

УДК 621.43.004.15

Ю.Ф. Гутаревич, д-р техн. наук, А.М.Редзюк, канд. техн. наук, В.Л. Дядченко, інж.

ВПЛИВ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ІНДИКАТОРНИЙ ККД БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

Вступ

Одним з напрямів підвищення паливної економічності бензинових двигунів в режимах часткових навантажень і холостого ходу є перехід від регулювання потужності дроселюванням паливоповітряної суміші до комбінованого методу – відключенням частини циліндрів зі значно меншим рівнем дроселювання працюючих циліндрів. Пояснюється таке покращення паливної економічності зміною декількох показників роботи двигуна.

В даній роботі розглядається питання зміни при переході до комбінованого методу регулювання індикаторного к.к.д. - одного з основних показників двигуна, які визначають його паливну економічність.

Огляд публікацій та постановка задачі

Як відзначається в роботах [1,2,3,4,5], причинами, які знижують η_i по мірі дроселювання, є вимушене збагачення паливоповітряної суміші, зокрема в карбюраторних двигунах, які ще широко використовуються в експлуатації, збільшення насосних втрат, зростання відносної кількості залишкових газів, внаслідок чого процес згоряння сповільнюється та збільшуються відносні теплові втрати. В сучасних двигунах, де використовуються системи впорскування з електронним управлінням і зворотним зв'язком, в зоні навантажень від холостого ходу до включення економайзерного пристрою підтримується склад паливоповітряної суміші близький до стехіометричного ($\alpha = 1$). Така зміна складу суміші призводить до зміни індикаторного к.к.д. як при традиційному дроселюванні паливоповітряної суміші, так і при комбінованому методі – відключенням частини циліндрів. Цим пояснюється доцільність проведення дослі-

джень по впливу методу регулювання потужності на індикаторний к.к.д.

Мета роботи

Метою даної роботи є визначення індикаторного к.к.д. двигуна з системою впорскування бензину і зворотнім зв'язком при регулюванні його потужності дроселюванням та відключенням частини циліндрів.

Рішення задачі

Визначимо величину індикаторного к.к.д. в залежності від навантажувального режиму. При цьому величину навантаження будемо оцінювати по значенню тиску в кінці такту впуску p_a , який визначається розрідженням у впускному трубопроводі Δp_k . Величина p_a однаково впливає на індикаторний к.к.д. працюючих циліндрів при кожному з запропонованих способів регулювання потужності. Однак є різниця, яка полягає у величинах p_a при дроселюванні всіх циліндрів двигуна і дроселюванні працюючих циліндрів при відключенні частини циліндрів для отримання однакового за величиною середнього ефективного тиску. З теорії двигунів з іскровим запалюванням відомо, що величина індикаторного к.к.д. η_i залежить від багатьох конструктивних і експлуатаційних факторів. Серед цих факторів важливе місце посідає зовнішнє навантаження двигуна, яке і визначає величину p_a .

Індикаторний к.к.д. згідно [6] може бути визначений через термічний к.к.д. і відносний к.к.д.

$$\eta_i = \eta_t \eta_e \quad (1)$$

Термічний к.к.д. η_t в цьому виразі враховує характер підведення теплоти, що відрізняється від

миттєвого підведення при $V=\text{const}$ в ідеальному циклі, для якого термічний к.к.д. визначається за відомою залежністю:

$$\eta_{\text{то}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (2)$$

Вплив характеру підведення теплоти на термічний к.к.д. досліджувався в роботі акад. Стечкіна Б.С. [6], в якій запропоновано цей к.к.д. при рівномірному підведенні теплоти по куту повороту колінчатого вала розраховувати за залежністю:

$$\eta_t = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\right) - \frac{\kappa-1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{x_\tau^2}{V_0} \cdot \frac{1}{9}, \quad (3)$$

де x_τ - загальна тривалість процесу згоряння, визначена через зміну об'єму надпоршневого простору $x = \pm\sqrt{V-V_0} = \pm\sqrt{\Delta V}$, V - змінний об'єм над поршнем; V_0 - об'єм камери згоряння.

