

О.М. Пилипенко, д.т.н., проф.

І.А. Шльончак, аспір.

Черкаський державний технологічний університет

МЕТОДОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ БІОДИЗЕЛЯ

У роботі досліджено вплив зміни фізико-хімічних властивостей біопалива на зовнішню швидкісну характеристику дизельного двигуна. Встановлено оптимальні пропорції суміші дизельного палива (ДП) та ріпакової оливи (РО). Обґрунтовано перспективність використання етилового ефіру ріпакової оливи (ЕЕРО) як палива у дизельному двигуні. Представлено методичку експериментального дослідження властивостей біодизеля та отримано рівняння регресії, що дає можливість дослідити характеристику питомих витрат палива залежно від його ступеня стиснення ϵ , тиску наддуву повітря у циліндрі p_s , кута випередження впорскування $\theta_{вип}$ та кута $\phi_{впр}$ від якого залежить тривалість впорскування палива.

Вступ. Ситуація, що склалась в Україні із забезпеченням її економіки достатніми обсягами енергоносіїв власного видобутку, гостро ставить проблему пошуку альтернативних видів моторного палива (АП). Доступним готовим джерелом сконцентрованої енергії є рідке біологічне паливо та його суміші з дизельним паливом [1–3].

Проблема виробництва та використання біологічних палив є актуальною і для України, яка імпортує більшу частину нафти та газу [4]. Науково-технічні аспекти використання цих видів палива у двигуні внутрішнього згорання із запаленням від стиснення протягом років розробляються провідними вченими нашої країни у галузі двигунобудування. Але, на жаль, ці кроки поки що не дають вагомих результатів. До цього часу не розроблені стандарти на фізико-хімічні властивості АП, відсутня порівняльна характеристика ефективності використання різних АП та їх вплив на показники вітчизняних та закордонних двигунів.

Багатофакторна оптимізація ефективності використання того чи іншого біологічного палива можлива винятково на основі математичних моделей, які адекватно відображають протікання процесів дизельного двигуна. Подібні моделі, які враховують особливості властивостей біопалива, зараз майже відсутні. Дотепер невирішеними залишаються питання порівняльної оцінки ефективності використання різних біопалив та ряд інших проблем відносно того чи іншого типу дизельного двигуна.

Тому актуальною є робота, пов'язана з дослідженням впливу особливостей біопалив на протікання процесів сумішоутворення, згорання, утворення оксиду азоту та сажі в робочій камері циліндра. Необхідно розробити також математичну модель цих процесів, вибрати та обґрунтувати раціональні параметри дизеля з урахуванням показників його паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Широту дослідження додає різноманіття моделей дизельних двигунів, як вітчизняних, так і закордонних виробників.

Проведені дослідження з використання АП рослинного походження [5–7] у вітчизняних дизельних двигунах не дають достатнього обґрунтування їх вибору. Відмінна конструкція піддослідних двигунів від об'єкта дослідження не дозволяє використовувати відповідні палива для дизеля, що випробовується в даній роботі.

Таким чином, проблема використання АП в Україні є актуальною, що передбачає необхідність проведення досліджень в даному напрямку.

Метою роботи є отримання математичної моделі, що характеризує зовнішню швидкісну характеристику двигуна при його роботі на найбільш ефективному біопаливі.

Завдання експериментальних досліджень охоплювали визначення ефективної потужності N_e , крутного моменту M_e , та питомих витрат палива g_e , котрі змінюються під впливом фізичних властивостей палива. В результаті випробувань проводилась оцінка впливу зміни фізико-хімічних властивостей АП на тягово-швидкісні характеристики дизельного двигуна.

Мега експерименту досягалась на сучасній лабораторній установці з комплексом вимірювального обладнання для автоматичної обробки і реєстрації результатів вимірювань (установка кафедри АТЕ ДТУ м. Черкаси), а також реалізацією повного факторного експерименту типу 2^4 та проведенням експериментальних досліджень.

Основна частина. В роботі використовувалось АП рослинного походження, виготовлене на основі ріпакової оливи (РО). Для дослідження впливу цього палива на тягово-швидкісні показники дизельного двигуна ISUZU моделі 4HG1, що встановлюється на автобусах різних класів та вантажівках, а також з метою порівняльного аналізу, були відібрані такі види палива:

- дизельне паливо за ГОСТ 3869-99;
- суміш РО (20 %) та ДП (80 %);
- суміш РО (50 %) та ДП (50 %);
- суміш РО (80 %) та ДП (20 %);
- ЕЕРО.

