

$$G_{CO} = A \cdot m_{CO} + B \cdot m_{C_mH_n} + C \cdot m_{NO_x} + D \cdot m_{Tч}, \quad (3)$$

де m_{CO} , $m_{C_mH_n}$, m_{NO_x} , m_{CO_2} , $m_{Tч}$ – питомі викиди відповідно оксиду вуглецю, вуглеводнів, оксидів азоту і твердих частинок за їздовий цикл, г/км;

A, B, C, D – коефіцієнти агресивності відповідних компонентів.

Значення коефіцієнтів агресивності в сучасних дослідженнях приймаються наступними: $A_{CO} = 1$, $B_{C_mH_n} = 3,16$, $C_{NO_x} = 41,1$, $D_{Tч} = 200$.

Висновки. Модельні представлення функціонування ТЗ дозволили звести завдання вибору НТ модернізації з метою покращення їх екологічних показників, до оптимізації параметрів експлуатаційної системи «технологія-двигун-транспортний засіб» за критеріями технологічності, екологічної безпеки та економічної ефективності експлуатації.

Література

1. Тишаева И.Р. Алгоритмическое обеспечение систем поддержки принятия решения по выбору наилучшей доступной технологии в химическом производстве: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук. Москва, 2014. – С. 20.
2. Захарчук В.І. Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах. Вісник НТУ «ХП». – 2015. – №8 (1117). – С. 76–81.

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, korohodskiy@ukr.net

Тютюнник Дмитро Вадимович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, dim4egg007@gmail.com

Авраменко Андрій Романович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, andre44950@gmail.com

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ ДВОТАКТНОГО ДВИГУНА ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЗОВНІШНЬОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ

Основною проблемою сучасних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є токсичність відпрацьованих газів (ВГ), шкідливі компоненти яких, в тому числі й тверді частинки після згорання вуглеводневого палива викидаються в атмосферу [1] та у ґрунт [2]. При цьому продукти повного згорання: вуглекислий газ (CO_2) та водяна пара (H_2O) сприяють створенню шкідливого парникового ефекту [3], рівень викидів яких також залежить від кількості спаленого палива.

Для виконання сучасних нормативних вимог щодо викидів шкідливих речовин з ВГ та зниження витрати палива доцільно переводити двигуни з іскровим запалюванням, особливо двотактні, з зовнішнього на внутрішнє сумішоутворення при безпосередньому впорскуванні палива (БВП) [4]. Організація внутрішнього сумішоутворення у двигуні з іскровим запалюванням при БВП дозволяє збільшити паливоповітряний заряд (ППЗ) у надпоршневого об'ємі та забезпечити зниження питомої ефективної витрати палива g_e та викиди шкідливих речовин з ВГ [5]. Проте, організація робочих процесів з внутрішнім сумішоутворенням при формуванні на часткових режимах роботи двигуна розподілу паливоповітряної суміші (ППС) і повітря шарами по різному впливає на рівень витрати палива та вміст шкідливих речовин у ВГ [6].

Тому визначення та порівняння показників згоряння на одному двигуні при зовнішньому сумішоутворенні (карбюраторна система живлення) (рис. 1а) та внутрішньому сумішоутворенні (БВП) при організації розширеного ППЗ (РППЗ) зі збагаченим складом ППС біля електродів свічки запалювання в камері згоряння (КЗ) (рис. 1б) та розширеного збільшеного ППЗ (РЗППЗ) (рис. 1в) при збільшенні об'єму ППС, а на периферії – повітря [7] є актуальним.

За даними експериментальних досліджень, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» на двотактному двигуні з іскровим запалюванням 1Д 8,2/8,7 з карбюраторною системою живлення та БВП й організацією робочого процесу з розширенням ППЗ при збагаченні та збільшенні ППС на режимах навантажувальної характеристики при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ зроблена порівняльна оцінка показників процесу згоряння.

З метою визначення показників процесу згоряння застосовувалася схема обробки індикаторних діаграм (рис. 2), результати показників процесу згоряння представлено в табл.

