

УДК 629.113.001

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2018.82.125201>

# Теплотворення в двигуні швидкого внутрішнього згоряння

П.М. Гащук<sup>1</sup> • С.В. Нікіпчук<sup>2</sup>

1 – Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, м. Львів, Україна;

2 – Національний університет “Львівська політехніка”, м. Львів, Україна

Received: 03 March 2018 / Accepted: 09 March 2018

**Анотація.** Досліджуються особливості продукування теплоти в процесі згоряння пальної суміші в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння. Як з'ясувалось, типовим для робочих процесів в отто-двигуні внутрішнього згоряння є те, що до миті досягнення максимальної інтенсивності теплотворення загальна кількість виділеного тепла складає 49 % від потенційно можливої — тієї, яку приховує в собі пальне, що потрапило в робочий простір двигуна. На різних режимах роботи двигуна параметр  $m$ , що характеризує сукупно максимум інтенсивності теплотворення і мить його настання, набуває значень, близьких до  $m = 2$ . Ці ознаки типовості є дуже стійкими і на них є сенс покладатися у разі моделювання роботи двигуна внутрішнього згоряння. Часто частку умовно вигорілого пального (частку виділеної в межах робочого простору двигуна теплоти) у разі моделювання теплотворення вважають наперед заданою і фіксованою. Натомість, експерименти засвідчують, що цей параметр на різних режимах роботи двигуна набуває цілком різних значень. Цей факт доцільно завжди брати до уваги тому, що він дає змогу об'єктивно оцінювати ефективність теплотворення. Задекларовані в науковій літературі формальні (які не розкривають фізичної суті) ознаки оптимальності процесу теплотворення, виявляється, вирізняють такий процес вивільнення теплоти, який доречно назвати анти(тепло)детонаційним. Анти(тепло)детонаційність тепловиділення полягає в тому, що в процесі горіння пальної суміші максимальна швидкість виділення теплоти має бути якнайменшою, тобто процес має стати, так би мовити, мінімаксним.

**Ключові слова:** двигун швидкого внутрішнього згоряння, теплотворення, інтенсивність теплотворення, анти(тепло)детонаційне тепловиділення

## Вступ

Теплотворення в двигуні внутрішнього згоряння — надзвичайно складне явище, яке намагаються пізнавати суто аналітичними засобами [1 — 3], та при цьому аж ніяк не вдається відмовитись від паралельного експерименту [4, 5], результати якого покликані обслуговувати аналітику. Це в однаковій мірі стосується як дизель-двигуна (двигуна на важкому паливі, двигуна повільного згоряння), так і отто-двигуна (двигуна на легкому пальному, двигуна швидкого згоряння), про який власне і йтиметься далі.

Процес теплотворення аналітично дуже зручно описувати формулою [6—8]

$$z = 1 - \exp a \left( \frac{t - t_{\text{п}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{п}}} \right)^{m+1} = 1 - \exp(a\tau^{m+1}), \quad (1)$$

де  $z = Q_{\text{т}} / Q_{\text{тц}}$  — відносне (питоме) теплотворення;  $Q_{\text{т}}$  — поточне теплотворення;  $Q_{\text{тц}}$  — загальне потенційно можливе теплотворення за робочий цикл;  $t$  — поточний час;  $t_{\text{п}}$  і  $t_{\text{к}}$  — мить початку і мить завершення процесу згоряння пального в межах робочого простору;

$$\tau = \frac{t - t_{\text{п}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{п}}} = \frac{\varphi - \varphi_{\text{п}}}{\varphi_{\text{к}} - \varphi_{\text{п}}}, \quad (2)$$

— відносний (абстрактний, безрозмірний) час;  $\varphi_{\text{п}}$  і  $\varphi_{\text{к}}$  — кути повороту колінчастого вала, відповідні митям  $t_{\text{п}}$  і  $t_{\text{к}}$  початку і завершення процесу згоряння пального;  $a$  — стала;  $m > 0$  — характеристичний показник.