Досі не існує достатньої інформації про оптимальні пропорції суміші ДП та РО, нема інформації про використання ЕЕРО у дизельному двигуні.

В даних дослідженнях була проведена оптимізація біопалив, що використовуються, за економічністю та екологічністю. Слід зазначити, що вибір найбільш раціонального палива для даного типу дизельного двигуна визначається економічністю, екологічністю та надійністю. Середні експлуатаційні питомі витрати вуглеводневого палива характеризують економічність двигуна та витрати палива у процесі експлуатації [8, 9]. Але питомі витрати палива не можуть характеризувати якість робочого процесу при використанні біопалива, оскільки ці палива мають меншу теплоту згорання, що призводить до збільшенні витрат палива, при незмінній якості процесу згорання. Тому до критерію економічності, крім питомих витрат палива, було додано середній експлуатаційний ефективний ККД [6, 9], котрий одночасно враховує витрати палива та нижчу теплоту згорання:

$$\eta_{e \text{ ср.е}} = \frac{3600}{Q_n \cdot g_{e \text{ ср.е}}}, \quad (1)$$

де Q_n – нижча теплота згорання; $g_{e \text{ ср.е}}$ – питомі витрати палива; $\eta_{e \text{ ср.е}}$ – експлуатаційний середній ефективний ККД.

До основних шкідливих компонентів ВГ дизельного двигуна відносять окиси азоту та тверді частки. Частка цих речовин у загальному шкідливому впливі ВГ складає 95 % [8, 9]. Викиди цих шкідливих речовин при використанні біопалив, порівняно з ДП, знижуються. Основну проблему, очевидно, являють окиси азоту, викиди яких у багатьох випадках збільшуються [6]. Тому як критерій токсичності ВГ взято питомі викиди оксидів азоту.

Найбільш раціональне біологічне паливо повинно забезпечувати найвищу економічність та надійність роботи дизеля при найменших значеннях викидів оксидів азоту та твердих частин.

На користь використання сумішевих палив з мінімальним складом РО для дизелів традиційної конструкції можна відмітити наступне. Одна з причин нагароутворення при використанні сумішевих палив є гліцерин. Збільшення процентної частки у паливі рослинного походження призводить до збільшення ймовірності нагароутворення, що знижує надійність дизеля.

З точки зору надійності, ЕЕРО є досить перспективним паливом, оскільки під час реакції етерифікації, при отриманні ефірів з оливи та етанолу, як побічний продукт утворюється гліцерин, а його вміст у ЕЕРО не перевищує 1 %.

В цілому аналіз проведених досліджень показує високу ефективність використання всіх розглянутих альтернативних палив. Відносна зміна $\eta_{e \text{ ср.е}}$ при використанні сумішей РО та ДП не перевищує 2 %, ЕЕРО – 3 %, зміна викидів NO_x знаходиться в межах 10 %. При організації різних засобів зі зниження NO_x та збільшення надійності двигуна всі ці палива можливо ефективно використовувати у дизельному двигуні.

Об'єктом дослідження є чотиритактний дизельний двигун ISUZU моделі 4HG1. Завдяки вдосконаленню таких систем, як ГРМ, системи живлення паливом, охолоджувальної системи, системи змащення та використання турбонадувної технології, було виготовлено нову модель дизельного двигуна при незмінних габаритних розмірах. Його коротка технічна характеристика наведена у табл. 1. Для проведення експериментального дослідження впливу фізико-хімічних властивостей біопалив на швидкісну характеристику двигуна використовувався спеціальний випробувальний обкатувально-гальмівний стенд дослідної лабораторії кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації ДТУ (м. Черкаси). Стенд обладнаний всіма необхідними системами та приладами для вимірювання та контролю всіх досліджуваних параметрів двигуна згідно з ГОСТ 18500-88 (рис. 1).

