

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОТВОРЕННЯ У ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Гашук П.М., Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
Нікіпчук С.В., Національний університет «Львівська політехніка»

Анотація. Вивчаються особливості теплотворення у двигуні внутрішнього згоряння. Дослідження було проведено засобами hard/soft-технології. З'ясовано, що прийнятно якісно відбиває в собі реальні процеси експонентний аналітичний опис, та спростовано деякі установлені уявлення про типові та оптимальні співвідношення між параметрами, що характеризують перебіг теплотворення.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, процес теплотворення, інтенсивність тепло-виділення, експонентний аналітичний опис.

Вступ

Теплотворення в тепловому двигуні – це, звісно, основний процес, який причинно/первинно визначає ефективність двигуна внутрішнього згоряння [1, 2]. Тож про досконалість власне теплотворення є сенс говорити так само точно і вичерпно, як і взагалі про ефективність перетворення у двигуні внутрішнього згоряння речовинної енергії доквілля (пального й повітря) на механічну енергію (говорячи зазвичай про різновиди енергії, звісно, мають на увазі різні форми енергії). Та «вимірювати» теплотворення у двигуні внутрішнього згоряння, пізнавати особливості його перебігу суто дослідними засобами – нереальне завдання [3, 4].

Мета і постановка завдання

Метою роботи є дослідження закономірностей теплотворення у двигуні внутрішнього згоряння, вдаючись до, так би мовити, hard/soft-технологій, поєднуючи випробувальний стенд та комп'ютер і забезпечуючи тим самим «спілкування» реального дослідного двигуна та віртуального у формі його комп'ютерної моделі.

Для досягнення поставленої мети необхідно: оцінити можливості відображення перебігу явища теплотворення у двигуні аналітичними засобами; зіставити закони теплотворення, отримані аналітико-емпіричними засобами, з експериментально ідентифікованими; формалізованими засобами розкрити особливості перебігу процесу теплотворення на різних режимах роботи двигуна; з'ясувати, які значення характеристичних параметрів ідентифікують типовий

процес теплотворення і формально визначають особливості його перебігу.

Аналіз публікацій

На рис. 1 наведено ряд графіків, що відображають перебіг процесів теплотворення в циліндрі бензинового двигуна за різних навантажень та незмінного швидкісного режиму його роботи: n_e – частота обертання вала двигуна, що характеризує швидкісний режим роботи двигуна (вона є вдвічі більшою за частоту робочих циклів в циліндрі двигуна за одиницю часу); p_e – середній ефективний тиск у циліндрі, що править за вимірник навантаження; $Q_{пл}$ – кількість теплоти, що виділяється у процесі згоряння пального (нижча теплотворна здатність пального – $h_u = 42600$ Дж/г); φ – кут повороту колінчастого вала двигуна; П і К – точки, що відображають миті початку і кінця активної спільної роботи стенда й комп'ютера; Пг і Кг – точки, що відображають миті початку і кінця процесу горіння пального. Ці графіки відтворено комп'ютером на підставі інформації, що надходила від чутників (датчиків) стенда через відповідні перетворювачі інформації. Комп'ютер «спілкувався» зі стендом мовою так званої двозонної моделі явища згоряння пального в циліндрі двигуна [5, 6].

У табл. 1 занесено основні параметри ідентифікованих процесів теплотворення (φ_n і φ_k – кути повороту колінчастого вала, за яких починається і закінчується процес згоряння пального; $\Delta\varphi$ – кутова тривалість процесу горіння; φ_{max} – кутове положення колінчастого вала, при якому інтенсивність