✉ П.М. Гащук  
petroh@meta.ua

✉ С.В. Нікіпчук  
nikipch@gmail.com

Якщо, приміром,  $z(t_k) = z_k = 0,999$ , 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  $a \approx -3,0$ . Приміром, в роботі [9] саме прийнято  $a = -6,908$ , тоді як в [10] покладено  $a = -6,9$ .

Отож (відповідно до (1), (2)) зміну інтенсивності теплотворення в абстрактному часі опише формула

$$\frac{dz}{d\tau} = \tau_0 \frac{dz}{dt} = -a(m+1)\tau^m \exp(a\tau^{m+1}) = a(m+1)\tau^m (z-1). \quad (3)$$

де  $\tau_0 = t_k - t_n$  — тривалість процесу теплотворення в межах робочого простору двигуна. Очевидно, що

$$\frac{dz}{d\tau} = \frac{1}{Q_{тц}} \frac{dQ_{т}}{d\tau} = \frac{\varphi_k - \varphi_n}{Q_{тц}} \frac{dQ_{т}}{d\varphi}. \quad (4)$$

### Мета

Мета роботи — використовуючи якнайзагальніші формальні ознаки, ідентифікувати особливості перебігу процесу продукування теплоти в циліндрі двигуна швидкого внутрішнього згорання унаслідок згорання пальної суміші.

### Дослідження

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

$$\tau = \tau^* = \left( -\frac{m}{a(m+1)} \right)^{\frac{1}{m+1}}. \quad (5)$$

Ідентифікують режим найінтенсивнішого теплотворення співвідношення (див. (1), (3), (5))

$$z^* = z(\tau^*) = 1 - \exp\left( -\frac{m}{m+1} \right), \quad (6)$$

$$\dot{z}^* = \frac{dz^*}{d\tau} = \frac{dz(\tau^*)}{d\tau} = (-a(m+1)m^m)^{\frac{1}{m+1}} \exp\left( -\frac{m}{m+1} \right). \quad (7)$$

У мить  $\tau = 1$  інтенсивність теплотворення  $dz/d\tau$  набуває значення

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

У тривіальному випадку  $m = 0$  загального штибу співвідношення (3) вироджується у монотонно спадну залежність  $dz/d\tau = -a/e^{-a\tau}$ , і при цьому  $(dz/d\tau)_{\max} = dz(\tau=0)/d\tau = -a$ .

В роботі [7] наголошено на тому, що дизель-двигунам властиві значення параметрів  $m = 0...1$  і  $\Delta\varphi = \varphi_k - \varphi_n = 60...100$  (та навіть більше) градусів повороту колінчастого вала, а отто-двигунам — значення  $m = 3...4$  і  $\Delta\varphi = 45...60$  град. До того ж, задекларовано, 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 такій миті  $t_m$  досягнення максимальної швидкості згорання, що задовольняє умову

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

Параметр  $\Delta\varphi$  є аналогом величини  $t_k - t_n$  і характеризує середню швидкість вигорання пального. Та визначати його доволі складно — важко розпізнавати початок і кінець процесу горіння пального в межах робочого простору двигуна.

На підставі (5) і (7) можна висувати співвідношення

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

Виявляється, що величина (7) набуває мінімального значення за умови

$$\left(-\frac{1}{a} \frac{m}{m+1}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e}, \quad (9)$$

тобто тоді, коли (див. (5))

$$\tau = \tau^{**} = \left(-\frac{m}{a(m+1)}\right)^{\frac{1}{m+1}} = \frac{1}{e} \quad (10)$$

незалежно від значення параметра  $a$ . Цікаво, що співвідношення (9) і (10) справджуються у разі  $a \approx -7$ ,  $m \approx 1,5$ ,  $\tau^{**} \approx 0,37$  — ці параметри майже збігаються із тими, що в [7] визнані оптимальними. Такий перебіг процесу теплотворення можна назвати антитеплотонаційним.