Таблиця 1

Коротка технічна характеристика підослідного двигуна моделі 4HG1

№ з/п	Назва параметра двигуна, розмірність	Значення параметра
1	Положення та кількість циліндрів	P 4
2	Діаметр циліндра, мм	102
3	Хід поршня, мм	118
4	Ступінь стиснення	16,5
5	Номінальна потужність, кВт	88
6	Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	2800
7	Максимальний момент, Н·м (кгс·м)	343(35)
8	Максимальна частота обертання колінчатого вала (без навантаження), хв ⁻¹	3220
9	Мінімальні витрати палива (при повному навантаженні), г/кВтгод	225
10	Спосіб подачі палива у камеру згорання, її геометрична форма	Безпосереднє впорскування, плоска
11	Об'єм, л	3,856

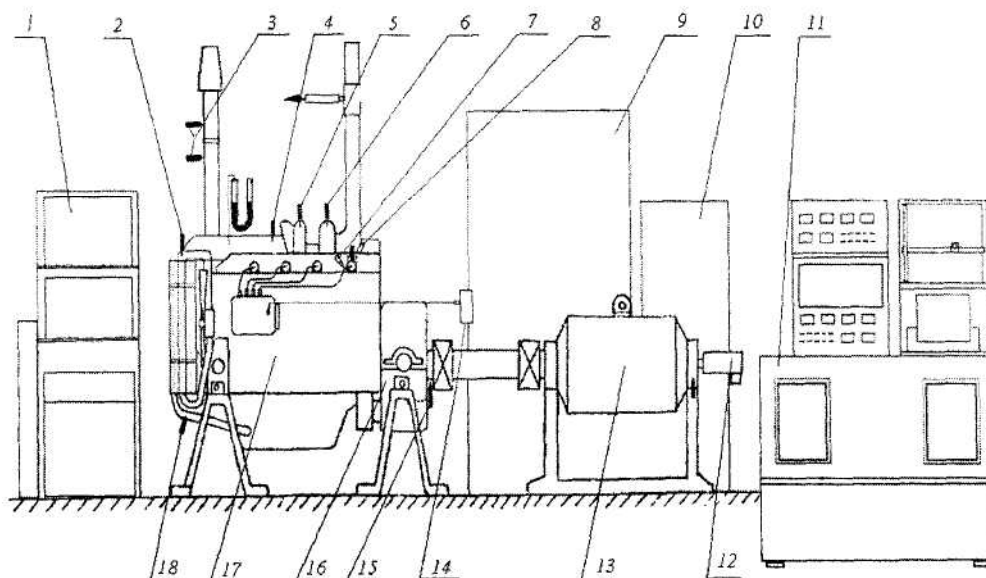


Рис. 1. Схема випробувального стенда: 1 – прилад для газового аналізу; 2 – датчик вимірювання тиску та температури охолоджувальної рідини; 3 – датчики вимірювання витрат повітря; 4 – датчик вимірювання тиску та температури повітря перед турбіною; 5 – датчик вимірювання тиску та температури повітря при вході у циліндр; 6 – датчик вимірювання тиску та температури ВГ перед турбіною; 7 – датчик вимірювання тиску палива перед форсункою; 8 – датчик вимірювання тиску в циліндрі двигуна; 9 – блок вимірювання витрат палива; 10 – блок керування навантажувальним пристроєм; 11 – стенд керування; 12 – тахогенератор; 13 – електричний двигун; 14 – привід положення рейки паливного насоса; 15 – оптичний датчик вимірювання кута повороту колінчатого вала; 16 – КПП ISUZU MXA5R; 17 – двигун ISUZU моделі 4HG1; 18 – датчик вимірювання тиску та температури оливи

Для забезпечення сприйняття, перетворення, автоматичної обробки та фіксування результатів вимірювань, і, за необхідності, їх реєстрації призначені вимірювальна система та персональна електронно-вимірювальна машина (на рисунку не вказані).

З метою адаптації дизельного двигуна до його роботи на різних швидкісних режимах, використовувалась механічна п'ятиступенева синхронізована на 2–5 передачах з гідропідсилювачем коробка перемивання передач моделі ISUZU MXA5R. Це дало можливість змінювати швидкісні параметри об'єкта дослідження при незмінній частоті обертання ротора електромашини та визначати вплив фізико-хімічних властивостей біопалива на показники дизельного двигуна при його роботі на різних швидкісних режимах.

