

Abstract

DEFINITION OF THE EXPENSE OF THE MIX OF DIESEL FUEL WITH ADDITIVES OF RAPE SEED OIL AND ETHANOL

S. Khomenko, S. Geruk, S. Minenko, V. Savchenko

Results of researches of economic efficiency of work of the diesel engine on a mix of diesel fuel with additives of rape seed oil and ethanol are presented. The coefficient of proportion is got for the expenditure of fuel. It allows in exploitation to ration the charges of agile fuel in relation to concentration of alternative fuel.

УДК 621.936-61

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ДВИГУНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО І АЛЬТЕРНАТИВНОГО ПАЛИВА

Хоменко С.М. к.т.н.

(Житомирський національний агроекологічний університет)

Удосконалено математичну модель токсичності відпрацьованих газів дизельного двигуна, що працює на паливах з добавками різних концентрацій ріпакової олії і етанолу. Це дозволяє встановлювати норми вмісту CO , C_nH_m , NO_x та S у відпрацьованих газах двигунів.

Постановка проблеми. При спалюванні різних видів палив в атмосферу потрапляє значна кількість токсичних викидів: тверді частинки (зола, сажа), оксиди азоту, вуглецю, сірки, альдегіди, вуглеводні, тому все більш актуальним стає питання щодо залучення нетрадиційних екологобезпечних джерел енергії.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Автомобільний транспорт залишається основним джерелом (до 90% [1]) викидів токсичних речовин у місцях найбільшої концентрації людей і є причиною несприятливого стану довкілля в багатьох містах України. Наслідком цього є погіршення стану здоров'я населення та значні економічні збитки країни, які безпосередньо пов'язані зі здоров'ям людей, хворобами та втратою працездатності.

Постановка завдання. *Мета досліджень* полягала в обґрунтуванні екологічних параметрів ДВЗ шляхом удосконалення моделі токсичності відпрацьованих газів дизельного двигуна, що працює на суміші дизельного та альтернативного палив різних концентрацій.

Результати досліджень. Відсотковий вміст токсичних компонентів у відпрацьованих газах дизельного двигуна (y %) з достатнім ступенем точності може бути визначено з формул (1) – (4) (для ЯМЗ-238Д) [2]:

$$X_{CO} = 0,05 - 1,5 \cdot 10^{-3} \alpha + 14 \cdot 10^{-6} \alpha^2; \quad (1)$$

$$X_{CH} = 0,017 + 0,31 \cdot 10^{-3} \alpha + 2,47 \cdot 10^{-6} \alpha^2; \quad (2)$$

$$X_{NO} = 0,02 + 2,3 \cdot 10^{-3} \alpha - 4 \cdot 10^{-6} \alpha^2; \quad (3)$$

$$X_C = 0,053 + 1,6 \cdot 10^{-3} \alpha - 5 \cdot 10^{-6} \alpha^2, \quad (4)$$

де X_{CO} , X_{CH} , X_{NO} , X_C – вміст CO, CH, NO, C у відпрацьованих газах дизельного двигуна, %; α – коефіцієнт надлишку повітря.

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг ріпакової олії - 12,9 кг, для дизельного палива - 14,45 кг, а для етанолу 9,0 кг тоді для 1 кг суміші дизельного палива, ріпакової олії і етанолу, припустивши, що в циліндрах двигуна відбувається згоряння стехіометричної суміші на сталому швидкісному і навантажувальному режимах, то для 1 кг дизельного палива вміст токсичних компонентів складе (у %): $X_{CO} = 0,0485$, $X_{CH} = 0,0173$, $X_{NO} = 0,0223$, $X_C = 0,0546$. Для зручності подальших розрахунків кожній суміші палив присвоїмо порядковий номер, який відповідає концентрації сумішей (табл.1).

Таблиця 1. Склад сумішей дизельного палива, ріпакової олії та етанолу

Концентрація	№суміші										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ріпакової олії, К	0	0,09	0,18	0,27	0,36	0,45	0,54	0,63	0,72	0,81	0,90
Етилового спирту, К _Е	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10

Максимальну концентрацію спирту в суміші приймаємо рівною 10% ($K_{E_{max}} = 0,1$). Коефіцієнт надлишку повітря для суміші дизельного палива, ріпакової олії та етанолу з концентрацією ріпакової олії К і етанолу К_Е визначаємо за наступною формулою:

$$\alpha_{ДП+РО+Е} = \frac{L}{L_{ОДП}(1-K-K_E) + L_{ОРО}K + L_{ОЕ}K_E}, \quad (5)$$

де $L_{ОДП}(1-K-K_E)$ – кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння частки дизельного палива в суміші, кг; $L_{ОРО}$ – кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння частки ріпакової олії, кг; K – концентрація ріпакової олії в суміші за масою $K=0...1$; $L_{ОЕ}$ – кількість повітря, теоретично необхідного для згоряння частки етанолу, кг; K_E – концентрація етанолу $K_E=0...(1-K)$, $K_{E_{max}}=0,1$.

