

**VI. ДУМКА МОЛОДОГО ВЧЕНОГО**

УДК 631.3.06:662.767

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГОРІННЯ СИСТЕМИ ПОДВІЙНОГО ПАЛИВА В РОБОТІ
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА****Колесник Лідія Григорівна***, аспірант

Державний вищий навчальний заклад «Київський транспортно-економічний коледж»

L. Kolesnik, Postgraduate Student

State Higher Educational Institution "Kyiv Transport and Economic College"

Розроблено математичну модель процесу горіння системи подвійного палива для сільськогосподарських машин, а саме використання дизель-газу, як альтернативного палива для машинно-тракторних агрегатів. Для схематичної діаграми трьохзонної моделі роботи двигуна були визначені термодинамічні параметри у кожній зоні. Отримані експериментальні дані залежності тиску для дизеля і газодизеля на повному навантаженні і частоті 1500 об / хв.

Ключові слова : альтернативне паливо, машинно-тракторний агрегат, біогаз, трьохзонна модель горіння, термодинамічні параметри, дизельний двигун.

Ф. 36. Рис. 2. Літ 7.**1. Постановка проблеми**

Розробка та впровадження альтернативних видів палива є досить перспективним завданням, яке може змінити якість у роботі та обслуговуванні машинно – тракторних агрегатів. Дизельний двигун дає багато шкідливих викидів. Ось чому питання пов'язані з оптимізацією його роботи є актуальними на даний час.

З'являються проблеми під час випробовувань альтернативних джерел палива, такі як зменшення строків використання двигуна, покращення робочих характеристик тільки на високих оборотах та ін.

2. Аналіз останніх досліджень

Більшість вчених таких як Г. М. Калетнік, В. Г. Семенов, С. Н. Дев'янін, В. А. Марков, А. П. Поляков, С. М. Черненко, А. І. Атамась, В. Б. Рябошапка та інші розглядають перспективу впровадження рідкого біопалива на основі рослинних олій [1]. Однак залишається не повністю обгрунтованим екологічний та економічний аспект задачі. Оскільки потрібно використовувати під виробництво біодизельного палива велику кількість сільськогосподарських угідь, що не є повністю економічно виправданим.

Одним із виходів із цієї ситуації є використання системи подвійного палива. Тобто дослідження згорання системи «дизель-газ» для оцінки роботи машинно-тракторних агрегатів. Це здешевить ціну палива, а також зробить його екологічно чистішим.

Цими питаннями займалися багато іноземних вчених, зокрема Савельєв Г. С., J Stewart, A Clarke, G A Karim, R Chen та ін.. Вони розглядали роботу різних типів двигунів на паливі «дизель-газ». Але для вітчизняної техніки досліджень проводилось мало.

3. Мета роботи

Метою роботи є розробка математичної моделі горіння системи подвійного палива, а саме «дизель-газ» у роботі двигуна Д – 240 машинно-тракторного агрегата.

4. Викладення основного матеріалу

Біогаз – це газ, що отримується у результаті мікробного розкладання біомаси. Він складається в основному з метану (55 – 70%) і діоксиду вуглецю (45 – 30%), але також містить деякі включення, які видаляються у біогазовій станції. За своїми властивостями біогаз найбільш близький до природного газу (80 – 98% метану) і перевершує його за теплотворністю.

**Науковий керівник: Гунько Ірина Василівна, к.т.н., доцент*

I. Gunko, Ph.D., Associate Professor



Екологічний аспект проблеми. Виробництво біогазу дозволяє запобігти викидам метану в атмосферу. Його уловлювання – сама найкраща методика запобігання глобальному потеплінню.

Біомаса, яка залишається після переробки відходів може використовуватись у сільському господарстві як добриво. Причому такі добрива значно краще і ефективніше впливають на ґрунт, на розвиток рослин та на ґрунтові води, на відміну від штучних добрив.

Розглянемо процес горіння біопалива детальніше. Для математичного моделювання процесу доцільно використати модель горіння відзначену у працях [2, 3].