Обкатувально-гальмівний стенд дозволяє контролювати такі параметри двигуна:

- витрати палива піддослідного двигуна, g_e ;
- частота обертання колінчатого вала, n ;
- тиск оливи у двигуні, p_o ;
- температура картерної оливи та охолоджувальної рідини, t_o та $t_{o.p.}$;
- тиск перед форсункою, $p_{вп.}$;
- тиск у камері згорання, $p_{кз.}$;
- кут повороту колінчатого вала, $\varphi_{кол.в.}$;
- потужність двигуна, N_e ;
- крутний момент, M_e ;
- вміст шкідливих речовин у ВГ.

Вимірювальний комплекс для контролю тягово-швидкісної характеристики дизеля складається зі спеціальних датчиків та вимірювальних приладів.

Сигнали названих вище датчиків через спеціальний пристрій передаються на пульт керування стендом, де вони оброблюються та відображаються у цифровому вигляді.

Згідно з ГОСТ18509-80 точність вимірювань основних параметрів двигуна на номінальному режимі його роботи відповідає регламентованим вимогам.

Випробування дизельного двигуна проводилось на режимах навантажувальних характеристик. Частоти обертання колінчатого вала відповідали номінальній потужності та максимальному крутному моменту.

На кожному режимі досліджень вимірювались параметри повітря, палива, відпрацьованих газів, води та оливи. Контролювались частота обертання та крутний момент на колінчатому валі двигуна. За допомогою вагового механізму вимірювалась зміна потужності двигуна від його навантаження. Замірювався хід голки форсунки, тиск у паливопроводі високого тиску. Проводився замір витрати палива залежно від різних режимів роботи двигуна. Визначалась токсичність відпрацьованих газів та проводився відбір проб газів у пробовідбірниках для їх наступного хроматографічного дослідження.

Після кожного етапу досліджень виконувався візуальний огляд форсунок та визначався ефективний прохідний переріз розшилювачів.

Для визначення економічної та екологічної ефективності використання біологічного палива проводилось порівняння результатів роботи двигуна на традиційному та біологічному паливі. Під час випробувань наочно контролювалась якість АП (наявність чи відсутність осаду або жирювих відкладень).

Для порівняльного аналізу з необхідною точністю результатів, отриманих під час дослідження, забезпечувались однакові умови роботи двигуна на різних видах палива.

Основна мета розробки математичної моделі – отримання рівняння регресії, що характеризує тягово-швидкісні характеристики двигуна.

Оскільки чинників, що впливають на динаміку двигуна, багато, для того, щоб планувати та проводити експеримент, необхідно менш значущі з них відсіяти і залишити основні, котрі суттєво впливають на динамічні процеси дизеля. Беручи до уваги конструкцію піддослідної установки, та основне завдання дослідження, а також вимогу щодо мінімальної кількості дослідів, необхідно ретельно визначити параметри основних властивостей АП.

Використовуючи апріорну інформацію, були визначені основні фізичні властивості палива, що найбільш істотно впливають на екологічні, швидкісні та економічні властивості двигуна. Це – густина ρ , в'язкість ν , поверхневий натяг σ та найнижча теплота згорання Q_n . Ці властивості палива визначають такі показники двигуна, як ступінь стиснення палива, кут випередження впорскування та кут, від якого залежить тривалість впорскування палива. Останні, в свою чергу, впливають на швидкісну зовнішню характеристику двигуна.

Завдання експериментальних досліджень охоплювали визначення названих вище параметрів дизеля, котрі змінюються під впливом фізичних властивостей палива. В результаті випробувань

проводилась оцінка впливу зміни фізико-хімічних властивостей альтернативних палив на тягово-швидкісні характеристики дизельного двигуна.

Функцією відгуку слід вважати тягово-швидкісні властивості дизеля N_e , M_k , $g_{нал}$. За цільову функцію беремо питомі витрати палива $g_{нал}$, потужність та крутний момент слугують обмежувальними параметрами. Для дослідження впливу фізико-хімічних властивостей біологічних палив на питомі витрати палива крутний момент та потужність дизельного двигуна необхідно в експерименті за вхідні параметри взяти ступінь стиснення палива ε , тиск наддуву повітря p_s , кут випередження впорскування $\theta_{вип}$ та кут $\varphi_{впр}$, від якого залежить тривалість впорскування палива.