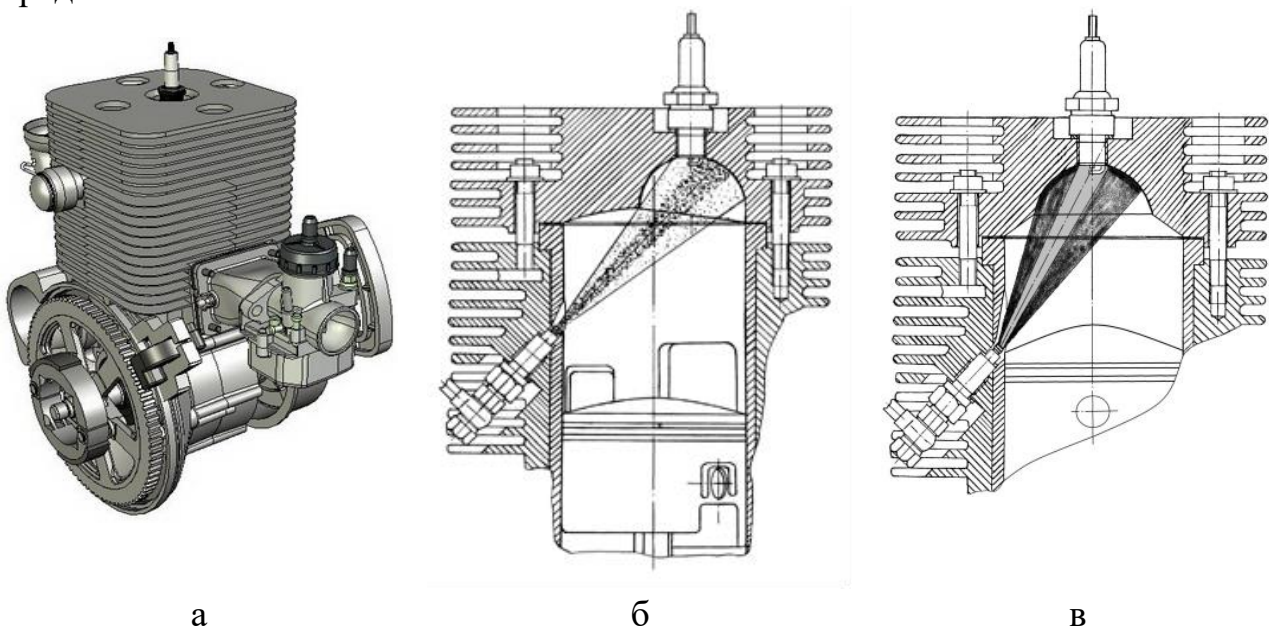


Рисунок 1 – Організація робочого процесу:
 а – зовнішнє сумішоутворення (карбюраторна система живлення);
 б – внутрішнє сумішоутворення організація РППЗ (БВП);

в – внутрішнє сумішоутворення організація РЗППЗ (БВП).