Аналіз даних тиску у циліндрі є інструментом діагностики. Він широко використовується для горіння і припущення, зроблені надалі, показують інформацію про процеси швидкості і характеристики згорання, що відбуваються всередині. Камера згорання складається з дизельного палива двигуна, зони виділення тепла, зони незгорілих залишків і зони горіння.

Ці зони пов'язані з характеристиками викидів. Кожна зона має рівномірну температуру. Тиск має бути рівномірним за усіма термодинамічними змінними. Зона дизельного палива складається з трьох контрольних обсягів, які після дослідження передбачається випарувати. Це концептуально ближче до горіння на двох видах палива, де дизельне паливо впорскується в незгорілу зону (впорскується дизельне і газоподібне палива) і, в решті-решт, спалювальна зона складається з повітря, вихлопних газів і залишків (рис. 1).

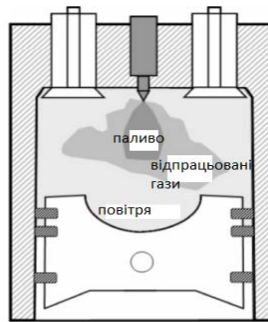


Рис. 1. Схематична діаграма трьохзонної моделі роботи двигуна

При дослідженні були використані окремі властивості газоподібних палив (властивості дизельного палива з Ессо наднизьким вмістом сірки, дизельне паливо з Ессо маркетингу).

Одне з основних спрощень. Припущення, зроблені у тому, що для дизельного двигуна паливо може бути представлено характеристиками стійкого газового струменя і розраховано з теорії імпульсів і доповнено експериментом. Тепер розрахунки експериментального впорскування палива та розпилення такі, як кут розпилення, період розриву і проникнення базуються на співвідношеннях, запропонованих Нігойасу [4-6].

Миттєва швидкість введення (V_f) та маса палива (m_f) розраховуються

$$V_f = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (1)$$

$$m_f = \rho_f V_f \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (2)$$

де Δp – різниця тиску між отвором форсунки;

C_d – це коефіцієнт розрядки сопла, який вважається постійним протягом усього періоду Інжекції;

ρ_f – щільність експериментального рідкого палива (кг/м^3);

d – діаметр отвору форсунки (м).

Кут розпилення струменя розраховується за такою кореляцією, яка зв'язує кут розпилення (θ , в радіанах), до експлуатаційних параметрів та форми сопла :

$$\theta = 0.05 \left(\frac{\rho_a \Delta P d^2}{\mu_a^2} \right) \quad (3)$$



де ρ_a – щільність навколишнього газу ($\text{кг}/\text{м}^3$);

μ – в'язкість навколишнього газу ($\text{кг} / \text{мс}$).

Період розриву експериментального палива. Відповідний період розриву спрею, $t_{brk}(S)$, розраховується за такою формулою:

$$t_{brk} = 28.65 \rho_f \left[\frac{d}{\sqrt{\Delta P_{\rho a}}} \right] \quad (4)$$

Передбачається, що швидкість розпилення при розпаді залишається незмінною і дорівнює швидкості виходу палива.

Рівень впливу струменевого спрею, $S(m)$, свідчить про процес змішування повітря :

$$S = 2.95 \left(\frac{\Delta P}{\rho_a} \right) \quad (5)$$

де $t(s)$ – період часу вприскування палива.

Струмień проникнення після періоду введення розраховується припускаючи, що швидкість хвоста становитиме половину швидкості наконечника, як запропонували Чіу і Лі.

Концентрація експериментального палива по центру лінії розпилення, C_m , знижується гіперболічно нижче за течією:

$$C_m = \frac{r_j c_0}{0.0925(x - 4.8r_j)} \quad (6)$$

де C_0 – коефіцієнт концентрації палива на виході сопла;

r_j – радіус сопла;

x – осьова відстань від виходу сопла.