Таким чином, вибрано повний факторний експеримент другого порядку з чотирма факторами ($n = 4$), що враховує ефекти в середніх точках на межах факторного простору, та майже вдвічі скорочує число дослідів при аналогічній кількості коефіцієнтів регресії математичної моделі. Для визначення дисперсії повторюваності дослідів використовується додатковий дослід, проведений декілька разів в однакових умовах в нульовій точці, тобто при середньому значенні рівнів факторів. Вважаємо, що апріорно дисперсія повторюваності експерименту однорідна для всіх дослідів, тобто в усіх точках факторного простору. Модель експерименту схематично показано на рисунку 1 у вигляді чорного ящика [10].



Рис. 2. Модель експерименту «чорний ящик»: ε – ступінь стиснення; $\theta_{вип}$ – кут випередження впорскування, град. п. к. в.; p_s – тиск наддуву повітря, МПа; $\varphi_{впр}$ – тривалість впорскування, град. п. к. в.

Значна кількість факторів, навіть за умови її зміни на трьох рівнях (мінімальному, нульовому та максимальному), збільшує кількість дослідів, а також ускладнює обробку результатів і перевірку адекватності моделі. Тому був використаний метод планування Бокса-Вільсона, за яким дворівневий повнофакторний експеримент доповнюється додатковими точками факторного простору. Загальна кількість дослідів N при такому плануванні визначається за формулою:

$$N = 2^n + 2n + N_0, \quad (2)$$

де N_0 – кількість дослідів у центрі плану, $N_0 = 7$; n – кількість факторів; $N = 31$.

Для спрощення подальших розрахунків необхідно перейти від натуральних факторів до кодованих, для чого виконуються операції центрування (переносу початку експерименту з координатами в натуральних змінних) та масштабування (зміна центрованих чисельних значень факторів у x разів) за такими рівняннями [11–13]:

$$X_{i0} = 0,5(X_{i\max} - X_{i\min}), \quad (3)$$

$$x = \frac{1}{\Delta X}, \quad (4)$$

$$\Delta X_i = 0,5(X_{i\max} - X_{i\min}), \quad (5)$$

де X_{i0} – нульові точки факторів, ΔX_i – крок зміни кожного фактора.

Перехід від кодованих змінних до натуральних навпаки – виконуються за такими залежностями:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (6)$$

$$X_i = x_i \cdot \Delta X_i + X_{i0}, \quad (7)$$

де X_i та x_i – відповідно натуральне та кодоване значення фактора.

Як зазначалось раніше, завдання експерименту є отримання рівняння регресії. Рівняння 8 є стандартним виглядом математичної моделі. Для повнофакторного експерименту при застосуванні чотирьох факторів це рівняння має наступний вигляд:

$$y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 + b_4X_4 + b_{11}X_1^2 + b_{22}X_2^2 + b_{33}X_3^2 + b_{44}X_4^2 + b_{12}X_1X_2 + b_{13}X_1X_3 + b_{14}X_1X_4 + b_{23}X_2X_3 + b_{24}X_2X_4 + b_{34}X_3X_4 \quad (8)$$

де b_i, b_{ij} – коефіцієнти регресії; X_1, X_2, X_3, X_4 – фактори (кодовані значення) відповідно $\varepsilon, \theta_{avn}, p_s, \varphi_{avr}$.

Для виконання операції кодування значенню $X_{i \max}$ відповідає кодоване значення «+1», значенню $X_{i \min}$ – «-1», а середньому значенню (нульовому рівню) – «0». При складанні плану експерименту з $n = 4$ за методом Бокса-Вільсона кожен фактор повинен бути досліджений на додаткових рівнях із кодованими значеннями «+2» і «-2». Тому, щоб не виходити за межі області визначення факторів, необхідно брати значення $X_{i \max}$ та $X_{i \min}$ не граничні, а з меж більш вузької області визначення.

Для кожного фактора встановлено максимальні та мінімальні значення, тобто інтервали варіювання. Враховуючи фізико-хімічні властивості АП, що використовуються в експерименті, область визначення факторів має межі (табл. 2).