Звернімося до експериментально зафіксованих на спеціальному випробувальному стенді діаграм, що відображають перебіг процесів теплотворення в отто-двигуні внутрішнього згоряння за однієї і тієї самої частоти  $n_e$  обертання колінчастого вала та різних навантажень, вимірюваних середнім ефективним тиском  $p_e$  (два приклади таких діаграм наведені на рис. 1:  $\Pi$  і  $K$  — початок і кінець контрольованого теплотворного процесу,  $\Pi_2$  і  $K_2$  — початок і кінець процесу власне горіння пальної суміші). Інформація добута засобами hard/soft-технології, що системно поєднує випробувальний стенд та комп'ютер забезпечуючи «спілкування» реального дослідного двигуна та віртуального у формі комп'ютерної моделі. Основні параметри процесів теплотворення, відображуваних цими діаграмами, зосереджені в табл. 1. Тож порівняймо реальні діаграми з тими, що гіпотетично мали б правити за оптимальні. В табл. 2 зібрані значення характеристичних параметрів, відповідних співвідношенням (8) та наведеним в табл. 1 даним.

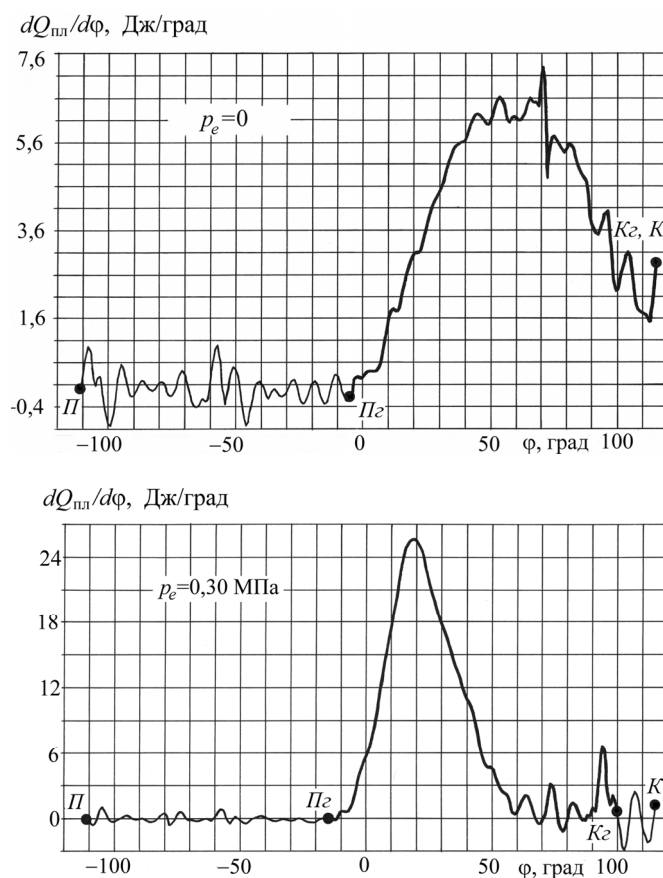


Рис. 1. Приклади діаграм теплотворення в бензиновому двигуні внутрішнього згоряння

Таблиця 1

Параметри процесів теплотворення

$p_e$ , МПа	0	0,10	0,18	0,30	0,45	0,62
$\varphi_{п}$ , град	-5,00	-15,00	-15,04	-15,01	-15,03	-15,02
$\varphi_{к}$ , град	115,12	100,03	100,05	100,01	55,02	69,98
$\Delta\varphi$ , град	120,12	115,03	115,09	115,02	70,05	85,00
$\varphi_{\max}$ , град	59,94	42,61	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	6,67	11,38	15,51	25,55	34,98	38,41

