна увага при розробці інтегральних критеріїв якості сьогодні приділяється опрацюванню та застосуванню як експериментальних, так і розрахункових методів. Вважається, що і перші, і другі потребують свого удосконалення за своєю ефективністю.