Для розрахунку коефіцієнтів регресії використаємо метод найменших квадратів (МНК) [10]. Умова МНК записується таким чином:

$$U = \sum_{i=1}^N \xi_i^2 = \min \quad (9)$$

Основною перевагою МНК є те, що він робить визначеною будь-яку довільну систему рівнянь, тобто число рівнянь дорівнює числу коефіцієнтів, що і необхідно для однозначного їх визначення.

Таблиця 2

Інтервали варіювання факторів

Фактори	Мінімум $X_{i \min}$	Максимум $X_{i \max}$	Нульовий рівень	Додаткові точки	
				+2	-2
Ступінь стиснення, ε	17	19	18	20	16
Кут випередження впорскування, θ_{avn} , град. п.к.в.	14	16	15	20	10
Тиск наддуву повітря, p_s , Мпа	0,20	0,24	0,22	0,26	0,18
Тривалість впорскування, φ_{avr} , град. п. к. в.	16	22	19	24	14

Для довільного числа факторів коефіцієнти регресії розраховуються таким чином [10]:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_{iu} y_i \quad (10)$$

$$b_i = \frac{\sum_{i=1}^N y_i X_{iu}}{\sum_{i=1}^N X_{iu}^2} \quad (11)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{i=1}^N y_i X'_{iu} X'_{ju}}{\sum_{i=1}^N (X'_{iu} X'_{ju})^2}, \tag{12}$$

$$b_{ii} = \frac{\sum_{i=1}^N y_u X'_{iu}}{\sum_{i=1}^N (X'_i)^2}, \tag{13}$$

де N – загальне число дослідів; y_i – параметр відгуку в i -тій точці; X – кодоване значення факторів відповідного дослідів; $j = u = 0, 1, 2, \dots, k$ – номер фактора; X'_i – фіксовані значення параметрів, котрі були отримані в експерименті.

Розрахунок коефіцієнтів регресії для канонічного вигляду математичної моделі було проведено з використанням ПЕОМ у пакеті Windows Exel (Microsoft). Отримано такі значення коефіцієнтів (табл. 3).

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів рівняння регресії

Дизельне паливо				
$b_0 = 445,51$	$b_1 = -1372$	$b_2 = 3,91$	$b_3 = 1,13$	$b_4 = -15,01$
$b_{11} = 1879,26$	$b_{22} = 0,081$	$b_{33} = -0,031$	$b_{44} = 0,235$	$b_{12} = -15,95$
$b_{13} = 9,59$	$b_{14} = 31,52$	$b_{23} = -0,049$	$b_{24} = -0,176$	$b_{34} = 0,031$
Суміш 20% РО та 80% ДП				
$b_0 = 836,35$	$b_1 = -2225$	$b_2 = 2,14$	$b_3 = -2,54$	$b_4 = -43,9$
$b_{11} = 2586,6$	$b_{22} = 0,12$	$b_{33} = -0,031$	$b_{44} = 1,041$	$b_{12} = -19$
$b_{13} = 25,55$	$b_{14} = 36,62$	$b_{23} = -0,043$	$b_{24} = 0,033$	$b_{34} = 0,03$
ЕЕРО				
$b_0 = 298,5$	$b_1 = -567,7$	$b_2 = 1,94$	$b_3 = 3,73$	$b_4 = -4,66$
$b_{11} = 2685,3$	$b_{22} = 0,107$	$b_{33} = -0,036$	$b_{44} = 0,4143$	$b_{12} = -12,95$
$b_{13} = 6,85$	$b_{14} = -29,96$	$b_{23} = -0,039$	$b_{24} = -0,150$	$b_{34} = -0,68$

Оскільки будь-який експеримент містить елемент невизначеності, пов'язаний з наявністю похибок дослідів, необхідно провести оцінку цих похибок. Для цього проводяться паралельні дослідів в кожній точці факторного простору, а потім розраховується дисперсія повторюваності дослідів, яка дає оцінку варіації значень повторних дослідів. Як було вже сказано, приймаємо, що дисперсія повторюваності однорідна у всіх точках факторного простору.

Таким чином, для перевірки дисперсії повторюваності дослідів достатньо зробити декілька повторних дослідів у нульовій точці, тобто при середньому значенні факторів. Саме таким способом ми і скористаємось для нашого випадку.