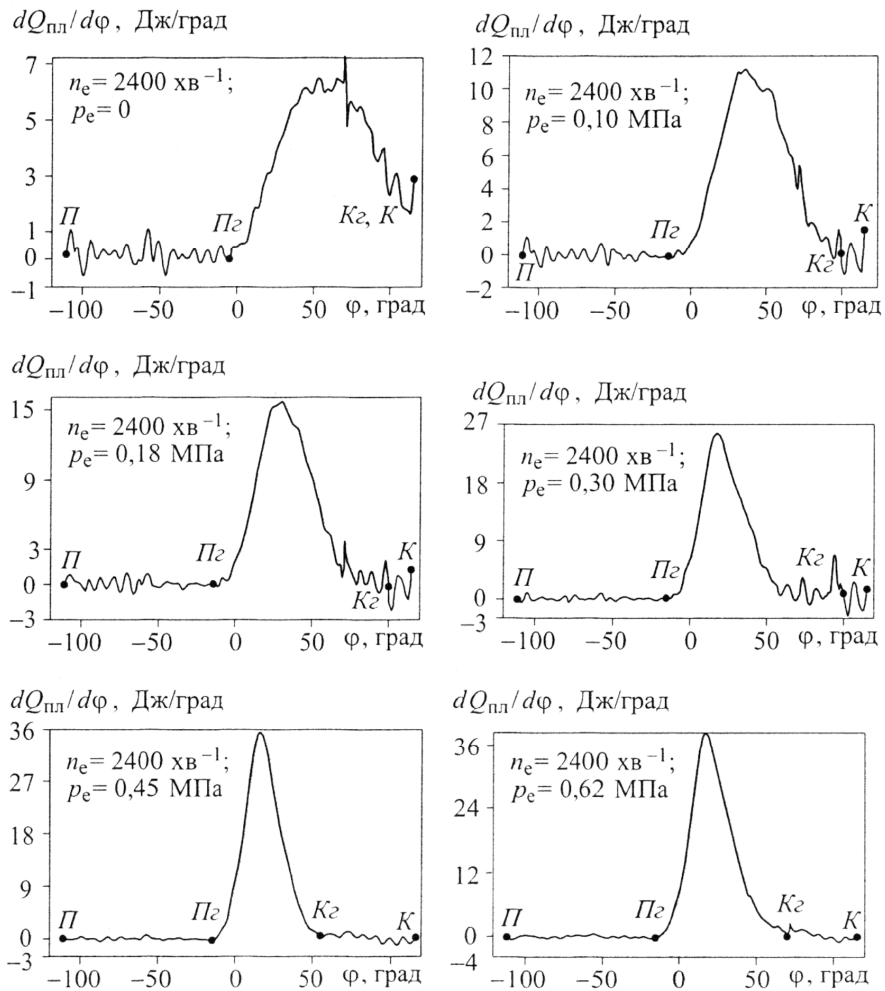


Рис. 1. Діаграми теплотворення в бензиновому двигуні за різних навантажень і сталої частоти обертання колінчастого вала

згоряння є найвищою; $Q_{тц}$ – потенційно можливе теплотворення, що визначається кількістю палива, що потрапило в робочий простір двигуна, і його теплотворною здатністю; $\dot{Q}_{max} = (dQ/d\phi)_{max}$ – максимальне значення аналога інтенсивності теплотворення).

Таблиця 1 – Параметри процесів теплотворення

p_e , МПа	0	0,10	0,18	0,30	0,45	0,62
$\phi_{п}$, град	-5,00	-15,00	-15,04	-15,01	-15,03	-15,02
$\phi_{к}$, град	115,12	100,03	100,05	100,01	55,02	69,98
$\Delta\phi$, град	120,12	115,03	115,09	115,02	70,05	85,00
ϕ_{max} , град*	$\frac{70,35}{59,94}$	$\frac{36,04}{42,61}$	$\frac{30,08}{33,44}$	18,03	15,56	17,46
$Q_{тц}$, Дж	549,54	609,18	706,31	878,59	994,28	1181,75
\dot{Q}_{max} , Дж/град*	$\frac{7,25}{6,67}$	11,38	15,51	25,55	34,98	38,41

* В чисельнику – значення параметра, зафіксоване стендовим комп'ютером, а у знаменнику – визначене за згладженими графіками у разі коливого характеру їх перебігу.

Зі збільшенням навантаження інтенсивність тепловиділення зростає, а тривалість процесу згоряння зменшується – це найочевидніший висновок з усіх можливих на основі наведеної на рис. 1 інформації. А от глибший аналіз особливостей перебігу теплотворення за різних умов потребує, так би мовити, «вторинного» перетворення інформації, яке б знівелювало все випадкове і незначуще та вивело на передній план саме те головне, що справді сутнісно характеризує тепловиділення та тепловикористання у двигуні внутрішнього згоряння.

Процес теплотворення дуже зручно аналітично описувати формулою (її пов'язують з І. Вібе) [7–9]

$$z = 1 - \exp a \left(\frac{t - t_n}{t_k - t_n} \right)^{m+1} = 1 - \exp(a\tau^{m+1}), \quad (1)$$

яку ще можна подати у вигляді

$$z = 1 - \exp(\tau^{m+1} \ln(1 - z_k)), \quad (2)$$

де $z = Q_\tau / Q_{t_n}$ – відносне теплотворення; Q_τ – поточне теплотворення; Q_{t_n} (згадаймо) – загальне потенційно можливе теплотворення за робочий цикл; t – поточний час; t_n і t_k – мить початку і мить завершення процесу згоряння пального в межах робочого простору; $\tau = (t - t_n) / (t_k - t_n)$ – відносний (абстрактний, безрозмірний) час; a – характеристична стала; $m > 0$ – характеристичний показник; $z_k = z(t_k)$. Якщо, приміром, $z_k = 0,999$, то

$$a = \ln(1 - z_k) = \ln(1 - 0,999) = -6,908;$$

якщо ж $z_k = 0,99$ або $z_k = 0,95$, то відповідно $a = -4,605$ або $a \approx -3,0$. Зокрема в роботі [10] саме взято $a = -6,908$, тоді, як в [11], покладено $a = -6,9$. Очевидно, що

$$\tau = \frac{\varphi - \varphi_n}{\varphi_k - \varphi_n}, \quad (3)$$

де (як зазначалося) φ_n і φ_k – кути повороту колінчастого вала, відповідні митям t_n і t_k початку і завершення процесу згоряння пального.

Існують й інші підходи до аналітичного описування теплового процесу в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння, які є ідейно близькими до щойно описаного. Приміром, швидкість теплотворення можна визначати за емпіричним рівнянням Б.М. Гончара [12], що ідентифікує залежність $dz(\varphi)/d\varphi$ (φ – кут повороту вала двигуна) через параметр

$$\varphi_z = \exp\left(-\left(\frac{dz}{d\varphi}\right)_{\max}\right),$$

де $(dz/d\varphi)_{\max}$ – максимальна швидкість теплотворення, яку задають емпірично відповідно до штибу комори згоряння та параметрів двигуна. Аналітична ж залежність

$$\frac{dz}{d\varphi} = \frac{z_1}{\varphi_1^2} (\varphi - \varphi_n) \exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_n}{2\varphi_1^2}\right) +$$

$$+ \frac{z_2}{\varphi_2^2} (\varphi - \varphi_n) \exp\left(-\frac{\varphi - \varphi_n}{2\varphi_2^2}\right)$$