Розподіл введеного експериментального палива в бризок, через центральну лінію розпилення, вважається подібним до того, що в постійному струмені :

$$\frac{c(x, y, \theta)}{c_m(x, \theta)} \quad (7)$$

$$b = x \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (8)$$

де θ – кут розпилення конуса.

Місцевий розподіл палива. Коли в циліндр вводять газоподібне паливо, то полум'я та зони запалювання двигуна подвійного палива модифіковані та поширюються назовні. Загальна концентрація суміші $C_f(x, y, \theta)$ в будь-якому місці в межах циліндра – це сума локальної концентрації газоподібного палива $C_{gf}(x, y, \theta)$ та експериментального дизельного палива $C_{jf}(x, y, \theta)$.

$$C_f(x, y, \theta) = C_{jf}(x, y, \theta) + C_{gf}(x, y, \theta) \quad (9)$$

Місцева концентрація експериментального палива $C_{jf}(x, y, \theta)$ може визначатись з рівняння (7). Локальна концентрація газоподібного палива $C_{gf}(x, y, \theta)$ надається:

$$C_{gf}(x, y, \theta) = C_{sm} [1 - C_{jf}(x, y, \theta)] \quad (10)$$

де C_{sm} – споживана концентрація газоподібного палива.

Концентрація повітря в будь-якому місці визначається:

$$C_a(x, y, \theta) = 1 - C_f(x, y, \theta) = (1 - C_{sm}) [1 - C_{jf}(x, y, \theta)] \quad (11)$$

Визначення меж зони. Межа окремих зон визначається коефіцієнтом локальної еквівалентності, який базується на кількості введеного експериментального палива та концентрації газоподібного палива у навколишній суміші.



Співвідношення місцевого палива та повітря (F/A) та відповідна еквівалентність співвідношення (φ) у заданій точці:

$$\varphi = \frac{F/A}{(F/A)_{st}} \quad (12)$$

де $(F/A)_{st}$ стехіометричне співвідношення паливо-повітряної паливної суміші, що складається з двох компонентів вуглеводневого палива $C_{x_1}H_{y_1}$ і $C_{x_2}H_{y_2}$, які змішані у співвідношенні $a_1: a_2$

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{st} = \left(\frac{a}{a+b}\right)\left(\frac{F}{A}\right)_{st1} + \left(\frac{b}{a+b}\right)\left(\frac{F}{A}\right)_{st2} \quad (13),$$

де

$$a = \left(\frac{x_1 + y_1}{4}\right)a_1 \quad (14),$$
$$b = \left(\frac{x_2 + y_2}{4}\right)a_2$$

З вищевказаної процедури, межі зони можуть бути розраховані на основі еквівалентності співвідношення суміші. Наприклад, зовнішня межа легкозаймистої зони визначається ефективною нижньою вогненебезпечною межею суміші, що представляє мінімальну об'ємну концентрацію однорідно змішаних палива з повітрям, яке може підтримувати постійне поширення вогню.

Вплив повітря. Маса окремих зон:

$$m_j(t) = 2\pi \int_{x_1}^{x_g} \int_{y_1}^{y_b} \rho y dy dx \quad (15),$$

де, x_f, x_1, y_b та y_1 – верхня і нижня межі зони відповідно до напрямків x та y .

Швидкість захопленого повітря для кожної зони протягом кожного часу – це різниця між поточною масою та попередньою масою зони. Тоді повітря визначається

$$\frac{\Delta m_j}{\Delta t} = C_s C_w \frac{m_j(t_2) - m_j(t_1)}{t_2 - t_1} \quad (16),$$

де C_s – коефіцієнт модифікації на основі експерименту, що підходить для повороту руху, а C_w – коефіцієнт модифікації для стінок.

Передбачається, що запалювання суміші відбувається спочатку в межах легкозаймистої зони, де співвідношення паливо-повітря майже стехіометричне і має найбільшу загальну швидкість реакції. Експериментальне значення або експериментальна кореляція:

$$\tau = 4.3 \cdot 10^{-3} P^{-2.5} \varphi^{-1.04} \exp\left(\frac{5000}{T_g}\right) \quad (17),$$

де P та T_g – відповідно середній тиск (атм) і температура заряду (К) під час запалення, період затримки і φ – коефіцієнт еквівалентності паливної суміші.