Таким чином зниження термічного к.к.д. в результаті відхилення характеру підведення теплоти від $V=\text{const}$ визначається загальною тривалістю процесу згоряння x_τ .

Відомо, що процес згоряння в двигуні з іскровим запалюванням включає три фази: початкова, основна і кінцева. В початковій фазі, від моменту іскрового розряду до видимого горіння (або до вигорання 5% заряду) швидкість згоряння залежить від хімічних факторів і дрібномаштабної турбулентності [7]. В цій фазі виділення теплоти незначне, але вона значно впливає на розміщення основної фази відносно В.М.Т. По мірі дроселювання відносна величина початкової фази зростає. Основною причиною цього є зростання коефіцієнту залишкових газів. Для визначення кута повороту колінчатого вала, що відповідає початковій фазі процесу згоряння скористаємось рівнянням апроксимації, наведеним в [8]. Тривалість початкової фази (до вигорання 1% маси заряду) від моменту подачі іскри:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & -1,97 + 0,0047106\Theta^2 + 0,025702(A/F)^2 + \\ & + 0,08784G_u n_e - 917,667G_u \cdot \gamma + 76,844\gamma^2 + \\ & + 2,3857(A/F)\gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

де Θ - кут випередження запалювання; A/F - відношення повітря до бензину в паливоповітряній суміші; G_u - питома циклова подача бензину, г/л цикл; γ - коефіцієнт залишкових газів; n_e - частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.

Як видно з виразу 4, тривалість початкової фази залежить від режиму роботи двигуна, зокрема, від частоти обертання та навантаження. Останнє при даній частоті визначає G_u , Θ , A/F , γ .

Основна фаза процесу згоряння починається у точці, де індикаторна діаграма робочого циклу починає віддалятися від кривої стиснення-розширення. Тривалість цієї фази збільшується зі збільшенням дроселювання на впуску. Для розрахунку тривалості основної фази скористаємось залежністю, отриманою в роботі [8]:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & 20,60 + 20,384(A/F) \cdot \gamma + 0,36958G_u n_e - \\ & - 2788,6 \cdot G_u \cdot \gamma - 3,5553\gamma(SQ) - 9,5132 \cdot \gamma(OP) - \\ & - (SPKI)(OP), \end{aligned} \quad (5)$$

де SQ - відношення площі витискувача до площі поршня; OP - характеристика камери згоряння; $SPKI$ - величина кута випередження запалювання, віднесена до оптимального значення. Так як ці параметри характеризують конструкцію двигуна, будемо вважати, що для всіх навантажувальних і швидкісних режимів вони однакові. Власне кажучи, нас в більшій мірі інтересує зміна φ_2 по мірі дроселювання, так як в сучасних двигунах при роботі з номінальним навантаженням і стехіометричним складом суміші тривалість основної фази, як зазначається в роботі [4], складає $\varphi_2 = 25 \dots 30$ град. повороту колінчатого вала. Ці значення були прийняті для розрахунку тривалості основної фази в режимі перед включенням збагачення суміші. По мірі дроселювання тривалість основної фази можна визначити з врахуванням залежності 5 і прийнятих припущень:

$$\begin{aligned} \varphi_2 = & \varphi_{\gamma} + 20,384(A/F) \cdot (\gamma_{\text{доп}} - \gamma_n) + \\ & + 0,36958(G_{\text{доп}} - G_{\text{ци}})n_e - \\ & - 2788,6 \cdot (G_{\text{доп}} \cdot \gamma_{\text{доп}} - G_{\text{ци}} \cdot \gamma_n), \end{aligned} \quad (6)$$

Як видно з цієї залежності, тривалість основної фази для даного швидкісного режиму ($n_e = \text{const}$) залежить від величини дроселювання, від якої залежать $G_{\text{ц}}$ і γ .

Індекси “доп” та “н” відповідно відносяться до часткового режиму і режиму повного наповнення, відповідного початку зони збагачення суміші по навантаженню.

Третя фаза – догорання, як правило, має місце в процесі розширення і впливає на показники цього процесу.