Таблиця 2

Кінетичні параметри процесів теплотворення

$p_e$ , МПа	0	0,10	0,18	0,30	0,45	0,62
$z^*$	0,44	0,49	0,49	0,48	0,49	0,50
$\dot{z}^*$	1,46	2,15	2,53	3,46	2,46	2,95
$\tau^*$	0,54	0,50	0,42	0,29	0,44	0,38
$\dot{z}^* \tau^*$	0,79	1,08	1,06	1,00	1,08	1,12
$m$	1,42	2,14	2,08	1,93	2,14	2,23
$a$	-2,61	-6,01	-9,77	-24,77	-8,98	-15,72

Отож вважатимемо, що  $m = m^* = 1,5$ ,  $\tau^* = \tau^{**} = 1/e$ . Відповідно до (8)

$$a^* = -\frac{m^*}{m^* + 1} e^{m^* + 1} = -7,28,$$

а відповідно до (6) і (7)

$$z^* = 1 - e^{-\frac{m^*}{m^* + 1}} = 0,45, \quad \dot{z}^* = m^* e^{\frac{1}{m^* + 1}} = 2,24.$$

В такому разі «оптимальний», анти(тепло)детонаційний процес теплотворення описуватиметься рівняннями

$$z = 1 - e^{a^* \tau^{m^* + 1}}, \quad \dot{z} = \frac{dz}{d\tau} = -a^* (m^* + 1) \tau^{m^*} e^{a^* \tau^{m^* + 1}}. \quad (11)$$

У такому процесі до миті  $\tau = 1/e \approx 0,37$  вигоряє 45 % пального.

На рис. 2 сукупно зіставлені графіки перебігу процесів теплотворення, відповідні наведеним в табл. 2 параметрам  $p_e$ ,  $a$ ,  $m$  — штрихові лінії — та ще параметрам  $m = m^* = 1,5$ ,  $a^* = -7,28$  оптимального теплотворення (11) — лінія *Opt* (точки відповідають максимальним швидкостям теплотворення).

Аналізуючи інформацію про реальний перебіг теплотворення, можна помітити деякі формальні ознаки типовості. На рис. 3 графічно відтворено першу з залежностей (8). Якщо взяти до уваги попередньо згладжену (підправлену) експериментальну інформацію про перебіг теплотворення на різних режимах роботи двигуна внутрішнього згорання, то виявиться (див. табл. 2), що параметри  $m$  та  $\dot{z}^* \tau^*$  набувають значень із відносно вузьких взаємовідповідних діапазонів  $\Delta'$ . Якщо ж відмовитись від коректування експериментальної інформації, приймаючи як належне локальні коливання графіків процесів теплотворення, то, на диво, діапазони  $\Delta'$  звужаються до  $\Delta$ .