При згорянні суміші палива з $(1-K-K_E)\%$ дизельного палива, $K\%$ ріпакової олії і $K_E\%$ етанолу для аналогічного швидкісного та навантажувального режимів (у %):

$$X_{CO} = 0,05 - 1,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1-K-K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right) + 14 \cdot 10^{-6} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1-K-K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right)^2, \quad (6)$$

$$X_{CH} = 0,017 + 0,31 \cdot 10^{-3} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right) + 2,47 \cdot 10^{-6} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right)^2, \quad (7)$$

$$X_{NO} = 0,02 + 2,3 \cdot 10^{-3} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right) - 4 \cdot 10^{-6} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right)^2, \quad (8)$$

$$X_C = 0,053 + 1,6 \cdot 10^{-3} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right) - 5 \cdot 10^{-6} \left(\frac{14,45}{14,45 \cdot (1 - K - K_E) + 12,9 \cdot K + 9 \cdot K_E} \right)^2, \quad (9)$$

Результати представимо у вигляді графічної моделі токсичності на прикладі CO (рис. 1).

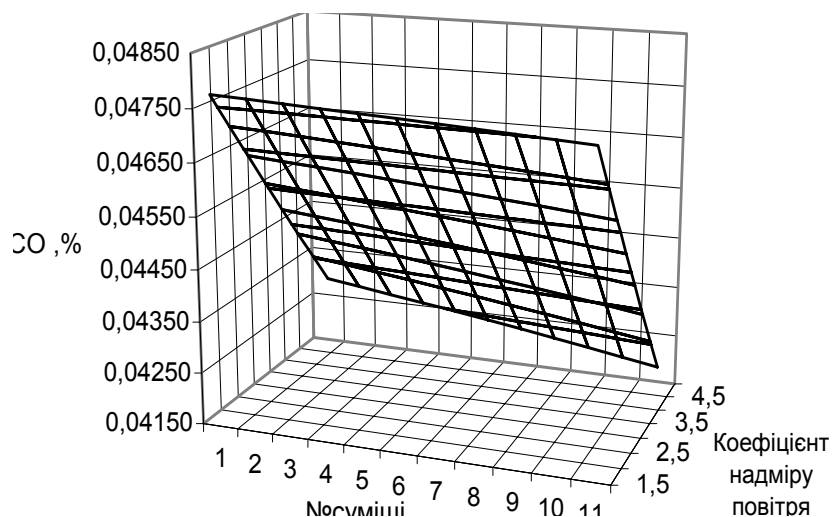


Рис. 1. Модель токсичності за CO у залежності від коефіцієнта надміру повітря та складу суміші палив

Прологарифмувавши відому експериментальну формулу для визначення коефіцієнту надміру повітря [1], представили її у наступному вигляді (достовірність апроксимації $R^2 = 0,9943$):

$$N = -79,348 \ln(\alpha) + 126,26, \quad (10)$$

де N – потужність двигуна, %.

З урахуванням (10) можна побудувати моделі токсичності за CO, CH, NO, C у залежності від складу суміші та відсотку використання потужності двигуна. Моделі токсичності за C_nH_m та NO_x що отримано згідно з (7), (8) і (10) представлено на рис. 2 та на рис. 3 відповідно.