Таким чином, для визначення тривалості першої і другої фаз згорання необхідно визначити вплив дроселювання на коефіцієнт залишкових газів γ , питому циклову подачу бензину $G_{\text{ц}}$, відношення повітря до бензину A/F та кут випередження запалювання Θ .

Відношення A/F для двигуна з каталітичним нейтралізатором і зворотним зв'язком втримується близьким до 14,95 ($\alpha \approx 1.0$), кут випередження запалювання Θ приймаємо за експериментальними даними для двигуна 6Ч 9,5/6,98, який є об'єктом експериментальних досліджень, вважаючи, що залежність кута Θ від режиму роботи на цьому двигуні близька до оптимальної.

Відомо, що коефіцієнт залишкових газів можна визначити за рівнянням проф. В.І. Гриневецького [9]:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{P_r}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_r}, \quad (7)$$

де η_v - коефіцієнт наповнення двигуна; P_r та T_r - тиск та температура в кінці випуску; P_o і T_o - атмосферні тиск та температура на впуску в двигун.

На рис. 1 показана експериментально отримана залежність $\eta_v(\Delta p_{\kappa})$ для двигуна 6Ч 9,5/6,98 при частоті обертання $n=1800 \text{ хв}^{-1}$. Цю залежність можна описати виразом:

$$\eta_v(\Delta p_{\kappa}) = 0,73 - 0,00764 \Delta p_{\kappa} \quad (8)$$

В цій залежності Δp_{κ} - в кПа.

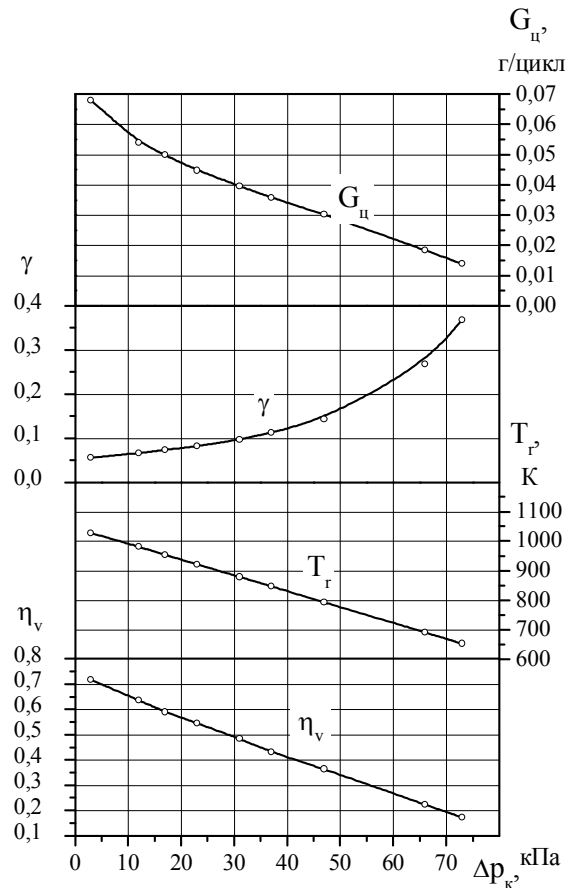


Рис. 1. Вплив розрідження у впускному трубопроводі на показники роботи двигуна 6Ч 9,5/6,98

Підставивши цю залежність у вираз 7, отримаємо вираз для визначення γ в залежності від навантаження:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{0,73 - 0,00764 \Delta p_{\kappa}} \cdot \frac{P_r}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_r}, \quad (9)$$

Параметри, що входять в цей вираз, можуть бути прийняті $P_r=110000 \text{ Па}$, $P_o=101300 \text{ Па}$, $T_o=288 \text{ К}$. Температура залишкових газів в циліндрі в кінці випуску T_r згідно з дослідженнями [10]

$$T_r = \kappa T_{\text{в2}}, \quad (10)$$

де κ – коефіцієнт зниження температури при проходженні через клапан, $T_{\text{в2}}$ - температура відпрацьованих газів. Згідно [10] $\kappa=1,05 \dots 1,07$. Для розрахунку приймаємо $\kappa=1,06$. На рис. 1 показана експеримента-

льна залежність T_r (Δp_k) двигуна 6Ч 9,5/6,98, визначена при $n=1800\text{хв}^{-1}$ з урахуванням коефіцієнта κ . Як видно з показаного графіка, залежність T_r (Δp_k) можна вважати лінійною, описаною математичним виразом:

$$T_r = 1045 - 5,36\Delta p_k \quad (11)$$

Відхилення від цієї залежності має місце лише при $\Delta p_k = 3$ кПа, де спостерігається збагачення суміші і, як результат, зменшення інтенсивності зростання температури.