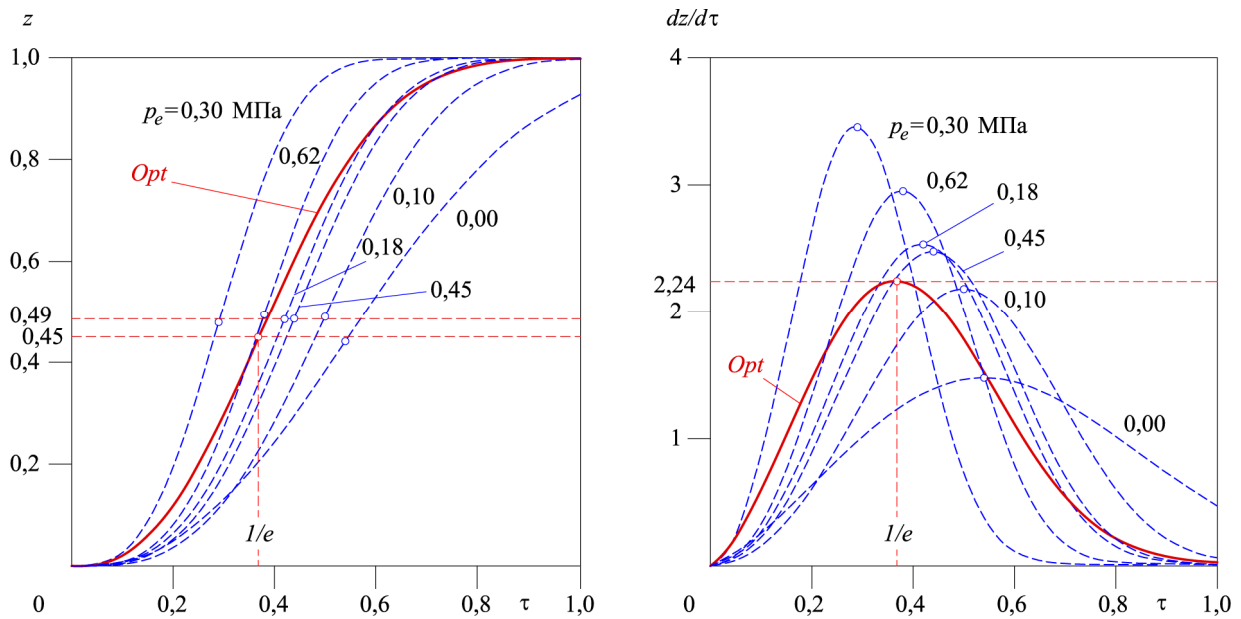


Рис. 2. Порівняння гіпотетично оптимальної діаграми теплотворення з тими, що апроксимують реальні

Отож впадає в вічі, що на різних режимах роботи двигуна фактичні значення параметра  $m$  близькі до певного середнього  $m \approx 2$ . Відтак, якщо покласти  $m = 2$  ( $z^* \tau^* \approx 1,03$ , див. (8)), то буде сенс керуватись співвідношенням

$$a = -\frac{2}{3} \frac{1}{\tau^{*3}}. \quad (12)$$

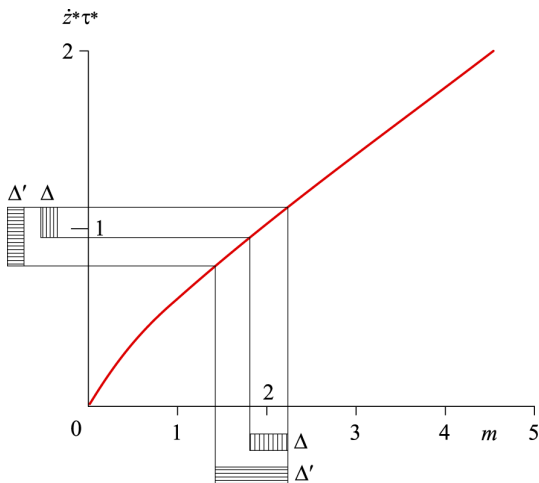


Рис. 3. Взаємозв'язок між визначальними параметрами процесів теплотворення

В табл. 3 зосереджено нові значення основних параметрів досліджуваних процесів (див. (12) і табл. 2). А рис. 4 наочно ілюструє, що «типове» дуже помітно відрізняється від «оптимального» (затемнені точки відображають максимуми графіків, перенесені з рис. 2; світлі точки справжніх максимумів належать деякій простій кривій).

Помітно (див. табл. 2, 3 і рис. 2), що до миті  $\tau^*$  досягнення максимальної інтенсивності тепловиділення  $\dot{z} = \dot{z}^*$  виділяється приблизно (не йдеться про режим марного ходу) однакова кількість питомої теплоти  $z = z^* = 0,49$  — майже половина від потенційно можливої. Це — ще одна ознака типовості, яка цілком відповідає ознаці (див. (6))  $m = m^* \approx 2$ .