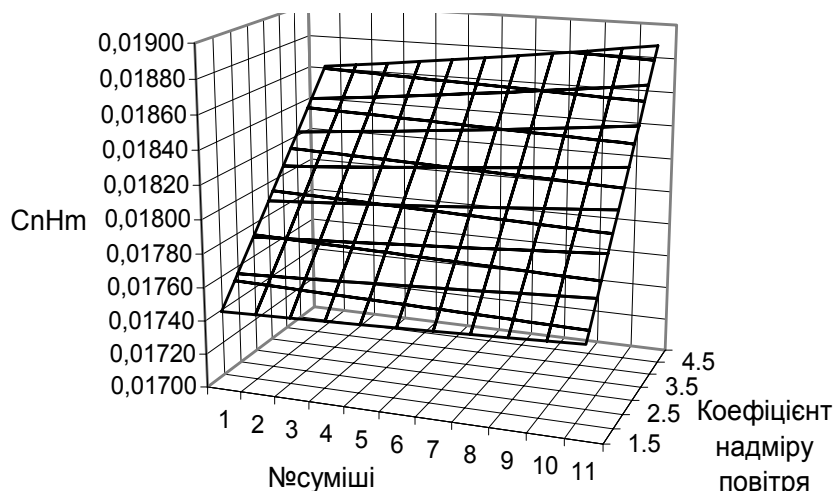


Рис. 2. Модель токсичності за C_nH_m у залежності від складу суміші та коефіцієнта надміру повітря

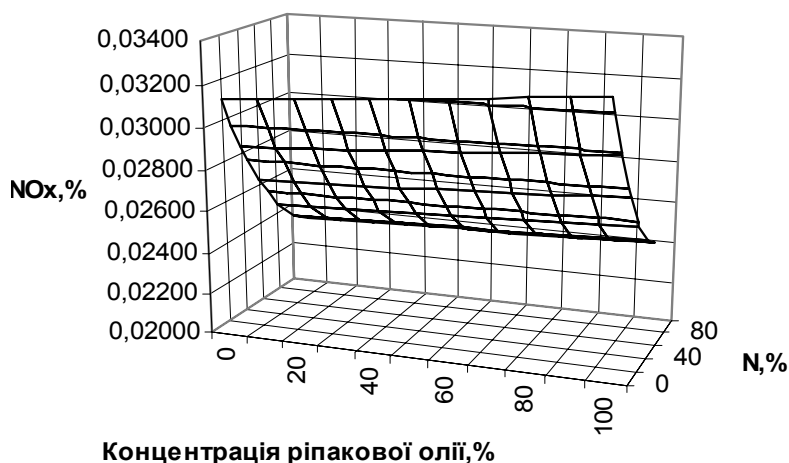


Рис. 3. Модель токсичності за NO_x у залежності від складу суміші від потужності двигуна

Висновки. На основі удосконалених математичних моделей токсичності відпрацьованих газів дизельного двигуна з урахуванням концентрації ріпакової олії та етанолу в паливі можна встановлювати норми вмісту CO , C_nH_m , NO_x та C у відпрацьованих газах дизельного двигуна. Наприклад, для моторного палива з концентрацією альтернативних палив 30% , в якому концентрація ріпакової олії складає 27% а етанолу 3% за математичними моделями значення токсичності ВГ мають бути в межах (у %): $CO = 0,04257... 0,04769$; $C_nH_m = 0,01749...0,01868$; $NO_x = 0,02358... 0,03187$; $C = 0,05549...0,06120$.

Список літератури

5. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – изд. 2-е, перераб. и дополн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468с.
6. Орлов В.В. Основні екологічні проблеми в країнах ЄС / В.В. Орлов // Автошляховик України. – 2003. – № 4. – С. 20 – 21.

Аннотация

ОБОСНОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО И АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА

Хоменко С.М.

Усовершенствовано математическую модель токсичности отработанных газов дизельного двигателя, что работает на топливах с добавками разных концентраций рапсового масла и этанола. Это позволяет устанавливать нормы содержания CO , C_nH_m , NO_x и C в отработанных газах двигателей.

Abstract

SUBSTANTIATION OF ECOLOGICAL INDICATORS OF WORK OF THE ENGINE AT USE OF A MIX OF DIESEL AND ALTERNATIVE FUEL

S. Khomenko

The mathematical model of toxic exhaust gases of the diesel engine is improved with additions in the fuel of rape seed oil and ethanol of different concentrations. It allows to set the norms of maintenance CO , C_nH_m , NO_x and C in exhaust gases of the engines.

УДК 620.179.17

КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИМОГ ДО АКУСТИКО-ЕМІСІЙНИХ ОЗНАК ДЕФЕКТІВ ПАР ТЕРТЯ МЕХАНІЗМІВ

Шевченко С.А., к.т.н.

(Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка)

Розроблена класифікація акустико-емісійних ознак дефектів пар тертя механізмів. Обґрунтована можливість діагностування підшипників кочення за ознакою нерівномірності розподілу сигналів акустичної емісії в часі.

Постановка проблеми. Для експлуатації машин за технічним станом необхідна об'єктивна інформація щодо інтенсивності процесів зношування пар тертя. Отже, постає проблема вибору методу діагностування. Оскільки зношування супроводжується динамічною перебудовою поверхневих шарів