Тепловий випуск експериментального та газоподібного палива. Як це зазвичай відбувається при розгляді згорання у дизельних двигунах, горіння експериментального палива відбувається на двох перехресних етапах. Перша стадія, пов'язана із згоранням попередньо змішаної частини експериментального дизельного палива, яка відбувається у вогненебезпечній зоні. Друга стадія обумовлена дифузним спалюванням експериментального дизельного палива, яка відбувається при спаленні у зоні дифузії. Різні форми функції, що варіюються за складністю, можуть бути використані для представлення цього шаблону виділення тепла, якщо вони узгоджуються з загальною випущеною енергією. Для цієї програми були вибрані дві функції Вейбе для характеристики попередньо змішаного і дифузного згорання. Тепловий випуск рідкого палива при використанні параметрів на основі експериментальних співвідношень, запропонованих Міямото та співавторами [7]:



$$dm_{pr} = 6,908 dm_{pr} \frac{s_p + 1}{\theta_p} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_p} \right)^{s_p} \exp \left[-6,908 \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_p} \right)^{s_p + 1} \right] \quad (18)$$

$$dm_d = 6,908 dm_d \frac{s_d + 1}{\theta_d} \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right)^{s_d} \exp \left[-6,908 \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_d} \right)^{s_d + 1} \right] \quad (19)$$

де s_p і s_d – відповідно фактори форми випуску теплоти при попередньо змішаному та розсіяному згоранні;

m_{pr} та m_d – відповідно кількість експериментального палива, що споживається під час попередньо змішаного та дифузного згорання;

θ_p і θ_d – тривалість згорання суміші та дифузного згорання.

При введенні експериментального палива, газоподібне паливо в циліндрі розподіляється в багатому вогнебезпечному експериментальному паливі, і прилеглих зонах.

Темпи розповсюдження газоподібного палива в цих двох зонах мають тенденцію бути подібними до тих, що спостерігаються для дизельного палива та можуть охарактеризуватись аналогічно двома функціями типу Уїбе.

Кількість газоподібного палива в кожній окремій зоні була визначена з процесу поглинання суміші, як описано раніше. Тривалість горіння та фактори форми газоподібного палива в системах згорання є послідовними з тими, що і для опису згорання експериментального палива в спалених зонах.

Теплопередача. Конвективний та радіаційний теплообміни віддаються від заряду на поверхні двигуна їх необхідно розглянути. Тепер розрахунок кореляції полягає в тому, щоб оцінити загальну зміну швидкості теплопередачі з часом :

$$dQ = F(\theta) \left[a \frac{K}{D} (\text{Re})^b (T_g - T_w) + c(T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (20)$$

де T_g – температура газу (К), T_w – температура сітки циліндрів (К);

$F(\theta)$ - площа поверхні зони теплопередачі (м, Re - номер Рейнольдса, для якого потрібно враховувати теплову конвекцію суміші на основі швидкості двигуна та діаметр двигуна;

K – теплопровідність суміші (Вт / м К).

Однак теплопередача від різних зон оцінювалась миттєво.

Загальна теплопередача з циліндра розподілена на кожен окрему зону.

Оцінено загальну теплопередачу у рівнянні (20) використовуючи температуру, вказану як

$$T_g = \frac{\sum_{i=1}^4 c_{pi} m_i T_{gi}}{\sum_{i=1}^4 c_{pi} m_i} \quad (21)$$

Теплопередача для окремих зон виражається як

$$dQ_i = \frac{c_{pi} m_i T_{gi}}{\sum_{i=1}^4 c_{pi} m_i T_{gi}} \quad (22)$$

Маса та енергозбереження. Маса кожної зони може бути отримана шляхом моделювання процесу перемішування між дизельним паливом та газоподібною паливо-повітряною сумішю. Загальна маса заряду дорівнює сумі мас спалених і незгорілих зон. Зміна маси в будь-якій зоні, дорівнює масі витрати в зоні і визначається як (23).

$$\frac{dm_i}{dt} = \sum_{j=1}^n \frac{dm_{ij}}{dt} \quad (23)$$

де dm_{ij} – масовий потік від i-ї зони до j-ї зони.