Дисперсію повторюваності можна розрахувати за формулою:

$$S_0^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{q=1}^n (y_q - \bar{y})^2, \tag{14}$$

де n – кількість повторюваних дослідів; y_q – параметр відгуку; \bar{y} – середнє значення змінної стану:

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{q=1}^n y_q, \tag{15}$$

де $q = 1, 2, \dots, n$ – номер паралельного дослідів.

$$S_0^2 = \frac{1}{7-1} \left[\begin{array}{l} (218-232)^2 + (218-232)^2 + (222-232)^2 + \\ + (243-232)^2 + (276-232)^2 + (224-232)^2 + \\ (223-232)^2 + (220-232)^2 \end{array} \right] = 473.$$

Перевірку однорідності дисперсії виконується за критерієм Кохрена:

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_1 S_i^2} = \frac{473}{1669} = 0,2834 \leq G_t = 0,3726,$$

де G_t – теоретичне значення критерію Кохрена (обирається у таблиці залежно від величин q та f) [11–13]; $q = 0,05$ – рівень значущості; $f = 6$ – кількість ступенів вільності.

Число ступенів вільності для дисперсії повторюваності – це число повторних дослідів мінус один, де одиниця – число ступенів вільності використаних при розрахунку середнього арифметичного для параметру відгуку. Число ступенів вільності можна розрахувати за формулою:

$$f = n - 1, \quad (16)$$

де $n = 7$ – число повторних дослідів.

Виконавши відповідні розрахунки та порівнявши теоретичне і розрахункове значення критерію Кохрена (теоретичне більше за розрахункове), можна зробити висновок про однорідність дисперсії.

Коли дисперсія повторюваності дослідів визначена, переходимо до перевірки значущості коефіцієнтів регресії. Перевірку значущості виконуємо за критерієм Ст'юдента, визначивши довірчий інтервал коефіцієнтів. Для всіх коефіцієнтів регресії довірчі інтервали рівні між собою і визначаються за формулою:

$$\Delta b_j = \pm t \sqrt{\frac{S_0^2}{N}}, \quad (17)$$

де $t = 2,446$ – табличне значення критерію Ст'юдента при заданому рівні значущості q та відповідному числі ступенів вільності f [11–13]. Отже

$$\Delta b_j = \pm 2,446 \sqrt{\frac{473}{31}} = \pm 2,446 \times 3,9 = \pm 9,5,$$

Коефіцієнт регресії значущий, якщо його абсолютна величина більша, ніж довірчий інтервал.

Останнім кроком математичної обробки результатів експерименту є перевірка адекватності математичної моделі. Тобто повинна виконуватись умова:

$$F_p < F_t. \quad (18)$$

Перевірка гіпотези про адекватність моделі проводиться за F -критерієм Фішера і визначається формулою [10]:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_0^2}, \quad (19)$$

де S_{ad}^2 – залишкова дисперсія, або дисперсія адекватності:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{f_2}, \quad (20)$$

де f_2 – число ступенів вільності для дисперсії адекватності, що дорівнює числу різних дослідів, результати яких використовуються при розрахунку коефіцієнтів регресії, мінус число коефіцієнтів, що визначаються:

$$f_2 = N - (k + 1) = 31 - 7 - (4 + 1) = 19, \quad (21)$$

де N – загальне число дослідів мінус додаткові досліді на середньому рівні; k – число факторів експерименту.

Отже дисперсія адекватності становить:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{f_2} = 1229,7, \quad (22)$$

Розрахункове значення критерію Фішера:

$$F_p = \frac{1229,7}{473} = 2,59. \quad (23)$$

Рівень значимості, як і в попередньому випадку, приймаємо $q = 5\%$.

Модель вважається адекватною, якщо розрахункове значення F_p – критерію не перевищує табличного значення F_T . Тобто коли виконується умова (18). Таблиця для визначення значення F_T -критерію наведена в [10]. Значення табличного F_T -критерію залежить від числа ступеня вільності дисперсії повторюваності f та числа ступеня вільності дисперсії адекватності f_2 . При $f = 6$ та $f_2 = 19$ F_T -критерій має значення 2,63.

Як бачимо, умова (18) адекватності математичної моделі цілком виконується: $F_p = 2,59 < F_T = 2,63$

Виконавши всі необхідні розрахунки та порівнявши розрахункове і табличне значення критерію Фішера, можна зробити висновок про адекватність рівняння регресії.

