

**Масові викиди ШР із відпрацьованими газами**

Паливо	Викиди шкідливих речовин, г/км			
	Оксид вуглецю (карбону) $CO$	Вуглеводні $C_mH_n$	Оксиди азоту (нітрогену) $NO_x$	Тверді частки
Штатне ДП	0,5504	0,1616	0,6976	0,0149
ДП + 10 % МЕРО	0,4864	0,1483	0,6468	0,0142
ДП + 20 % МЕРО	0,4583	0,1332	0,6255	0,0137

Аналіз розрахунку масових викидів ШР із відпрацьованими газами в умовах руху автомобіля в режимах Європейського їздового циклу показує (табл. 3), що при використанні 10- та 20 %-го трикомпонентного біодизельного палива (10- та 20% об'ємний вміст МЕРО у сумішевому паливі) спостерігається зниження масових викидів ШР із відпрацьованими газами оксидів вуглецю (карбону)  $CO$  – 13,2% та 20,1% відповідно, вуглеводнів  $C_mH_n$  – 9,1% та 21%, оксидів азоту (нітрогену)  $NO_x$  – 7,9% та 11,5%, твердих часток – 4,9% та 8,8%.

Таким чином, забезпечення ідентичних до фізико-хімічних властивостей штатного дизельного палива фізико-хімічних властивостей сумішевих біодизельних палив дозволяє покращити економічні показники дизеля та зменшити масові викиди шкідливих речовин із ВГ.

**Література**

1. Гутаревич Ю.Ф. Математическая модель системы водитель – автомобиль с бензиновым двигателем – дорога для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнения окружающей среды автомобилями. / КАДИ. – Киев, 1986. – 22 с. – Рус. – Деп. в УкрНИИНТИ (ГМТБ України).
2. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Копач А.О., Мерзжисєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.

УДК 621.43

**ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ЗГОРАННЯ ПРИ РОБОТІ ДВИГУНА НА СУМІШІ БЕНЗИНУ І БІОЕТАНОЛУ**

**Говорун А.Г., кандидат технічних наук**  
**Щербатюк В.Б.**

Розрахунок процесу згорання в першу чергу зводиться до визначення теплоти, яка виділяється в результаті згорання палива, тобто до визначення характеристики тепловиділення. В результаті згорання циклової дози палива виділена кількість теплоти буде меншою, ніж його нижча теплота згорання внаслідок неповноти згорання (не достаток повітря, недосконале згорання), дисоціації продуктів згорання, гідравлічних втрат на перетікання газів та втрат теплоти у стінки в результаті теплопередачі.

Неповноту згорання робочої суміші можна визначити кількістю парів палива у відпрацьованих газах (ВГ) шляхом газового аналізу під час стендових випробувань двигуна.

Найбільш точне уявлення про характеристику тепловиділення на основній ділянці процесу згорання дає розрахунково-експериментальний метод, який розроблений професором І.І. Вібе [1].

Для розрахунку процесу згорання вказаним методом при роботі двигуна на штатному чи сумішевому паливах використовується напівемпіричне рівняння його вигорання (характеристика тепловиділення)

$$x = 1 - e^{C \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, \quad (1)$$

де  $m$  – показник характеру процесу згорання;  
 $\varphi_z$  – умовна тривалість згорання, виражена у градусах п.к.в.;  
 $\varphi/\varphi_z$  – безрозмірний час згорання палива;  
 $C$  – постійна в рівнянні вигорання палива.

$$C = \ln(1 - x_z), \quad (2)$$

де  $x_z$  – частка вигорівшого палива до моменту умовного кінця процесу згорання палива  $\varphi_z$ .

Як правило (згідно рекомендацій професора І.І Вібе) при розрахунках приймають, що завершення процесу згорання  $x_z$  відповідає вигоранню 999 із 1000 частин усього палива, яке поступило в циліндри двигуна, тобто 1 частка із 1000 не вигорає.

Але прийнята частка вигорівшого палива  $x_z = 0,999$  не відповідає дійсності, оскільки не підтверджується концентрацією вуглеводнів (парів палива) у ВГ двигуна.