Таблиця 3

Скоректовані кінетичні параметри процесів теплотворення

$p_e$ , МПа	0	0,10	0,18	0,30	0,45	0,62
$z^*$	0,44	0,49	0,49	0,48	0,49	0,50
$\tau^*$	0,54	0,50	0,42	0,29	0,44	0,38
$m$	2					
$a$	-4,23	-5,33	-9,00	-27,33	-7,83	-12,15

Наведені на рис. 4 типізовані характеристики з використанням співвідношення (4), можна припасувати до відповідних їм реальних, рис. 5 (дві з них наводились раніше — на рис. 1). Найгірша якість припасовування притаманна характеристикам марного ходу (коли  $p_e = 0$ ). Це стосується як випадку згладженого піку реальної характеристики (штрихова лінія), так і первісного випадку (штрих-пунктирна крива). Режим марного ходу особливий з кількох причин: по-перше, йому властивий коливний (суттєво неусталений) характер перебігу, а по-друге, очевидно, що процес горіння явно не завершився в точці  $K$ , див. рис. 1. В інших випадках прояв типовості нема підстав заперечувати.

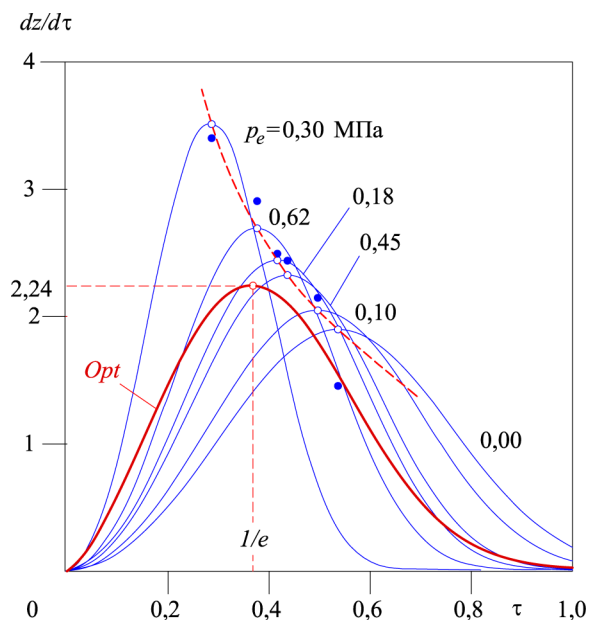


Рис. 4. Частково типізовані характеристики теплотворення і анти(тепло)детонаційна програма тепловиділення