була запропонована Б.П. Пугачовим [13] (φ_1 і φ_2 – вимірювані кутами повороту вала двигуна тривалості згоряння пального від миті початку теплотворення до миті досягнення максимальної його інтенсивності відповідно на першому і другому етапах згоряння у випадку, коли процес теплотворення доводиться ділити на два етапи; z_1 – частка тепла, що мала б виділитись на першому етапі перебігу процесу теплотворення унаслідок швидкого згоряння пального; z_2 – частка тепла, яка мала б виділитись у процесі подальшого згоряння і догоряння пального; $\varphi_n = \varphi(t_n)$). Для прогнозування закону теплотворення можна скористатись також методикою 3.3. Маца [14], що залучає цілий набір характеристик $z_i(\tau)$ теплотворення, або ж апроксимаційною формулою Ю.В. Селезньова [15, 16]. Проте перелічені засоби аналітичного відображення законів теплотворення перед формулою І.І. Вібе як за ефективністю, так і за зручністю користування жодних вагомих переваг не мають.

Формалізований опис процесу теплотворення

Як впливає з (1) і (2), зміну інтенсивності теплотворення описуватиме формула

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= -\frac{a(m+1)\tau^m}{\tau_0} \exp(a\tau^{m+1}) = \\ &= -\frac{(m+1)\tau^m \ln(1 - z_k)}{\tau_0} \exp(\tau^{m+1} \ln(1 - z_k)), \quad (4) \end{aligned}$$

де $\tau_0 = t_k - t_n$ – тривалість процесу теплотворення в межах робочого простору. Оскільки

$$\frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \frac{1}{\tau_0} \frac{dz}{d\tau}, \quad (5)$$

то інтенсивність теплотворення, звісно, можна (зважаючи на (4), (5)) оцінювати величиною

$$\begin{aligned} \frac{dz}{d\tau} &= \tau_0 \frac{dz}{dt} = -a(m+1)\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) = \\ &= a(m+1)\tau^m (z - 1). \quad (6) \end{aligned}$$

У разі $a = -6,908$ залежності $z = z(\tau, m)$ (1) і $dz/d\tau = dz(\tau, m)/d\tau$ (6) виглядають так, як зображено на рис. 2, 3. Очевидно також, що (3)

$$\frac{dz}{d\tau} = \frac{1}{Q_{\text{тц}}} \frac{dQ_{\text{т}}}{d\tau} = \frac{\varphi_{\text{к}} - \varphi_{\text{п}}}{Q_{\text{тц}}} \frac{dQ_{\text{т}}}{d\varphi}. \quad (7)$$

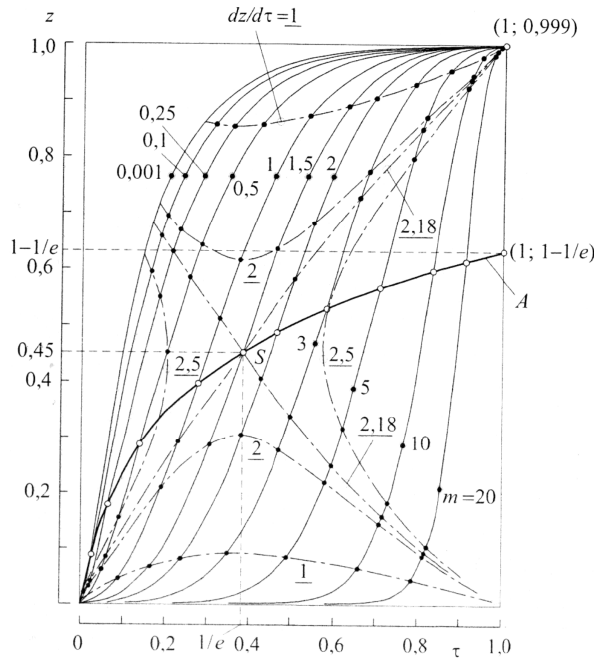


Рис. 2. Графіки процесу вигорання пального

Кількість пального, що вигоряє до тієї чи іншої миті (рис. 2), та відповідна цій миті інтенсивність згорання (рис. 3) – взаємозумовлені. Цю обставину зручно відстежити за рис. 2, де для прикладу поряд із кривими $z = z(\tau; m = 0,1; 20)$ нанесено криві $z = z(\tau; dz/d\tau = 1; 2; 2,18; 2,5)$.

Наведена інформація значно прозоріша за ту, яку можна зчитати з рис. 4, який ніби безпосередньо відображає зв'язок $dz/d\tau = dz(z, m = 0,1; 20)/d\tau$ між величинами $dz/d\tau$ та z .

Інтенсивність теплотворення $dz/d\tau$ набуває максимального значення у мить

$$\tau = \tau^* = \left(-\frac{m}{a(m+1)} \right)^{\frac{1}{m+1}}. \quad (8)$$

Точки зображених на рис. 2 і 3 кривих A саме відповідають максимальним значенням величини $\dot{z} = dz/d\tau$ за різних значень параметра m . Ідентифікують ці точки співвідношення (1) і (6) разом з (8)

$$z^* = z(\tau^*) = 1 - \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right), \quad (9)$$

$$\frac{dz^*}{d\tau} = \frac{dz(\tau^*)}{d\tau} = (-a)^{\frac{1}{m+1}} (m+1) \left(\frac{m}{m+1} \right)^{\frac{m}{m+1}} \times \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right) = (-a(m+1)m^m)^{\frac{1}{m+1}} \exp\left(-\frac{m}{m+1} \right). \quad (10)$$