Відомо, що процес згорання палива не завершується в точці  $z$ , оскільки деяка кількість палива продовжує горіти на лінії розширення і випуску.

Частку палива, яка не приймає участь в горінні робочої суміші і відповідно міститься у ВГ можна визначити шляхом газового аналізу. Крім того фракційний склад сучасних палив допускає вміст до 1,5 % асфальто-смолистих сполук, які мають невисоку швидкість горіння, повністю не вигорають на основній ділянці процесу згорання і стають причиною утворення нагарів і лаків на деталях двигуна, тобто 15 частин палива із 1000 майже не приймає участі в процесі згорання.

В такому випадку частку незгорівшого палива  $x_z$  по відношенню до умовного кінця згорання будемо визначати згідно залежності (4) з урахуванням наявності концентрацій вуглеводнів у ВГ, які отримані дослідним шляхом і наявності смолистого залишку при визначенні фракційного складу палива.

Найбільш точне уявлення про кількість не вигорівшого палива дає полум'яно-іонізаційний метод аналізу ВГ. У випадку використання інфрачервоного методу аналізу вуглеводнів, які містяться у ВГ одержанні дані необхідно помножити на поправочний коефіцієнт (2...3) [2], або 2,5 згідно рекомендацій [3].

Отже, частка незгорівшого палива з урахуванням концентрації вуглеводнів у ВГ

$$x_z = 1 - \frac{2,5 \cdot C_{CmHn} \cdot \mu_{CmHn} \cdot M_{BG}}{G_n}, \quad (3)$$

або з урахуванням вмісту у паливі смолистого залишку і концентрації вуглеводнів у ВГ:

$$x_z = 1 - \frac{2,5 \cdot C_{CmHn} \cdot \mu_{CmHn} \cdot M_{BG} - x_{зал}}{G_n}, \quad (4)$$

де  $C_{CmHn}$  – концентрація вуглеводнів у ВГ, млн.<sup>-1</sup>;

$\mu_{CmHn}$  – молярна маса вуглеводнів, кг/кмоль;

$M_{BG}$  – кількість продуктів згорання палива, кмоль/год;

$x_{зал}$  – смолистий залишок після випаровування палива, часток із 1000;

$G_n$  – годинна витрата палива, кг/год.

Відповідно до прийнятої за розрахунками І.І. Вібе частці вигорівшого палива  $x_z = 0,999$ , постійна  $C$  буде дорівнювати -6,9077, а згідно запропонованої методики визначення  $C$  частка вигорівшого палива величина змінна, яка залежить від багатьох факторів і становитиме  $x_z = 0,96...0,97$ .

Кількість продуктів згорання штатного палива розраховуємо за залежністю

$$M_{BG} = a \cdot (b \cdot G_n + G_{пов}), \quad (5)$$

де  $G_{пов}$  – часова витрата повітря, кг/год;

$a, b$  – постійні коефіцієнти для бензину.

При роботі двигуна на суміші бензину і біоетанолу частку вигорівшого палива визначаємо із умови співвідношення їх часток в сумішевому паливі з урахуванням смолистого залишку в складі бензину та наявності води у біоетанолі, тобто

$$x_z = 1 - \left( \frac{2,5 \cdot C_{CmHn}}{G_n} \cdot \mu_{CmHn} \cdot M_{BГ.C} + x_{зап} \cdot g_6 + x_{H2O} \cdot g_e \right) \quad (6)$$

де  $g_6, g_e$  – частки бензину і біоетанолу в сумішевому паливі;

$x_{H2O}$  – вміст води у біоетанолі, часток із 1000;

$M_{BГ.C}$  – кількість продуктів згорання сумішевого палива, кмоль/год

$$M_{BГ.C} = g_e \cdot a \cdot (b \cdot G_n + G_{нов}) + g_e \cdot a_1 \cdot (b_1 \cdot G_n + G_{нов}), \quad (7)$$

$a_1, b_1$  – постійні коефіцієнти для біоетанолу.

Таким чином у розрахунках будемо вважати, що процес згорання завершений, якщо частку вигорівшого палива буде визначено за фактичною кількістю вуглеводнів, які містяться у ВГ. Їх величину визначимо дослідним шляхом за допомогою газового аналізатора під час випробування двигуна. Крім того необхідно врахувати смолистий залишок в бензині та вміст води у біоетанолі.