На рис. 1 показана залежність $\gamma(\Delta p_k)$, отримана розрахунками за формулою (9).

У вирази 4 і 6 для визначення тривалості першої і другої фаз підведення теплоти входить питома циклова подача бензину $G_{ци}$ в г/л цикл. Цей параметр можна розрахувати за залежністю:

$$G_{ци} = \frac{G_{нал} \cdot 10^3}{60 \cdot \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot i} \quad (12)$$

де $G_{нал}$ - годинна витрата палива двигуном, кг/год; n - частота обертання колінчатого вала, хв^{-1} ; V_h - робочий об'єм циліндра, л; i - число циліндрів двигуна. З використанням експериментальних даних розрахована залежність $G_{ци}(\Delta p_k)$ для двигуна 6Ч 9,5/6,98. Ця залежність також показана на рис. 1.

Для визначення η_i згідно формули 3 необхідно розрахувати загальну тривалість процесу згоряння в відносних координатах. Цей параметр можна визначити з використанням відомих залежностей між кутом повороту колінчатого вала, переміщенням поршня та об'ємом циліндра. За формулою 3 розрахуємо значення $\eta_i(\Delta p_k)$. При розрахунках приймемо $\kappa=1,28$ згідно [6], $\varepsilon=8,6$ (для двигуна 6Ч 9,5/6,98). Ця залежність показана на рис. 2.

Як зазначалось вище, для визначення індикаторного к.к.д. необхідно знати відносний к.к.д. η_e . Для його визначення скористаємось експериментальними даними, отриманими на двигуні 6Ч 9,5/6,98 при ви-

значенні показників за роботи в режимі, близькому до повного навантаження і в режимі холостого ходу при $n=1800\text{хв}^{-1}$, а також характеристики механічних втрат при відкритій та закритій дросельній заслінці. Середній ефективний тиск p_e та тиск механічних втрат p_m визначаємо за заміряним крутним моментом та моментом механічних втрат за відомою залежністю (в МПа):

$$p = \frac{30M \cdot \tau}{9550 \cdot V_h \cdot i} \quad (13)$$

де M - момент, Н-м; τ - тактність двигуна.

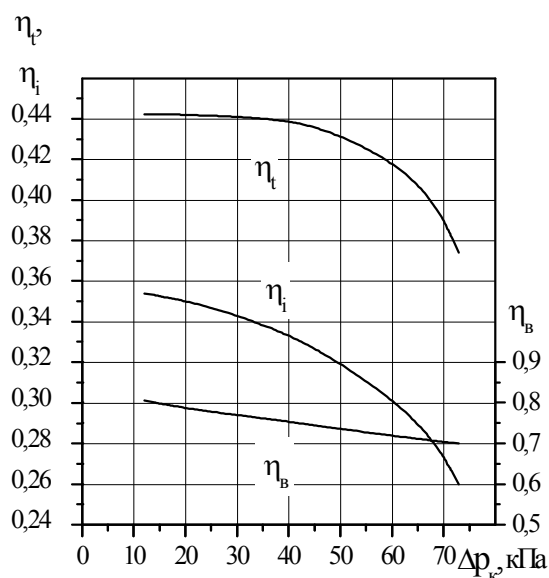


Рис. 2. Залежності к.к.д. двигуна 6Ч 9,5/6,98 від розрідження у впускному трубопроводі

За розрахованими p_e і p_m визначаємо p_i . З використанням значень p_i розраховуємо η_i для двох вказаних режимів за формулою:

$$\eta_i = \frac{l_o}{H_u} \cdot \frac{\alpha \cdot p_i}{\eta_v \cdot \rho_o} \quad (14)$$

де H_u - нижча теплота згоряння бензину, $H_u = 44$ МДж/кг.; ρ_o - густина повітря в процесі випробувань, $\rho_o = 1,22$ кг/м³.