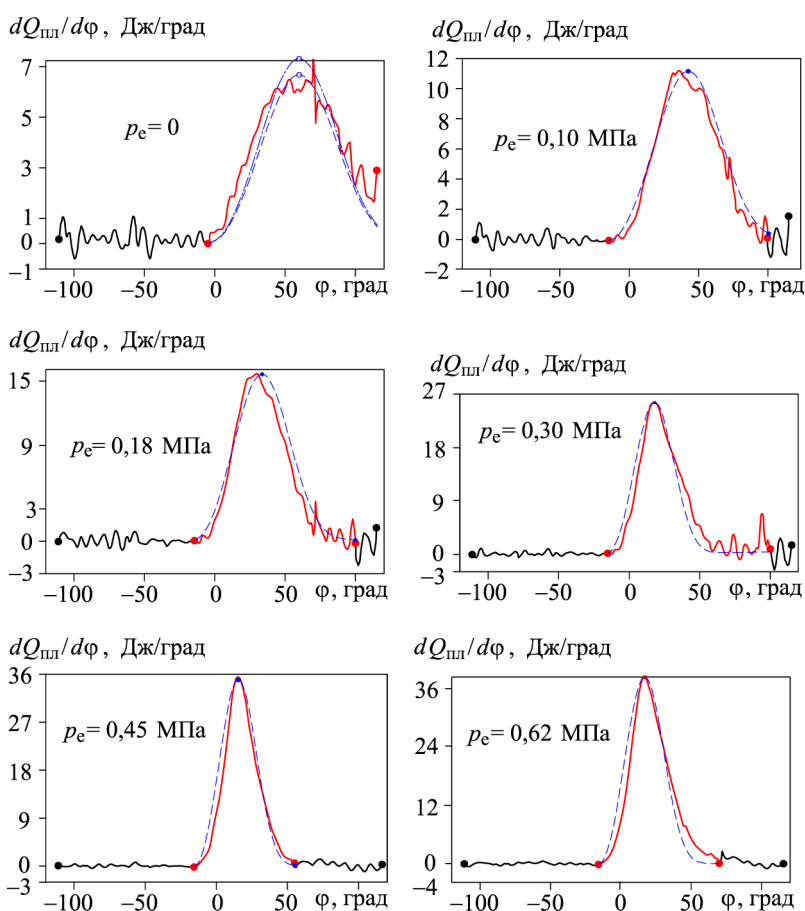


Рис. 5. Частково типізовані характеристики теплотворення і анти(тепло)детонаційна програма тепловиділення

**Висновки**

Як з'ясувалось, типовим для робочих процесів в отто-двигуні внутрішнього згорання є те, що до миті досягнення максимальної інтенсивності теплотворення загальна кількість виділеного тепла складає 49 % від потенційно можливої — тієї, яку приховує в собі паливе, що потрапило в робочий простір двигуна. На різних режимах роботи двигуна параметр  $m$ , що характеризує сукупно максимум інтенсивності теплотворення і мить його настання, набуває значень, близьких до  $m = 2$ . Ці ознаки типовості є дуже стійкими і на них є сенс покладатися у разі моделювання роботи двигуна внутрішнього згорання.

Часто частку умовно вигорілого пального (частку виділеної в межах робочого простору двигуна теплоти) у разі моделювання теплотворення вважають наперед заданою і фіксованою. Натомість, експерименти засвідчують, що цей параметр на різних режимах роботи двигуна набуває цілком різних значень. Цей факт доцільно завжди брати до уваги тому, що він дає змогу об'єктивно оцінювати ефективність теплотворення.

Задекларовані в науковій літературі формальні (які не розкривають фізичної суті) ознаки оптимальності процесу теплотворення, виявляється, вирізняють такий процес вивільнення теплоти, який доречно назвати анти(тепло)детонаційним. Анти(тепло)детонаційність тепловиділення полягає в тому, що в процесі горіння пальної суміші максимальна швидкість виділення теплоти має бути якнайменшою, тобто процес має стати, так би мовити, мінімаксом.

## Теплообразование в двигателе быстрого внутреннего сгорания

П.Н. Гашук, С.В. Никипчук

**Аннотация.** Исследуются особенности выработки теплоты в процессе сгорания горючей смеси в цилиндре двигателя внутреннего сгорания. Как выяснилось, типичным для рабочих процессов в отто-двигателе внутреннего сгорания является то, что в момент достижения максимальной интенсивности теплообразования общее количество выделенного тепла составляет 49 % от потенциально возможной — той, которую таит в себе топливо, попавшее в рабочее пространство двигателя. На разных режимах работы двигателя параметр  $m$ , характеризующий совокупно максимум интенсивности теплообразования и момент его наступления, принимает значения, близких к  $m = 2$ . Эти признаки типичности являются очень устойчивыми и на них есть смысл полагаться при моделировании работы двигателя внутреннего сгорания. Часто долю условно выгоревшего топлива (часть выделенной в пределах рабочего пространства двигателя теплоты) при моделировании теплообразования считают заранее заданной и фиксированной. Зато, эксперименты показывают, что этот параметр на разных режимах работы двигателя приобретает совершенно разные значения. Этот факт целесообразно всегда принимать во внимание потому, что он позволяет объективно оценивать эффективность теплообразования. Задекларированные в научной литературе формальные (не раскрывающие физической сути) признаки оптимальности процесса теплообразования, оказывается, выделяют такой процесс высвобождения теплоты, который уместно назвать анти(тепло)детонационным. Анти(тепло)детонационность тепловыделения заключается в том, что в процессе горения горючей смеси максимальная скорость выделения теплоты должна быть наименьшей, то есть процесс должен стать, так сказать, минимаксом.