Концентрація вуглеводнів у ВГ, а отже і величина  $x_z$  змінна і залежить від багатьох факторів: складу пальної суміші, якості палива, форми камери згорання, наявності завихрювання заряду та ін.

В результаті стендових випробувань двигуна MeM3-245 було одержано серію індикаторних діаграм за різних режимів його навантаження при роботі на бензині і сумішевому паливі (бензин +20% біоетанолу) без підігріву та з підігрівом свіжого заряду. В результаті опрацювання усереднених індикаторних діаграм було визначено відносну характеристику тепловиділення від кута повороту колінчастого вала згідно рівнянь (205) і (206) [4]

$$x_{вид} = \frac{\Delta U + \int_{V_0}^V p dV + Q_w}{\chi \cdot H_u \cdot g_{н.ц}}, \quad (8)$$

де  $\Delta U$  – приріст енергії робочого тіла в процесі згорання;

$\int_{V_0}^V p dV$  – робота газів у процесі згорання робочого тіла;

$Q_w$  – частка теплоти, яка віддається в стінки деталей двигуна, які утворюють камеру згорання;

$\chi$  – коефіцієнт виділення теплоти при згоранні циклової дози палива;

$H_u$  – нижча теплота згорання палива;

$g_{н.ц}$  – циклова доза палива

Тепловіддача в стінки деталей, які утворюють камеру згорання визначалась за рівнянням Ньютона-Ріхмана, а коефіцієнт тепловіддачі – за формулою Вошні.

В результаті обробки одержаних характеристик тепловиділення було визначено тривалість згорання  $\varphi_z$ , яка відповідає кутовій відстані повороту колінчастого вала від моменту займання робочого тіла та досягнення заданого максимального значення тепловиділення, а також показник якості згорання -  $m$ .

В середовищі програмного пакету Mathcad розроблено математичну модель для розрахунку робочого циклу ДВЗ. Перевірка адекватності математичної моделі виконувалась співставленням розрахункових і експериментальних значень зміни тиску в циліндрі двигуна. Процес згорання розраховується за методикою І.І. Вібе для бензину і сумішевих палив. Для розрахунку зміни тиску робочого тіла весь процес згорання поділено на окремі елементарні ділянки 1-2 для яких величину  $P_2$  визначено за рівнянням:

$$P_2 = \frac{(k_{1-2} - 1) \cdot \varepsilon \cdot q_z \cdot \frac{\Delta \varphi}{2} \cdot (\psi_{(\alpha 1)}^{(k_{1-2}-1)} \cdot \omega_{O1} + \psi_{(\alpha 2)}^{(k_{1-2}-1)} \cdot \omega_{O2}) + P_1 \cdot \psi_{(\alpha 1)}^{k_{1-2}}}{\varphi_z \cdot v_a \cdot \psi_{(\alpha 2)}^{k_{1-2}}}, \quad (9)$$

де  $P_2$  – значення тиску газів в кінці (точка 2) розрахункової ділянки 1-2;

$k_{1,2}$  – середня величина відношення теплоємкостей на ділянці 1-2;

$v_a$  – питомий об'єм робочого тіла на початку такту стискання;

$\varepsilon$  – степінь стиску;

$q_z$  – питома використана теплота згорання 1 кг палива;

$\Delta\varphi$  – величина ділянки 1-2 в град. п.к.в.;

$\Psi_{(\alpha_1)}, \Psi_{(\alpha_2)}$  – відповідно значення функції зміни параметру в залежності від кута повороту колінчастого вала на початку (точка 1) і в кінці (точка 2) ділянки 1-2;

$\omega_{01}, \omega_{02}$  – відповідно швидкість вигорання палива на початку і в кінці ділянки 1-2;

$P_1$  – значення тиску газів на початку розрахункової ділянки 1-2.

На рис.1 наведено експериментальні і розрахункові залежності зміни тиску  $P$  в циліндрі двигуна на основній ділянці процесу згорання від кута повороту колінчастого вала при частці вигорівшого палива  $x_z = 0,999$  та  $x_z$ , яка визначена за рівняннями (4) і (6).