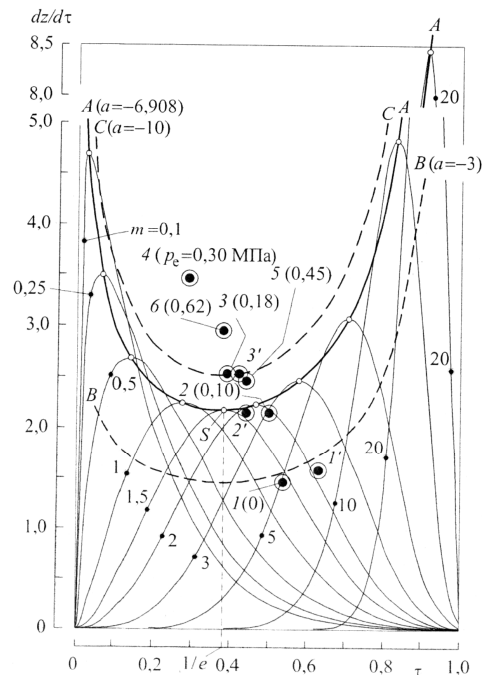


Рис. 3. Графіки зміни інтенсивності вигорання пального

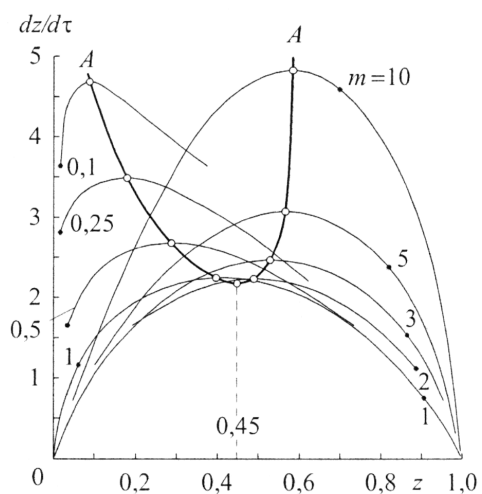


Рис. 4. Взаємозумовленість вигорання інтенсивності вигорання пального

Вирази (9), (10) визначають характеристичні параметри процесів тепловивільнення. Інтенсивність теплотворення $dz/d\tau$ є мінімальною і дорівнює нулю у мить $\tau = 0$. У мить $\tau = 1$ вона набуває значення

$$\dot{z}(\tau = 1) = \frac{dz(\tau = 1)}{d\tau} = \frac{dz_{\kappa}}{d\tau} = -a(m+1) \exp a > 0. \quad (11)$$

Відповідно до (9)

$$\lim_{m \rightarrow \infty} z^* = \lim_{m \rightarrow \infty} \left(1 - \exp\left(-\frac{m}{m-1}\right) \right) = 1 - \frac{1}{e}.$$

У тривіальному випадку $m = 0$ загального штибу співвідношення (6) вироджується у монотонно спадну залежність $dz/d\tau = -a/e^{-a\tau}$, і при цьому $(dz/d\tau)_{\max} = dz(\tau = 0)/d\tau = -a$.

Аналіз особливостей процесів теплотворення

Формула (1) чи (2) гармонійно поєднує в собі якісну змістовність, кількісну адекватність, бажану загальність та очевидну зручність у використанні. Проте, якщо формально ідентифікувати точки максимуму відображених на рис. 3 характеристик теплотворення, не вдаючись до акції згладжування графіків чи інших облагороджувальних поправок, і нанести ці точки на характеристику, подану на рис. 3 (точки 1', 2', 3', 4, 5, 6), то виявиться, що жодна з них не лягає на криву A максимумів. Про певну адекватність Вібе-формули може йтися хіба що стосовно режиму роботи двигуна, в якому середній ефективний тиск набуває значення $p_e = 0,10$, оскільки відповідна цьому режиму точка 2' розташована близько до кривої A максимумів чи до обвідної системи кривих $dz/d\tau = dz(\tau, m)/d\tau$. Цю обвідну параметрично описують рівняння (6), за параметр тут править величина m)

$$F = \frac{dz}{d\tau} + a(m+1)\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) = 0,$$

$$\frac{\partial F}{\partial m} = a\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) [1 + \ln \tau(m+1)(1 + a\tau^{m+1})] = 0 \Rightarrow 1 + \ln \tau(m+1)(1 + a\tau^{m+1}) = 0.$$

Як домовлено, точки 1', 2', 3' відповідають максимумам експериментальних графіків із

коливними аномаліями (див. перший, другий та третій фрагменти рис. 1). Унаслідок згладжування графіків ці точки перетворюються відповідно на точки 1, 2, 3.

Якщо параметрові a надати значень -3 та -10 замість $-6,908$, то залежність $dz^*/d\tau = dz(\tau^*)/d\tau$ відобразатиметься відповідно кривими B та C (рис. 3).

Легко бачити, що до кривої A тяжіють хіба що точки 2 і 2' ($p_e = 0,10$ МПа). Точки 1 і 1' ($p_e = 0$), натомість, більше тяжіють до кривої B , ніж до кривої A . Це є свідченням того, що ступінь вигорання пального на холодному режимі роботи двигуна є очікувано низьким. Це, власне, і підтверджує перший фрагмент рис. 1, оскільки в точці K_g , що ідентифікує кінець процесу горіння, теплотворення є ще відносно інтенсивним (горіння мало б закінчитися далеко поза областю високих тисків). Точки 3 і 3' ($p_e = 0,18$ МПа) та 5 ($p_e = 0,45$ МПа) гуртуються майже на кривій C . Це означає, що ступінь вигорання пального є відносно високим. Точкам 4 ($p_e = 0,30$ МПа) і 6 ($p_e = 0,62$ МПа), очевидно, слід покласти у відповідність менше навіть за -10 значення параметра a , або ж ввести інші корективи в характеристику теплотворення, які б, зокрема, враховували те, що інтенсивність теплотворення (рис. 1) різко спадає ще далеко перед точкою K_g кінця горіння.