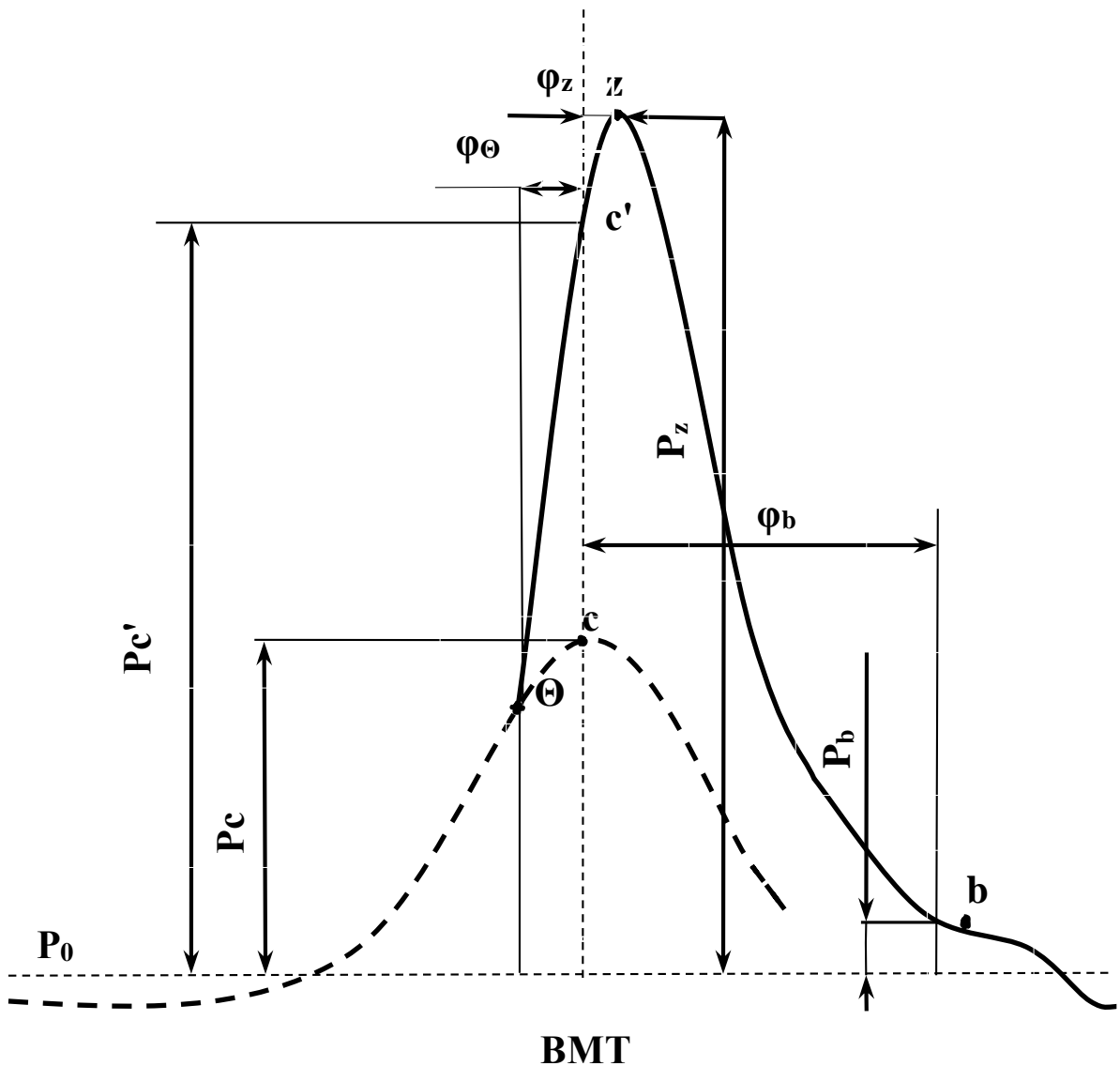


Рисунок 2 – Схема обробки індикаторної діаграми

Таблиця – Результати показників процесу згоряння при обробці експериментальних індикаторних діаграм

Показники процесу згоряння	Тип сумішоутворення					
	Зовнішнє (карбюратор). (рис. 1а)			Внутрішнє (БВП) з РППЗ. (рис. 1б)		
p_e , МПа	0,37	0,4	0,45	0,21	0,29	0,47
p_z , МПа	4,1	4,5	4,7	3,09	3,43	3,7
p_c , МПа	1,47	1,47	1,47	1,7	1,7	1,7
$p_{c'}$, МПа	3,71	3,75	3,85	2,26	2,44	2,64
η_i	0,298	0,297	0,280	0,438	0,44	0,351
$\varepsilon_r / \varepsilon_d$	8,5/6	8,5/6	8,5/6	12/8,4	12/8,4	12/8,4
φ_z , від ВМТ до Z град. п.к.в.	10	10	10	11	12	13