Обчислені обсяги окремих зон дорівнюють загальному об'єму циліндра:

$$V = \sum_{j=1}^n V_j \quad (24)$$

Швидкість зміни об'єму циліндра визначається за формулою :

$$\frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^n \frac{dV_j}{dt} \quad (25)$$

Для об'ємного обмеження та рівняння стану, похідну об'єму з часом можна записати як :

$$\frac{dV}{dt} = V \left(\frac{dT}{T} + \frac{dm}{m} + \frac{dR}{R} - \frac{dP}{P} \right) \quad (26)$$

Застосування першого закону термодинаміки до незгорілої зони дає:

$$dQ_{ui} = dW_{ui} + dU_{ui} - h_{ui} dm_{ui} \quad (27)$$

де dQ_{ui} – теплопередача i -ї незгорілої зони;

dW_{ui} – робота, проведена незгорілою зоною, є $h_{ui} dm_{ui}$ ентальпія i -ї незгорілої зони через масовий потік з i -ї незгорілої зони до спаленої зони;

dU_{ui} – швидкість зміни внутрішньої енергії в i -ї незгорілій зоні.

Робота, виконана i -ю незгорілою зоною, може бути виражена як :

$$dW_{ui} = PdV_{ui} = PV_{ui} \left(\frac{dT_{ui}}{T_{ui}} + \frac{dm_{ui}}{m_{ui}} + \frac{dR_{ui}}{R_{ui}} - \frac{dP_{ui}}{P} \right) \quad (28)$$

Варіація внутрішньої енергії є функцією маси, температури і композиції суміші і може бути виражена як :

$$dU_{ui} = u_{ui} dm_{ui} + m_{ui} du_{ui} = u_{ui} dm_{ui} + m_{ui} \left(\sum_{j=1}^N x_j c_{vi} \frac{dT_{ui}}{dt} + \sum_{j=1}^N U_{ui} \frac{dx_j}{dt} \right) \quad (29)$$

де x_j – концентрація j -го виду;

N – це число видів у хімічній кінетичній схемі.

Швидкість виробництва кожного виду, dx_j/dt , буде функцією від темпів всіх етапів реакції, що тривають одночасно і дається:

$$-\rho \frac{dx_i}{dt} = \sum_{j=1}^N (a_{ijf} - a_{ijb}) (R_{jf} - R_{jb}) \quad (30)$$

де ρ – густина суміші;

a_{ijf} , a_{ijb} – стехіометричні коефіцієнти i -го виду, що виникають у реагентах і продукти j -ї реакції, відповідно;

R_{jf} і R_{jb} являють собою швидкість реакції вперед і назад для j -ї реакції відповідно і можуть бути задані :

$$\begin{aligned} R_{jf} &= K_{jf} \prod_{j=1}^n (\rho X_j)^{a_{ijf}} \\ R_{jb} &= K_{jb} \prod_{j=1}^n (\rho X_j)^{a_{ijb}} \end{aligned} \quad (31)$$

де K_{jf} і K_{jb} – прямі і зворотні константи швидкості для j -ї реакції;

n – загальна кількість видів j -ї реакції.