У роботі [8], серед іншого, наголошено на тому, що дизель-двигунам властиві значення параметрів $m = 0...1$ і $\Delta\varphi = 60...100$ (та навіть більше) градусів повороту колінчастого вала, а отто-двигунам – значення $m = 3...4$ і $\Delta\varphi = 45...60$ град. Понад те, у [8] стверджують також, що спеціальні дослідження доводять: приблизно оптимальним є поєднання значень параметрів $m = 1,5$ і $\Delta\varphi = 40...60$ град. Значення ж $m \approx 1,5$ показника степеня m , виявляється, відповідає миті t_m досягнення максимальної швидкості згорання (моді), що задовольняє умову

$$\frac{t_m}{t_{\kappa} - t_n} \approx 0,38.$$

Параметр $\Delta\varphi$ є аналогом величини $t_{\kappa} - t_n$ і характеризує середню швидкість згорання пального. Відтак впливає, що згорання в дизель-двигунах (особливо з нероздільними

коморами згоряння) є надмірно тривалим. Щоправда, поняття оптимального поєднання зазначених параметрів не є конче конкретним: вважають [8], що сукупно оптимальними є такі значення параметрів m і $\Delta\phi$, які забезпечують найкращі поєднання високих значень середнього індикаторного тиску p_i та індикаторного ККД η_i за найменших значень максимального тиску p_{\max} , максимальної температури T_{\max} газів у циліндрі, максимальної швидкості тепловиділення $(dQ/dt)_{\max}$, й температури початку процесу впуску T_b .

На підставі (8) і (10) легко скласти співвідношення

$$\dot{z}^* \tau^* = m \exp\left(-\frac{m}{m+1}\right), \quad a = -\frac{m}{m+1} \frac{1}{\tau^{*m+1}}. \quad (12)$$

Відтак можна укласти табл. 2, зосереджуючи там значення ряду характеристичних параметрів, відповідних наведеним на рис. 1 діаграмам теплотворення, даним із табл. 1 та співвідношенням (12) і (11).

Таблиця 2 – Кінетичні параметри процесів теплотворення

p_e , МПа	0	0,10	0,18	0,30	0,45	0,62
\dot{z}^*	$\frac{1,58}{1,46}$	2,15	2,53	3,46	2,46	2,95
τ^*	$\frac{0,63}{0,54}$	$\frac{0,44}{0,50}$	$\frac{0,39}{0,42}$	0,29	0,44	0,38
$\dot{z}^* \tau^*$	$\frac{1,00}{0,79}$	$\frac{0,95}{1,08}$	$\frac{0,99}{1,06}$	1,00	1,08	1,12
m	$\frac{1,93}{1,42}$	$\frac{1,80}{2,14}$	$\frac{1,91}{2,08}$	1,93	2,14	2,23
a	$\frac{-2,55}{-2,61}$	$\frac{-6,40}{-6,01}$	$\frac{-10,17}{-9,77}$	-	-	-
$\dot{z}_{\tau=1}$	$\frac{0,58}{0,46}$	$\frac{0,03}{0,046}$	$\frac{0,0011}{0,0017}$	~0	~0	~0

Як впливає з наведених даних, швидкість теплотворення в кінці робочого циклу $\dot{z}(\tau = 1)$ зменшується зі збільшенням наван-

таження на двигун. Зокрема те, що швидкість теплотворення є відносно великою (помітною) на режимі холостого ходу двигуна, свідчить про те, що пальне «має бажання» ще горіти, та йому для цього не виділили достатньо часу і простору.

Керуючись наведеними в табл. 2 даними, зосередьмо тепер увагу на процесах теплотворення, приміром, у випадку холостого ходу двигуна ($p_e = 0$) та у випадку його роботи з найбільшим навантаженням ($p_e = 0,62$ МПа). Тож серед відображених на рис. 5 точок 1, ..., 6 (що перенесені з рис. 3 і які притягує до себе деяка крива Kr), залишається виокремити лише дві – точки 1 ($a = -2,61$, $m = 1,42$) та 6 ($a = -15,72$, $m = 2,23$). Відтак, використовуючи рівняння (6), можна побудувати графіки зміни інтенсивності тепло-творення, для яких згадані точки є точками їх максимумів. Звісно, жодна з нових кривих не належить множині відображених на рис. 3. Вони суттєво відрізняються від, приміром, від штрихової кривої (рис. 5), що відповідає параметрам $a = -6,908$, $m = 1,5$.

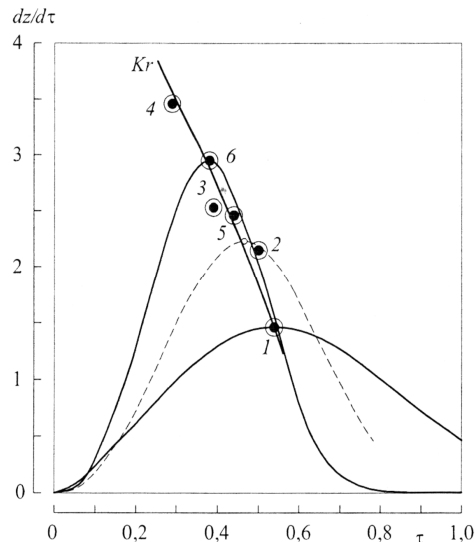


Рис. 5. Приклади графіків зміни інтенсивності теплотворення

На рис. 6 закони теплотворення, отримані щойно аналітико-емпіричними засобами (див. рис. 5), зіставлені з експериментально ідентифікованими (рис. 1 та співвідношення (7)). Очевидно, що якість цього аналітичного відтворення загалом є задовільною. До того ж кількісні відхилення можна ще зменшити, уточнюючи визначальні параметри.