φ_{Θ} , від Θ до ВМТ, град. п.к.в.	27	27	27	8	10	30
φ_b , від ВМТ до b град. п.к.в.	102	102	102	102	102	102
λ	2,789	3,061	3,197	1,818	2,018	2,176
ρ	1,07	1,07	1,07	1,13	1,15	1,18
δ	5,64	5,64	5,64	7,44	7,28	7,12
$d\varphi_z$, град. п.к.в.	64	68	70	50	59	68
$\frac{dx}{df_{i\max}}$, гр. п.к.в. ⁻¹	0,034	0,032	0,031	-	-	-
m	1,26	1,22	1,17	1,5	1,5	1,5
Внутрішнє (БВП) з РЗППЗ. (рис. 1в)						
p_e , МПа	0,144	0,192	0,274	0,322	0,428	
p_z , МПа	3,61	3,84	4,25	4,45	4,75	
p_c , МПа	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
$p_{c'}$, МПа	2,6	2,38	2,18	2,21	2,35	
η_i	0,466	0,498	0,475	0,455	0,418	
$\varepsilon_r / \varepsilon_d$	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	16,3/11,3	
φ_z , від ВМТ до Z град. п.к.в.	6	7	9	9	10	
φ_{Θ} , від Θ до ВМТ, град. п.к.в.	10	10	10	10	10	
φ_b , від ВМТ до b град. п.к.в.	102	102	102	102	102	
λ	1,8	1,92	2,125	2,225	2,358	
ρ	1,05	1,07	1,12	1,12	1,15	
δ	10,72	10,53	10,08	10,08	9,83	
$d\varphi_z$, град. п.к.в.	29	32	34	36	42	
$\frac{dx}{df_{i\max}}$, гр. п.к.в. ⁻¹	0,076	0,069	0,067	0,062	0,052	
m	1,76	2	2,18	2,08	1,58	

Відповідно до поданої схеми та методики розрахунку процесу згоряння палива І.І. Вібе [8] визначено основні показники процесу згоряння за осередненими індикаторними діаграмами двигуна із зовнішнім сумішоутворенням (карбюраторна система живлення) і внутрішнім сумішоутворенням (система БВП) при організації РППЗ [9] і РЗППЗ [10] на режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$).

Рівень значень тиску $p'_{c'}$ у точці c' (положення поршня у ВМТ) в середньому в 1,5 рази вище у двигуна з карбюраторною системою живлення порівняно з організацією РППЗ. При цьому зі збільшенням навантаження понад $p_e = 0,21$ МПа значення тиску $p'_{c'}$ при організації РЗППЗ в середньому на 10 % менше ніж при РППЗ.

Значення індикаторного ККД (η_i) при внутрішньому сумішоутворенні та організації РЗППЗ та РППЗ більше ніж при зовнішньому сумішоутворенні на всіх режимах навантажувальної характеристики. Максимальне значення η_i для РЗППЗ складає 0,498 при $p_e = 0,192$ МПа, для РППЗ – 0,44 при $p_e = 0,29$ МПа та 0,3 при $p_e = 0,36$ МПа для двигуна з карбюратором.

Організація РЗППЗ забезпечила порівняно з карбюраторною системою живлення збільшення (до 1,1 %) максимального тиску згоряння p_z при максимальному навантаженні та до 11 % збільшення значень p_z при зниженні навантаження до $p_e = 0,37$ МПа. При цьому рівень p_z у циліндрі двигуна з БВП та РППЗ нижче на 20–22 % у всьому діапазоні роботи двигуна відносно організації РЗППЗ.

Отримано зниження ступеня підвищення тиску λ на 26 % у двигуні з РЗППЗ та на 31 % при РППЗ порівняно з карбюраторною системою живлення.

Застосування системи БВП та організація РППЗ сприяють підвищенню значень ступеня попереднього розширення ρ на 9,2 % ($p_e = 0,45$ МПа) відносно карбюраторної системи живлення.