Похідну температури заряду в незгорілій зоні можна отримати з рівнянь збереження енергії (28), (29) та (30) :

$$\frac{dT_{ui}}{dt} = \frac{\left(dQ_{ui} + V_{ui} \frac{dP}{dt} - m_{ui} T_{ui} \frac{dR_{ui}}{dt} - m_{ui} \sum_{j=1}^N u_{ui} \frac{dx_j}{dt} \right)}{\left(m_{ui} c_{pui} \right)} \quad (32)$$

Застосування першого закону термодинаміки в зоні згорання дає:



$$dQ_{bi} + h_{fp} dm_{fp} + h_{ui} dm_{ui} = dW_{bi} + dU_{bi} \quad (33)$$

де $dh_{fp} dm_{fp}$ – це тепло, що виділяється експериментальним паливом;

$h_{ui} dm_{ui}$ – це приплив ентальпії газоподібного палива через масу захоплену з незгорілої зони. Таким чином, похідна від температури в спаленій зоні може бути отримана з рівняння (33) :

$$\frac{dT_{bi}}{dt} = \left[dQ_{bi} + h_{fp} dm_{fp} + (h_{ui} - h_{bi}) dm_{ui} + V_{bi} \frac{dP}{dt} - m_{bi} T_{bi} \frac{dR_{bi}}{dt} - m_{bi} \sum_{j=1}^N u_j \frac{dx_j}{dt} \right] / (m_{bi} c_{pbi}) \quad (34)$$

де $(h_{ui} - h_{bi}) dm_{ui}$ – енергетичний вихід суміші з i -ї незгорілої зони до i -ї спаленої зони.

Поєднання результатів з об'ємним обмеженням рівняння (24) та рівняння стану (26), взаємозв'язок між тиском, температурою, об'ємом і масою може бути отриманий у вигляді :

$$\frac{dv}{dt} = \sum_{i=1}^n V_i \left(\frac{dT_i}{T_i} + \frac{dm_i}{m_i} + \frac{dR_i}{R_i} - \frac{dP}{P} \right) = -V \frac{dP}{P} + \sum_{i=1}^n V_i \left(\frac{dm_i}{m_i} + \frac{dR_i}{R_i} \right) + \sum_{i=1}^n V_i \frac{dT_i}{T_i} \quad (35)$$

З рівнянь (32), (34) та (35) можна отримати деривацію тиску циліндра, змін у зоні температури і об'єму.

$$\frac{dp}{dt} = \left\{ \begin{aligned} & -dV + \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{m_i} dm_i + \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{R_i} dR_i + \sum_{i=1}^{n_b} \frac{R_{bi}}{pc_{pbi}} \times \\ & \left[dQ_{bi} + h_{fd} dm_{fd} + (h_{ui} - h_{bi}) dm_{ui} - m_{bi} T_{bi} dR_{bi} - m_{bi} \sum_{j=1}^n u_j dx_j \right] + \\ & + \sum_{i=1}^{n_u} \frac{R_{ui}}{pc_{pui}} \left(dQ_{ui} - m_{ui} T_{ui} dR_{ui} - m_{ui} \sum_{j=1}^N dx_j \right) \end{aligned} \right\} / \left[\frac{1}{P} \left(V - \sum_{i=1}^n \frac{R_i V_i}{c_{pi}} \right) \right] \quad (36)$$

Видно, що варіації тиску визначаються шляхом перенесення тепла з суміші в навколишнє середовище, випуск енергії через спалювання газоподібного палива. Так само як тиск суміші, було визначено інші термодинамічні параметри, такі як варіації температури у кожній зоні. Вона може бути розрахована з енергозбереження, обмеження об'єму і рівняння стану.

На рисунку 2 показані експериментальні дані залежності тиску для дизеля і газодизеля на повному навантаженні і частоті 1500 об/хв. Оскільки основне співвідношення еквівалентності палива та повітря – швидкість масового горіння, згодом збільшується – тиск зменшується.

Це пов'язано зі зменшенням співвідношення рівня метану. Можна зробити висновок про те, що при низьких навантаженнях він більш реактивний. Зниження відповідного первинного палива, призведе до затримки згорання.

Для випадку, коли $W = 0,55$, початкові швидкості передачі тепла та менш позитивне, менш швидке збільшення тиску, зменшується процесом запалювання. У той же час, максимальний тиск значно зміщується вправо. Хоча площа під швидкістю тепла, крива для випадку, коли $W = 0,55$ є значно більшою, ніж у інших випадках, без збільшення потужності (крутного моменту) двигуна.