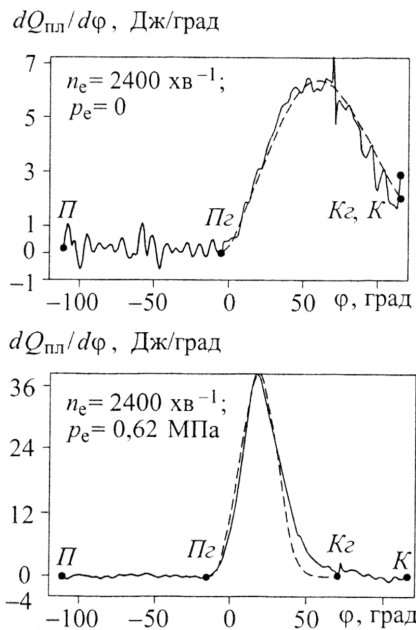


Рис. 6. Зіставлення аналітико-емпіричних і експериментально ідентифікованих законів теплотворення

Виявляється, що величина (10) набуває мінімального значення за умови

$$\left(-\frac{1}{a} \frac{m}{m+1}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e}, \quad (13)$$

тобто тоді, коли (8)

$$\tau = \tau^{**} = \left(-\frac{m}{a(m+1)}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e}, \quad (14)$$

незалежно від значення параметра a (звернімо, зокрема, увагу на точки S , рис. 2, 3). Цікаво, що (13), (14) справджуються у разі (згадаймо задекларований в [8] висновок) $a = -6,908$, $m \approx 1,5$, $\tau^{**} \approx 0,37 \dots 0,38$.

Висновки

Експонентне аналітичне відображення перетворення теплотворення у двигуні внутрішнього згорання прийнятно якісно відбиває в собі реальні процеси. Та все ж, аби звести до мінімуму розбіжності між реальним процесом і його аналітичним описом, доцільно відмовитись від зазвичай регламентованого тлумачення співвідношень між окремими параметрами процесу теплотворення. Зокрема нема підстав вимагати, аби в аналітичному описі частка вигорілого пального була

фіксованою: якщо потенційно можливе теплотворення за робочий цикл однозначно впливає з наявної від початку циклу в циліндрі двигуна кількості пального, то реальний рівень теплотворення, а отже й частка вигорілого пального на різних режимах роботи двигуна, насправді є різними. Як випливає з викладеного тут, частка вигорілого пального зменшується зі зменшенням навантаження і стає найменшою у разі холостого ходу двигуна. Зрозуміло, поняття частки незгорілого пального є цілком умовним – воно характеризує неповноту хімічних перетворень, а не цілковиту пасивність деякої частини пального. Воно несе в собі корисну інформацію про недовикористання теплотвірних потенцій пальної суміші та про потенційні загрози довкіллю. Параметр a мав би вмотивовано характеризувати повноту згорання пального, а не набувати конкретного фіксованого значення (зокрема значення $a = -6,908$) на невмотивовану догоду дослідникові. Часовий параметр τ_0 , що ніби характеризує тривалість теплотворення, варто б тлумачити як деяку сталу часу, що характеризує асимптотичність цього процесу, а не розглядати його як фактичну тривалість процесу згорання пального (процес згорання, взагалі кажучи, мав був би тривати безмежно довго).

Існують переконання, що реальним двигунам властиві такі значення параметра m , що характеризує ступінь вигорання пального, та параметра $\Delta\phi$, що є аналогом тривалості процесу горіння: дизель-двигуни – $m = 0 \dots 1$ і $\Delta\phi = 60 \dots 100$ (та навіть більше) градусів повороту колінчастого вала; отто-двигуни – $m = 3 \dots 4$ і $\Delta\phi = 45 \dots 60$ град. Викладене тут стосовно отто-двигуна, нато-мість, не підтверджує, а скоріше заперечує це.

Понад те, стверджують також, що спеціальні дослідження ніби доводять: приблизно оптимальним є поєднання значень параметрів $m = 1,5$ і $\Delta\phi = 40 \dots 60$ град. Значення ж $m \approx 1,5$ показника степеня m , виявляється, відповідає такій миті t_m досягнення максимальної швидкості згорання (моді), що задовольняє умову

$$\frac{t_m}{t_k - t_n} \approx 0,38$$

(t_n і t_k – миті початку і кінця процесу горіння). Виявилось, проте, що ці параметри є

лише формальними ознаками мінімуму залежності максимальної швидкості горіння пального на множині різних допустимих значень параметра m та ніяк не розкривають фізичного смислу «оптимальності», але запрошують до ретельнішого вивчення цієї обставини.