З використанням отриманих значень η_i для двох режимів можна визначити залежність $\eta_e(\Delta p_k)$. Приймавши залежність $\eta_e(\Delta p_k)$ лінійною, її можна вико-

ристовувати для розрахунку значення η_i в проміжних точках. Залежності $\eta_e(\Delta p_k)$ та $\eta_i(\Delta p_k)$ показані на рис. 2.

Порівняння величини індикаторного к.к.д. при різних методах регулювання потужності необхідно проводити при однакових навантаженнях двигуна, наприклад середньому ефективному тиску.

Залежність індикаторного к.к.д. при дроселюванні від середнього ефективного тиску при регулюванні потужності дроселюванням визначаємо за результатами експериментальних досліджень двигуна.

Середній ефективний тиск при відключенні можна визначити через середній ефективний тиск при дроселюванні $p_{др}$ при однакових n і Δp_k за залежністю [11]

$$p_{ев} = \frac{i - \kappa}{i} p_{едр} - \frac{\kappa}{i} p_m + \frac{\kappa}{i} (p_{зопр} \pm p_{зов}), \quad (15)$$

де p_m - середній тиск механічних втрат, визначається експериментально; κ - число відключених циліндрів; $p_{зопр}$ і $p_{зов}$ - середні тиски втрат на газообмін в працюючих і відключених циліндрах, при відключенні лише подачі бензину ці тиски можуть бути прийняті рівними.

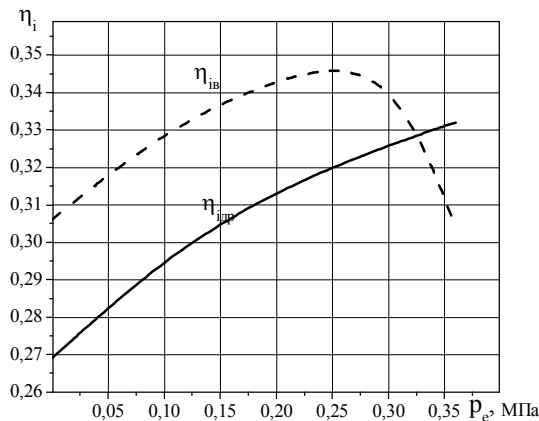


Рис. 3. Залежності індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску при дроселюванні шести циліндрів і при відключенні трьох циліндрів і дроселюванні інших трьох циліндрів двигуна 6Ч 9,5/6,98

Визначивши експериментально характеристику $p_{едр}(\Delta p_k)$ можна розрахувати залежність $p_{ев}(\Delta p_k)$ і з

використанням даних рис. 2 отримати залежність $\eta_i(p_{ев})$.

Залежності індикаторного к.к.д. від середнього ефективного тиску при дроселюванні і відключенні трьох циліндрів двигуна 6Ч 9,5/6,98 в діапазоні навантажень, де можлива робота на трьох і шести циліндрах, від нуля до середнього ефективного тиску 0,35 МПа, показані на рис.3.

Як видно з показаних залежностей, величина індикаторного к.к.д. при відключенні трьох циліндрів змінюється в межах від 0,306 (в режимі холостого ходу) до 0,345 (перед включенням збагачення суміші), при дроселюванні індикаторний к.к.д. в цьому інтервалі навантажень змінюється в межах 0,269...0,32. Таким чином, перехід від дроселювання паливовітряної суміші на комбінований метод - відключенням групи циліндрів і дроселюванням працюючих циліндрів дозволяє підвищити індикаторний к.к.д. бензинового двигуна з системою впорскування з електронним управлінням і зворотним зв'язком в режимах холостого ходу і малих навантажень на 13,7 -7,8 %. При середньому ефективному тиску більшому 0,325 МПа доцільно працювати з дроселюванням всіх циліндрів.