Організація РЗППЗ забезпечила на 2-4 % зниження значень ρ в діапазоні навантажень $p_e = 0,21-0,428$ МПа порівняно з організацією РППЗ.

Підвищення ступеня стиснення ϵ на 26,4 % та зниження ρ при організації РЗППЗ у порівнянні з РППЗ надало можливість підвищити значення ступеня подальшого розширення δ у середньому на 30 % та на 43 % у порівнянні з карбюраторною системою живлення.

На двигуні при організації РЗППЗ значення показника характеру згоряння m вище у середньому в 1,4 рази, ніж у двигуна з карбюраторною системою живлення та в 1,45 рази вище відносно організації РППЗ ($p_e = 0,274$ МПа).

Зміна максимальної швидкості тепловиділення $dx/df_{i \max}$ при організації РЗППЗ на режимах підвищених навантажень вище у середньому на 40 %, ніж у двигуні з карбюраторною системою живлення.

Тривалість згоряння (φ_z) від ВМТ до точки Z для двигуна з карбюратором складає 10 град. п.к.в. та відповідає значенню φ_z при організації РЗППЗ ($p_e = 0,428$ МПа). Значення φ_z для двигуна з організацією РЗППЗ при зниженні навантаження від $p_e = 0,428$ МПа до $p_e = 0,21$ МПа зменшується від 10 до 7,5 град. п.к.в., що на 22-32 % менше ніж при організації РППЗ.

Організація РППЗ дозволила скоротити загальну тривалість процесу згоряння ($d\varphi_z$) у середньому на 5 % порівняно з карбюраторною системою живлення. Для двигуна з організацією РЗППЗ значення $d\varphi_z$ на 39 % менше ніж при використанні карбюраторної системи та на 36 % менше ніж при організації РППЗ.

Література

1. Gritsuk, I. The evaluation of vehicle fuel consumption and harmful emission using the heating system in a driving cycle [Text] / I. Gritsuk, V. Volkov, V.

Mateichyk, Y. Gutarevych, M. Tsiuman, N. Goridko // SAE International Journal of Fuels and Lubricants. – 2017. – Vol. 10. – No. 1. – P. 236-248.

2. Kryshtopa, S. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil [Text] / S. Kryshtopa, V. Melnyk, B. Dolishnii, V. Korohodskiy, I. Prunko, L. Kryshtopa, I. Zakhara, T. Voitsekhivska // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 4. – No. (10 (100)): Ecology. – P. 44-51.

3. IEA. Global Energy Review 2021 Assessing the effects of economic recoveries on global energy demand and CO₂ emissions in 2021 [Text] / Paris: International Energy Agency, 2021. – 36 p.

4. van Basshuysen, R. Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial [Text] / R. van Basshuysen. – Springer Vieweg: Wiesbaden (Deutschland), 2013. – 465 p.

5. Корогодський, В.А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою [Текст] / В.А. Корогодський // Вісник ХНАДУ. – 2020. – Вип. 90. – С. 80-94.

6. Korohodskiy, V. Determining the characteristics for the rational adjusting of an fuel-air mixture composition in a two-stroke engine with internal mixture formation [Text] / V. Korohodskiy, S. Kryshtopa, V. Migal, A. Rogovyi, A. Polivyanchuk, G. Slyn'ko, V. Manoylo, O. Vasylenko, O. Osetrov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 2. – No. 5 (104). – P. 39-52.

7. Korohodskiy, V. Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber [Text] / V. Korohodskiy, A. Khandrymailov, O. Stetsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 1. – No. 5(79). – P. 4–12.

8. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И.И. Вибе. – М.: Машгиз, 1962. – 272 с.

9. Корогодский, В.А. Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива [Текст] / В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Вестник ХНАДУ. – 2007. – Вип. 37. – С. 60-67.

10. Корогодский, В.А. Влияние расслоенного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием [Текст] / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць УкрДУЗТ. – 2015. – Вип. 154. – С. 142-148.