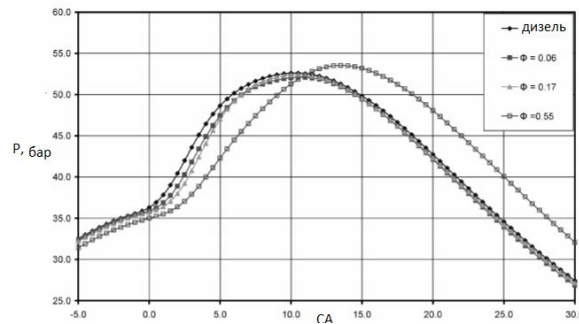


Рис. 2 Графіки експериментального тиску в циліндрах для дизеля і газодизеля на повному навантаженні і частоті 1500 об / хв.

5. Висновки

Дана аналітична модель може пояснити основні особливості процесу згорання в двигунах з подвійним паливом.

За цією моделлю можна проаналізувати формування вихлопних газів при легкому навантаженні і початок стукання при високому навантаженні.

Прогнозовані значення показують гарне узгодження з відповідними експериментальними значеннями. Отриманий окис вуглецю при легкому навантаженні пов'язаний, насамперед з частковим окисненням газоподібної паливо-повітряної суміші.

Будь-які заходи, які мають тенденцію до збільшення розміру горіння, такі як збільшення концентрації газоподібного палива або використання більшої кількості палива, значно зменшать концентрацію неперервного газоподібного палива та монооксиду вуглецю у вихлопних газах.

Список використаних джерел

1. Г.М. Калетнік Оцінка ресурсного потенціалу виробництва біоетанолу та біодизелю в Україні / Калетнік Г.М., Прутська О.О., Пришляк Н.В. // Збірник наукових праць ВНАУ. Серія Економічні науки. – Вінниця: ВНАУ, 2013. – Вип. 4 (81). – С. 326-335
2. Karim, G.A. A prediction model for knock in dual fuel engines [Електронний ресурс] / G. A. Karim, Z. Liu,. – Trans : SAE, SAE 921550, 1992. Режим доступу : <http://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1243/0957650971537079>.
3. Karim, G.A. The dual fuel engine. In Automotive Engine Alternatives [Електронний ресурс] : Ed. R. L. Evans / G. A Karim. - New York : Plenum Press, 1987. Режим доступу : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.827.3345&rep=rep1&type=pdf>.
4. Hiroyasu, H. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines [Електронний ресурс] / H. Hiroyasu, SAE paper 760129, 1976. Режим доступу : <https://www.springer.com/.../9789048138845-c2.pdf>.
5. Hiroyasu, H. Diesel engine combustion and its modelling. [Електронний ресурс] / H Hiroyasu // In Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines. – Tokyo. – 1985. – P.53. – Режим доступу: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.602.7983&rep=rep1&type=pdf>.
6. Hiroyasu, H. Fuel spray trajectory and dispersion in a DI diesel combustion chamber [Електронний ресурс] / H. Hiroyasu, K. Nishida // SAE paper 890462, 1989. Режим доступу : <http://eprints.brighton.ac.uk/14206/1/D%20Njere-%20final%20thesis.pdf>.
7. Chiu, W.S. A transient spray mixing model for diesel combustion [Електронний ресурс] / W. S. Chiu, O. Lyn // SAE paper 760128, 1976. Режим доступу : <https://e-reports-ext.llnl.gov/pdf/235419.pdf>.
8. Miyamoto, N. Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions [Електронний ресурс] / N. Miyamoto, C. Takemi, T. Murayama, S. Robert // SAE paper 850107, 1985. Режим доступу : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.872.4326&rep=rep1&type=pdf>.