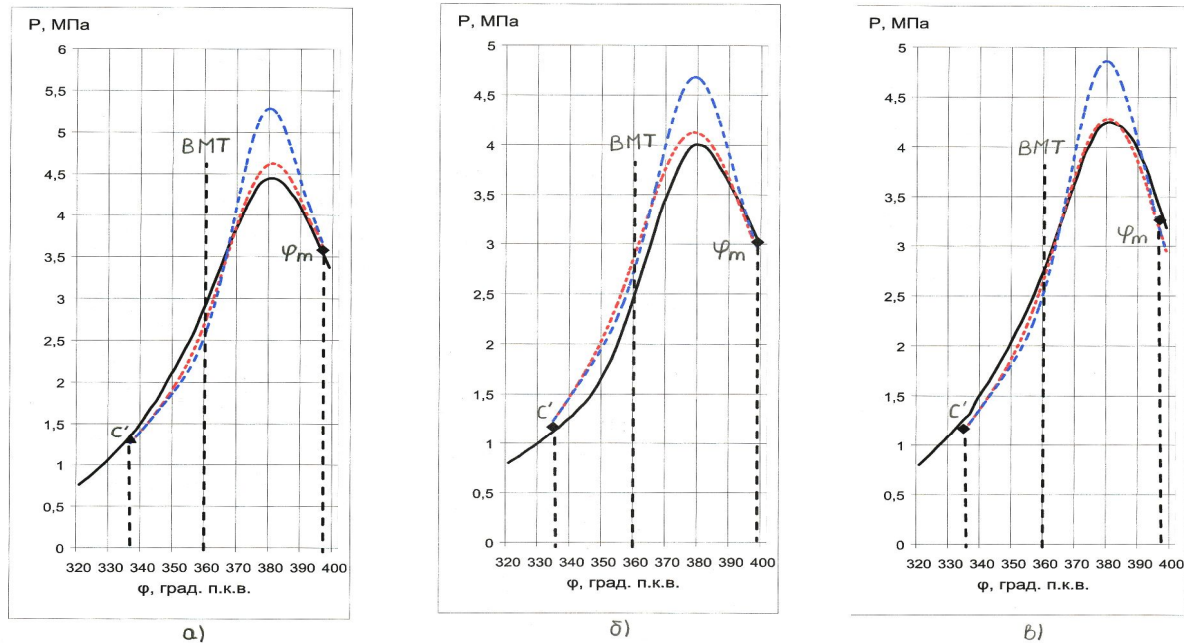


Рис.1 Експериментальні і розрахункові залежності зміни тиску  $P$  в циліндрі двигуна на основній ділянці процесу згорання від кута повороту колінчастого вала  $\varphi$ :

а) бензин (---- експеримент; - - - - модель,  $Zx=0,963$ ; - · - · - модель,  $Zx=0,999$ ) б) бензин + 20% біоетанолу (---- експеримент; - - - - модель,  $Zx=0,966$ ; - · - · - модель,  $Zx=0,999$ ); в) бензин + 20% біоетанолу з підігрівом свіжого заряду (---- експеримент; - - - - модель,  $Zx=0,967$ ; - · - · - модель,  $Zx=0,999$ );

З рис.1 видно, що розраховані значення зміни тиску  $P$  в циліндрі двигуна згідно запропонованої методики з більшою точністю відповідають дослідним даним, ніж визначені при  $x_z = 0,999$ . У другому випадку мають місце систематичні більш значимі відхилення розрахункових максимальних тисків  $P$  в циліндрі двигуна від одержаних дослідних даних.

Отже, запропонована методика визначення частки вигорівшого палива до моменту завершення процесу згорання палива  $\varphi_z$ , з урахуванням наявності концентрації вуглеводнів у ВГ, вмісту смолистих сполук в бензині і води в біоетанолі більш точно відповідає дослідними даним, які одержані в результаті стендових випробування двигуна МеМЗ-245. Використання запропонованої методики дозволяє уточнити розрахунок процесу згорання за математичною моделлю професора Вібе.