**Ключевые слова:** двигатель быстрого внутреннего сгорания, теплообразование, интенсивность теплообразования, анти(тепло)детонационное тепловыделение

## Heating (thermogenesis) in rapid internal combustion engine

P.M. Hashchuk, S.V. Nikipchuk

**Abstract.** The features of heat production in the process of combustion of a fuel mixture in a cylinder of an internal combustion engine are studied. As it turned out, typical of the working processes in the otto-engine internal combustion is that, until the moment of reaching the maximum intensity of heat generation, the total amount of heat dissipated is 49% of the potentially possible — one that conceals the fuel that has fallen into the work engine space. At different operating modes of the engine  $m$ , the parameter characterizing together the maximum of the intensity of heat generation and the instant of its onset acquires values close to  $m = 2$ . These typical features are very durable and it makes sense to rely on the simulation of the internal combustion engine. Often, the proportion of conditionally burned fuel (the proportion of the allocated within the working space of the engine of heat) in the case of modelling of heat generation is considered to be predetermined and fixed. Instead, experiments show that this parameter acquires a completely different meanings at different modes of motion. It is always worthwhile to take into account this fact because it enables to objectively evaluate the efficiency of heat generation. The formal signs (which do not reveal the physical essence) of the optimality of the process of heat generation declared in the scientific literature, it turns out, distinguish such a process of heat release, which is appropriately called anti (heat) detonation. The (heat) detonation of the heat is that in the process of combustion of the fuel mixture the maximum rate of heat release should be as small as possible, that is, the process must become, so to speak, minimax.

*Keywords:* rapid internal combustion engine, heat formation, heat formation intensity, anti (heat)detonation heat dissipation

#### References

1. Гащук П., Богачик Ю. Аналітичні засоби моделювання процесів теплотворення-теплоспоживання в двигуні з яскровим запалюванням на ялових режимах його роботи // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та автопоїздів. Праці Західного наукового центру Транспортної академії України. Т. 1. — Львів, 1995. — С. 34—51.
2. Гащук П., Богачик Ю. Особливості внутрішнього теплопереносу в двигуні з яскровим запаленням за різних навантажень // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Праці західного наукового центру Транспортної академії наук. Т. 2. — Львів, 1995. — С. 12—15.
3. Нікіпчук С. В. Визначення коефіцієнта теплопередачі в двигуні приводу пожежно-рятувального обладнання аналітичними засобами // Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (Львів: ЛДУ БЖД, 20-21 жовтня 2016 р.) — Львів: Львівський державний університет безпеки життєдіяльності. — С. 433 – 435.
4. Гащук П. М., Нікіпчук С. В., Богачик Ю. О. Натурно-машинні засоби в моделюванні термодинамічних процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згоряння / Вісник Державного університету “Львівська політехніка”: динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — № 354. — Львів, 1998. — С. 3—9.
5. Гащук П. М., Нікіпчук С. В. Модельно-симуляційна технологія дослідження термодинамічних процесів у двигунах внутрішнього згоряння. 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей.— Львів: Дослідно-видавничий центр Наукового товариства імені Шевченка, 18-19 травня 2017.— С. 93-95.
6. Wiebe I. I. Brennvlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. — Berlin: VEB-Verlag Technik, 1970. — 286 p.
7. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. — 344 с.
8. Гащук П. М. Енергія та упорядкований рух. — Львів: Українські технології, 2004. — 608 с.
9. Pattas K., Haefner G. Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. — MTZ, 1973, 34, N12, pp. 397—404.
10. Huber E, Schey W., Vogt R. Beitrag zur Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. — MTZ, 1978, 39, N5, pp. 235—237.