Література

1. Гащук П. Аналітичні засоби моделювання процесів теплотворення-теплоспоживання в двигуні з яскровим запалюванням на ялових режимах його роботи / П. Гащук, Ю. Богачик // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та автопоїздів. Праці Західного наукового центру Транспортної академії України. – Т. 1. – 1995. – С. 34–51.
2. Гащук П. Особливості внутрішнього теплотранспорту в двигуні з яскровим запалюванням за різних навантажень / П. Гащук, Ю. Богачик // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Праці західного наукового центру Транспортної академії наук. – Т. 2. – 1995. – С. 12–15.
3. Pischinger R. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine / Pischinger R., Kralinig G., Taucar G., Sams Th. – Wien: Springer-Verlag, 1989.
4. Гащук П.М. Натурно-машинні засоби в моделюванні термодинамічних процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згорання / П. Гащук, С.В. Нікіпчук, Ю. Богачик // Вісник Державного університету «Львівська політехніка»: динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 1998. – № 354. – С. 3–9.
5. König H.C. Thermodynamische und reaktionskinetische Analyse der Verbrennung im Ottomotor / H.C. König // Dissertation. – TU Braunschweig, 1972.
6. Prescher K. Methoden zur thermodynamischen Analyse der Verbrennungsvorgänge in Ottomotoren / K. Prescher // Habilitationsschrift. – Stuttgart, 1984.
7. Вибє И. И. Новое о рабочем цикле двигателя / И.И. Вибє. – М.: Машгиз, 1962. – 271 с.
8. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
9. Гащук П.М. Енергія та упорядкований рух / П.М. Гащук. – Львів: Українські технології, 2004. – 608 с.
10. Pattas K., Haefner G. Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. – MTZ, 1973, 34, № 12, 397–404.
11. Huber E. Beitrag zur Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor / Huber E., Schey W., Vogt R. – MTZ, 1978, 39, № 5, 235–237.
12. Гончар Б. М. Уточненный способ расчета и построения индикаторной диаграммы двигателя / Б.М. Гончар // Труды Центрального научно-исследовательского института. – 1954. – Вып. 25. – С. 108–116.
13. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев и др.; под ред. Н.Х. Дьяченко. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 552 с.
14. Мац З.З. Инженерная методика расчета процесса сгорания в дизеле / З.З. Мац // Двигателестроение. – 1982. – № 9. – С. 16–18. – 1983. – № 8. – С. 32–36.
15. Селезнев Ю.В. Определение динамики тепловыделения в однокамерных дизелях через управляющие параметры / Ю.В. Селезнев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1975. – Вып. 21. – С. 3–9.
16. Селезнев Ю.В. Выбор эффективного тепловыделения для однокамерных дизелей / Ю.В. Селезнев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1971. – Вып. 14. – С. 30–35.

References

1. Hashchuk, P., Bohachyk, Y. (1995). Analitichni zasoby modelyuvannya protsesiv teplovorennya-teplospozhyvannya v dvyhuni z yaskro-vym zapalyuvannyam na yalovykh rezhy-makh yoho roboty [Analytical means for simulation of heating and heat-energy processes in a spark-ignition engine in idle mode of its work]. *Proektuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya avtotransportnykh zasobiv ta avtopoyizdiv. Pratsi Zakhidnoho naukovoho tsentru Transportnoyi akademiyi Ukrayiny - Design, manufacture and operation of motor vehicles and trains. Proceedings of the Western Scientific Center of the Transport Academy of Ukraine*, 1, 34-51 [in Ukrainian].
2. Hashchuk, P., Bohachyk, Y. (1995). Osoblyvosti vnutrishnoho teploperenosu v dvyhuni z yaskrovym zapalennyam za riznykh navantazhen [Peculiarities of internal heat transfer in the sparkignition engine under dif-