References

- [1] Kaletnik, G.M., Prutskaya, O.O., Prishlyak, N.V. (2013). *Otsinka resursnoho potentsialu vyrobnytstva bioetanolu ta biodyzeliu v Ukraini [Estimation of resource potential of bioethanol and biodiesel production in Ukraine]. Zbirnyk naukovykh prats VNAU. Seriya Ekonomichni nauky - Collection of scientific works of VNAU. Series of Economic Sciences, Vinnytsya, 4 (81). 326-335*



- [2] Karim, G.A., Liu, Z.A. (1992). A prediction model for knock in dual fuel engines. Trans : SAE, SAE 921550, Режим доступу : <http://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1243/0957650971537079>.
- [3] Karim, G.A. (1987). *The dual fuel engine*. In *Automotive Engine Alternatives*: New York : Plenum Press, Режим доступу : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.827.3345&rep=rep1&type=pdf>.
- [4] Hiroyasu, H. *Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines* SAE paper 760129, 1976. Режим доступу : <https://www.springer.com/.../9789048138845-c2.pdf>.
- [5] Hiroyasu, H. (1985). *Diesel engine combustion and its modelling*. In *Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines*. Tokyo, 53, Режим доступу: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.602.7983&rep=rep1&type=pdf>.
- [6] Hiroyasu, H., Nishida, K. *Fuel spray trajectory and dispersion in a DI diesel combustion chamber* SAE paper 890462, 1989. Режим доступу : <http://eprints.brighton.ac.uk/14206/1/D%20Njere-%20final%20thesis.pdf>.
- [7] Chiu, W.S., Lyn, O.A. (1976). *Transient spray mixing model for diesel combustion* /SAE paper 760128, Режим доступу : <https://e-reports-ext.llnl.gov/pdf/235419.pdf>.
- [8] Miyamoto, N., Takemi, T., Murayama, S. Robert. (1985). *Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions* SAE paper 850107, Режим доступу : <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.872.4326&rep=rep1&type=pdf>.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРЕНИЯ СИСТЕМЫ ДВОЙНОГО ТОПЛИВА В РАБОТЕ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Разработана математическая модель процесса горения системы двойного топлива для сельскохозяйственных машин, а именно использование дизель-газа, как альтернативного топлива для машинно-тракторных агрегатов. Для схематической диаграммы трехзонной модели работы двигателя были определены термодинамические параметры в каждой зоне. Полученные экспериментальные данные зависимости давления для дизеля и газодизеля на полной нагрузке и частоте 1500 об/мин.

Ключевые слова: альтернативное топливо, машинно-тракторный агрегат, биогаз, трехзонная модель горения, термодинамические параметры, дизельный двигатель.

Ф. 36. Рис. 2. Лит. 7.

MATHEMATICAL MODEL OF COMBUSTION OF A DUAL FUEL SYSTEM IN THE WORK OF MACHINE TRACTOR UNIT

A mathematical model of the combustion process of a dual fuel system for agricultural machines is developed, namely the use of diesel gas as an alternative fuel for machine-tractor aggregates. For the schematic diagram of the three-zone model of engine operation, thermodynamic parameters were determined in each zone. Experimental data of pressure dependence for diesel and gas diesel at full load and 1500 r/min are obtained.

Keywords: alternative fuel, machine-tractor unit, biogas, three-zone combustion model, thermodynamic parameters, diesel engine.

F. 36. Fig. 2. Ref. 7.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Колесник Лідія Григорівна – аспірант, викладач Державний вищий навчальний заклад "Київський транспортно-економічний коледж» Національного транспортного університету (вул. Васильківська 20, м. Київ, Україна., 03040, e-mail linak099@gmail.com).

Колесник Лидия Григорьевна – аспірант, преподаватель Государственное высшее учебное заведение "Киевский транспортно-экономический колледж» Национального транспортного университета (ул. Васильковська 20, г. Киев, Украина., 03040, e-mail linak099@gmail.com).

Kolesnik Lydia – postgraduate student, lecturer State Higher Educational Institution " Kyiv Transport and Economic College" of the National Transport University (Vasylkivska St. 20, Kyiv, Ukraine, 03040, e-mail linak099@gmail.com).