Список літератури:

1. Теория авиационных поршневых двигателей /Т.М. Мелькумов, А.А. Добрынин, Н.С. Пугачев, Р.В. Федоров, Н.М. Майзель. - М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1953. -544с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей /Д.М. Вырубов, Н.А. Иващенко и др. /Под ред. А.С. Орлина, М.Т. Круглова. - М., Машиностроение, 1983. - 372 с.
3. Теория двигателей внутреннего сгорания /Н.Х.Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. - М.-Л.: Машиностроение, 1965. - 459 с.
4. Автомобильные двигатели /Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н., Степанов Ю.А., Трусов В.И., Ховах М.С.: Под редакцией М.С. Ховах- М.: Машиностроение, 1977.-591с.
5. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода. - Дис...канд.техн.наук. - Харьков, 1982, 237 с.
6. Стечкин Б.С. Теория тепловых двигателей. Избранные

труды. – М.: Наука, 1977. – 410 с. 6. Соколик А.С., Воинов А.Н., Свиридов Ю.Б. Влияние химического и турбулентного факторов на процесс сгорания в условиях двигателя. – Изв. АН СССР, Отд. техн. наук. – М.: Изд. АН СССР, 1949. – №12. – с. 1848-1873. 8. Young M.B. Cyclic Dispersion – Some Quantitative Cause – and – Effect Relationships. – SAE Technical Series, 1980, #800459, 33 pp. 9. Теория двигателей внутреннего сгорания/ Н.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Г.В. Мельников и др. /Под ред. Н.Х. Дьяченко. – М.-

Л.: Машиностроение, 1965. – 459 с. 10. Дьяченко Н.Х. Теоретические и экспериментальные исследования рабочего цикла автомобильного двигателя при работе на частичных нагрузках //Труды Военной Академии Тыла и Транспорта. – Л: ВАТТ. – 1957, № 6-7. 11. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: Дис...докт. техн. наук: 05.22.10 – 05.04.02. – К., 1985. – 538с.

УДК 621.43.003

С.А. Ерощенко, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.А. Каграманян, канд. техн. наук, О.В. Василенко, асп.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА И СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ТЕРМИЧЕСКИЙ КПД ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Введение и постановка задачи

В настоящее время в народном хозяйстве наблюдается постоянный рост потребления углеводородного топлива. Основными потребителями такого топлива являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые в большей мере, чем другие энергетические установки загрязняют атмосферу Земли вредными веществами (ВВ), выбрасываемыми с отработавшими газами (ОГ). Усовершенствование качества протекания процессов смесеобразования и сгорания позволяет повысить экономические и экологические показатели двигателей.

Среди ДВС двухтактные двигатели с искровым зажиганием (ИЗ), как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием весьма распространены. Они обладают лучшими удельными показателями по мощности, весу и объему по сравнению с четырехтактными двигателями, однако имеют ряд недостатков. Двухтактные ДВС с ИЗ и внешним смесеобразованием характеризуются высоким расходом топлива и значительными выбросами ВВ с ОГ. Низкие экономические и экологические показатели этих двигателей обусловлены, в основном, потерей части топлива при продувке цилиндра и работе на обогащенных

смесях. Исключение потерь топлива во время продувки цилиндра возможно путем перехода от внешнего смесеобразования к внутреннему путем непосредственного впрыскивания топлива (НВТ) после закрытия органов газораспределения. Выполнение указанных условий позволит значительно повысить (в 1,3÷2 раза) эффективный КПД (η_e) двухтактных двигателей с ИЗ. При этом влияние организации процессов смесеобразования и сгорания расслоенного топливовоздушного заряда на экономические показатели двигателя можно оценить по уровню индикаторного КПД (η_i), а потенциальные возможности рабочих процессов - по уровню термического КПД (η_t).

Анализ публикаций

Анализ публикаций показывает, что разные авторы предлагают разные методы определения термического КПД (η_t). В большинстве работ определение η_t предлагается проводить только с учетом степени сжатия (ϵ) и показателя адиабаты (k) для воздуха [1]. В работе [2] проф. Б. С. Стечкин предлагает методику определения термического КПД с учетом влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха без учета влияния температуры продуктов