- ferent loads]. *Proektuvannya, vyrobnytstvo ta eksplua-tatsiya avtotransportnykh zasobiv i poyizdiv. Pratsi zakhidnoho naukovooho tsentru Transportnoyi akademiyi nauk - Design, manufacture and operation of motor vehicles and trains. Proceedings of the Western Scientific Center of the Transport Academy of Ukraine*, 2, 12-15 [in Ukrainian].
3. Pischinger, R., Kralinig, G., Taucar, G., Sams, Th. (1989). *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. – Wien: Springer-Verlag.
 4. Hashchuk, P. M., Nikipchuk, S. V., Bohachyk, Y. O. (1998). *Naturno-mashynni zasoby v modelyuvanni termodynamichnykh protsesiv, shcho perebihayut u dvyhunakh vnutrishnoho zhoryannya [Naturally-machine tools in the modeling of thermodynamic processes that are interrupted in internal combustion engines]. Visnyk Derzhavnoho universytetu «Lvivska politekhniky»: dynamika, mitsnist ta proektuvannya mashyn i pryladiv - Bulletin of Lviv Polytechnic National University «Dynamics, strength and design of machines and devices», 354, 3-9 [in Ukrainian].*
 5. Konig, H.C. (1972). *Thermodynamische und reaktionskinetische Analyse der Verbrennung im Ottomotor. Dissertation. TU Braunschweig*.
 6. Prescher, K. (1984). *Methoden zur thermodynamischen Analyse der Verbrennungsvorgänge in Ottomotoren. Habilitationsschrift. Stuttgart*.
 7. Vibe, I.I. (1962). *Novoe o rabochem tsykle dvyhatelya [New on the working cycle of the engine]. Moscow: Mashhiz [in Russian].*
 8. Sharohlazov, B.A., Farafontov, M.F., Klementev, V.V. (2004). *Dvyhateli vnutrenneho shoraniya: teoriya, modelirovanye i raschet protsessov [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes]. Chelyabinsk: YUrHU [in Russian].*
 9. Hashchuk, P. M. (2004). *Enerhiya ta uporyadkovanyu rukh [Energy and orderly movement]. Lviv: Ukrainski tekhnolohii [in Ukrainian].*
 10. Pattas, K., Haefner, G. (1973). *Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. MTZ, 34, 12, 397-404.*
 11. Huber, E, Schey, W., Vogt, R. (1978). *Beitrag zur Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. MTZ, 39, 5, 235-237.*
 12. Honchar, B.M. (1954). *Utochnennyi sposob rascheta i postroeniya indikatornoy diahrummy dvihatelya [Refined method of calculation and construction of an indicator diagram of an engine]. Trudy Tsentralnoho nauchno-issle-dovatel'skoho instituta - Proceedings of the Central Research Institute, 25, 108-116 [in Russian].*
 13. Dyachenko, N. KH., Kostin, A.K., Puha-chev, B.P. i dr. (1974). *Teoriya dvihateley vnutrenneho shoraniya [The theory of internal combustion engines]. N. KH. Dyachenko (Ed.), Leninhrad: Mashinostroenie [in Russian].*
 14. Mats, Z.Z. (1982). *Inzhenernaya metodika rascheta protsessa shoraniya v dyzele [Engineering methodology for calculating the combustion process in a diesel engine]. Dvyhatelestroenye - Engine building, 9, 16-18; 1983, 8, 32-36 [in Russian].*
 15. Seleznev, Y.V. (1975). *Opredelenie dinamiki teplovydeleniya v odnokamernykh dizelyakh cherez upravlyayushchie parametry [Determination of heat dissipation dynamics in single-chamber diesel engines through control parameters]. Dvyhateli vnutrenneho shoraniya - Internal combustion engines, 21, 3-9 [in Russian].*
 16. Seleznev, Y.V. (1971). *Vybor effektivnoho teplovydeleniya dlya odnokamernykh dizely [The selection of effective heat release for single-chamber diesel engines]. Dvyhateli vnutrenneho shoraniya - Internal combustion engines, 14, 30-35 [in Russian].*
- Гашук Петро Миколайович, д.т.н., проф., кафедра експлуатації транспортних засобів та пожежно-рятувальної техніки Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, 79007, Україна, м. Львів, вул. Клепарівська, 35, тел. +38 067-476-84-83, petroh@meta.ua**
- Нікіпчук Сергій Вячеславович, інженер, кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національний університет «Львівська політехніка», 79013, Україна, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, тел. +38 097-217-23-15, nikipch@gmail.com**
- SPECIAL CONSIDERATIONS OF HEAT GENERATION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE**
- Hashchuk P., Lviv State University of Life Safety Nikipchuk S., National University «Lviv Polytechnic»**
- Abstract. Problem. The study illustrates special considerations of heat generation in the internal*

combustion engine. The research was conducted using hard / soft technology. An exponential analytical description is found to qualitatively reflect actual processes in an acceptable way. The study dismisses some standard notions about typical and optimal relations between parameters characterizing the course of heat generation. **Goal.** The purpose is to investigate the regular heat generation in an internal combustion engine by resorting to, so to speak, hard/soft technologies, combining the test bench and the computer and thus providing a «communication» of a real research engine and virtual in form computer model. **Methodology.** As it follows from the research, the proportion of burned fuel decreases with the decreasing load and becomes the smallest in case of idle engine running. The concept of the amount of unburned fuel is quite conditional – it characterizes incomplete chemical transformations rather than absolute inactivity of the other amount of fuel. The given value contains useful information that the heat generation capacity of the fuel mixture is underutilized and it displays potential environmental hazards. The analytic description contains the parameter a that is supposed to characterize a complete fuel combustion rather than convey a specific fixed value (namely, $a = -6,908$) based on the researcher's prediction without persuasive arguments. The time parameter τ_0 denoting the duration of heat generation should be considered as a time stable that characterizes an asymptotic nature of the process rather than the actual duration of the combustion process (the combustion would have been indefinitely long). **Results.** There are beliefs that the actual engines have the values of the parameter m that characterises the degree of fuel combustion and of the parameter $\Delta\varphi$ that corresponds to the duration of the combustion process: diesel engines $m = 0...1$ - and $\Delta\varphi = 60...100$ (and even more) degrees of rotation of the crankshaft; Otto engines - $m = 3...4$ and $\Delta\varphi = 45...60$ deg. The study demonstrates that the

statement about Otto engine doesn't confirm but rather reject the mentioned above.

Moreover, it is also argued that special studies seem to prove the following: the combination of parameter values $m = 1,5$ and $\Delta\varphi = 40...60$ degrees is roughly optimal. The value $m \approx 1,5$ of degree m , appears to correspond to the moment t_m of reaching the maximum combustion rate that satisfies the condition $t_m(t_k - t_n) \approx 0,38$ (t_n and t_k - the beginning and end of the combustion process). It turned out that these parameters only formally denote the minimum of the dependence of maximum combustion rate on a set of different permissible values of the parameter m and it doesn't reveal any physical meaning of «optimality», but rather provoke a thorough investigation of this circumstance.

Key words: internal combustion engine, heat generation process, heat-fission intensity, exponential analytical description.

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОБРАЗОВАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Гашук П. Н., Львовский государственный
университет безопасности жизнедеятельности,
Никипчук С. В., Национальный университет
«Львовская политехника»

Аннотация. Изучаются особенности теплообразования в двигателе внутреннего сгорания. Исследования проведены средствами hard/soft-технологии. Установлено, что приемлемо качественно отражает в себе реальные процессы экспонентное аналитическое описание, и опровергнуты некоторые устоявшиеся представления о типичных и оптимальных соотношениях между параметрами, которые характеризуют протекание процесса теплообразования.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, процесс теплообразования, интенсивность тепловыделения, экспоненциальное аналитическое описание.