#### Література

1. *Вібе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. - М.: МАШГИЗ, 1962.
2. *Звонов В.А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1973. - 182 с.

3. *Проведение сравнительных испытаний пламенно-ионизационного и оптико-адсорбционного газоанализаторов для определения содержания углеводов в отработавших газах ДВС.* М.Н. Худолий, Киев 1989 г. (№ гос. Регистрации Jagon T.W. SAE Paper, №660404)

4. *Орлин А.С.* Теория поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1983 – 136 с.  
УДК 621.797 (088.8)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ РОЗДАЧЕЮ З ЛОКАЛЬНИМ НАГРІВАННЯМ ЗА РАХУНОК СИЛ ТЕРТЯ

*Голяк О.Л., кандидат технічних наук*

*Сопоцько Ю.О.*

*Дементєєв О. В.*

**Постановка проблеми.** В сучасних умовах відновлення деталей машин, енергетичні витрати є одним з основних показників ефективності технологічного процесу. Одною з енергозберігаючих технологій є відновлення деталей роздачею з локальним нагріванням за рахунок сил тертя [1]. За даною технологією механічна енергія, яка підводиться до інструменту перетворюється в теплову безпосередньо в місці контакту з деталлю. Це забезпечує локальне нагрівання металу до температури пластичної деформації, а осьове зусилля дорна роздає деталь у діаметральному напрямку.

Локальне виділення теплоти в місці контакту дорна і деталі визначає наперед високі енергетичні характеристики процесу. Витрати енергії і потужності в кілька разів менші, ніж при нагріванні деталей у печах опору або струмом високої частоти. Визначення основних параметрів процесу роздачі валів з нагріванням за рахунок сил тертя дозволить використовувати отримані дані при проектуванні технологічних процесів відновлення деталей та виборі необхідного обладнання.

**Аналіз останніх досліджень та постановка завдання.** Проведенні раніше дослідження даного способу обмежені застосуванням його для відновлення хрестовин карданних передач [2], у яких конструктивно передбачені внутрішні отвори для змащення. Залишається невивченим застосування даного способу для відновлення суцільних кінцевих ділянок валів, коли необхідно попередньо виготовляти технологічний отвір, а також значення основних технологічних параметрів процесу таких, як осьове зусилля подачі дорна, та величина крутного моменту необхідного для нагрівання деталі та її роздавання.

**Викладення основного матеріалу.** При відновленні деталей суцільного перетину необхідно виготовляти технологічні отвори для інструменту (дорну), який нагріває деталь та збільшує її зовнішній діаметр. Після роздавання у валах залишаються отвори, розміри яких задаються в залежності від навантаження на деталь. Утворені отвори практично не впливають на міцність деталі, якщо співвідношення внутрішнього та зовнішнього діаметрів знаходиться в межах 0,3...0,5 [3].

Метою дослідження було визначення залежності крутного моменту та зусилля роздавання від співвідношення діаметрів технологічного отвору та інструменту (дорну) та їх вплив на час роздавання.

При відновленні деталей за даним способом основні енергетичні параметри процесу визначаються моментом тертя, що діє на елементарній кільцевій площадці поверхні контакту деталь – інструмент (рис1.).

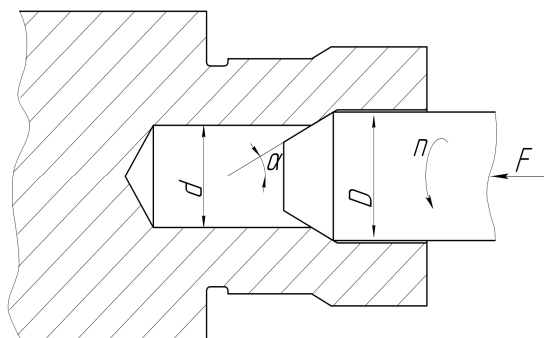


Рис. 1. Схема взаємодії конічного дорна з валом при роздаванні тертям:  
 $D$  – діаметр дорна,  $d$  – діаметр отвору вала,  $\alpha$  – кут роздачі,  
 $F$  – осьове зусилля при роздачі,  $n$  – частота обертання дорну.