Таким чином, рівняння регресії має вигляд:

$$\begin{aligned} y = & 298,5 - 567,7X_1 + 1,94X_2 + 3,73X_3 - 4,66X_4 - 567,7X_1^2 + 1,94X_2^2 + \\ & + 3,73X_3^2 - 4,64X_4^2 - 12,95X_1X_2 + 6,85X_1X_3 - \\ & - 29,96X_1X_4 - 0,039X_2X_3 - 0,15X_2X_4 - 0,68X_3X_4 \end{aligned} \quad (24)$$

Висновки. Отримано математичну модель, що характеризує зовнішню швидкісну характеристику дизеля при його роботі на біопаливі. Дослідження дозволили оцінити зміну зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна під впливом фізико-хімічних властивостей біопалив.

Проведена оптимізацію запропонованих видів альтернативних палив за економічними та екологічними показниками, а також зроблена оцінка ефективності їх використання. Виявлено, що найбільш ефективна суміш РО та ДП є суміш із відношенням 20 % до 80 % відповідно.

Встановлено, що ЕЕРО є досить перспективним видом палива, оскільки вміст гліцерину в ньому не перевищує 1 %, що істотно знижує ймовірність нагароутворення на поверхні камери згорання та закоксованість сопел форсунок порівняно з іншими біопаливами. Фізико-хімічні властивості ЕЕРО є максимально наближені до традиційних.

Виконавши необхідні розрахунки та порівнявши теоретичне і розрахункове значення критерію Кохрена, було зроблено висновок про однорідність дисперсії повторюваності.

Після відповідних розрахунків було встановлено, що розрахункове значення критерію Фішера не перевищує його табличного значення, що дає можливість зробити висновок про адекватність запропонованої математичної моделі.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Железна Т. Рідке паливо і біомаси. Біодизельне паливо // Зелена енергетика. – 2003. – № 4. – С. 9–11.
2. Матусова Т.Н. Биодизельные топлива / Т.Н. Митусова, М.В. Калинина, А.М. Данилов // Нефтепереработка и нефтехимия. – 2004. – № 2. – С. 16–20.
3. Редзюк А. Чи є перспектива у використанні ріпакової олії як моторного пального в Україні? / А.Редзюк, В.Рубцов, Ю.Гутаревич // Пропозиція. – 1999. – № 5. – С. 55–56.
4. Бурмака Г.Г. Производство альтернативных видов топлива и смазочных материалов с использованием растительных масел в Украине / Г.Г. Бурмака, В.О. Зиневич // Рынок нефти и нефтепродуктов на рубеже XXI века. – К., 2003. – С. 306–317.

5. He Y., Bao Y.D. Study on rapeseed oil as alternative fuel for a single-cylinder diesel engine // Renewable Energy. – 2003. – № 28. – Pp. 1453.
6. Осетров А.А. Улучшение технико-экономических показателей дизеля 4 ЧН 12/14, работающего на биотопливах: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 – Х.: НТУ «ХПИ», 2005. – 190 с.
7. Линьков О.Ю. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах: Дис...канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 176 с.
8. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долгунов К.С., Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – К.: Арістей, 2005. – 476 с.
9. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
10. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грабовський Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1971. – 287 с.
11. Бондарь А.Г., Статюха Г.А. Планирование эксперимента в химической технологии. – К.: Вища школа, 1976. – 184 с.
12. Теорія планування експерименту: Навчальний посібник / В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко, Н.В. Рябушечко, О.М. Брадул. – К.: Кондор, 2005. – 232 с.
13. Ковшов В.Н. Постановка інженерного експеримента. – К.: Вища школа, 1982. – 118 с.

ПИЛИПЕНКО Олександр Михайлович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації Черкаського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- зміцнення та реновація автодеталей;
- комбінована обробка газотермічних покриттів.

Тел.: (0472) 422-183.

ШЛЬОНЧАК Ігор Анатолійович – аспірант Черкаського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- підвищення ефективності використання альтернативних палив.

Тел.: (0472) 330-867; 8 (097) 770-91-71.

E-mail: Igor_Shlyonchak@ukr.net

Подано 14.02.2008