

ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.432

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.90.0.80

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ЦИКЛУ ТА СПОСОБУ ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ДВИГУНА ЗА НАВАНТАЖУВАЛЬНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ

Корогодський В. А.¹¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Здійснено аналіз ефективності двотактних та чотиритактних ДВЗ за навантажувальними характеристиками. Визначено, що раціонально використовувати на навантаженнях до $p_e = 0,4$ МПа ДВЗ, які працюють за двотактним циклом, Отто з розширенням паливоповітряного заряду; якщо $p_e = 0,4-0,6$ МПа, раціонально використовувати ДВЗ, які працюють за чотиритактним циклом з робочим процесом RCCI; якщо $p_e = 0,6$ МПа, доцільним є використання ДВЗ, які працюють за чотиритактним циклом зі змішаним підведенням теплоти і продовженням розширенням.

Ключові слова: двотактний, чотиритактний, двигун, навантажувальна характеристика, робочий процес, ефективний к.к.д.

Вступ

Вимоги чинного на сьогодні європейського стандарту щодо двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) з викидами шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) Євро 5 і Євро 6 визначені Регламентами (EG) 2018/1832, №715/2007, №692/2008, (EU) 2017/1151 EU-Комісії. З ВГ в атмосферу та в ґрунт [1] викидаються не тільки ШР, а й продукти повного згорання (CO_2) [2], які сприяють формуванню парникового ефекту на планеті.

За даними Європейського парламенту до 2020 року легковий автомобіль повинен мати витрату палива 3,8 л/100 км або 95 г CO_2 /км з бензиновим двигуном [3].

Сучасні вимоги до витрати палива та дотримання нормативних стандартів щодо викидів ШР з ВГ становлять проблему ефективного використання ДВЗ на експлуатаційних режимах його роботи.

Вирішення проблеми можливе шляхом розроблення, вдосконалення та визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу ДВЗ з максимальним значенням ефективного к.к.д. (η_e).

Двотактні ДВЗ мають більш високі питомі технічні показники щодо крутного моменту та ефективної потужності, як порівняти з чотиритактними двигунами [4]. Двотактні двигуни з іскровим запалюванням мають високі питомі показники щодо маси та об'єму [5]. Однак у використанні зовнішнього сумішоутворення двотактні двигуни відрізняються порівняно високою питомою ви-

тратою палива (g_e), низьким рівнем η_e та значним ШР ВГ.

Реальним способом підвищення рівня η_e та скорочення вмісту ШР у ВГ двотактного двигуна з іскровим запалюванням є застосування безпосереднього вприскування палива (БВП) й організація внутрішнього сумішоутворення. Використання БВП сприяє виключенню потрапляння палива до випускної системи під час продування циліндра. Організація внутрішнього сумішоутворення з коефіцієнтом надлишку повітря в циліндрі $\alpha_{\text{цил}} > 1$ дозволяє підвищити ступінь стиснення до рівня дизеля, що сприяє підвищенню в 2 рази рівня η_e . Це унеможливує потрапляння часток палива до ВГ та організацію згорання збідненого паливоповітряного заряду (ППЗ) та дозволяє суттєво скоротити викиди ШР з ВГ.

На базі дизельних ДВЗ для дотримання сучасних норм щодо токсичності ВГ розробляються гібридні робочі процеси, що базуються на займанні палива від стиснення та з примусовим запалюванням залежно від швидкісного й навантажувального режимів роботи двигуна.

Використання в гібридних робочих процесах ДВЗ під час згорання рідких і газоподібних палив широкого фракційного складу з різними властивостями дозволяє знизити вміст ШР і продуктів повного згорання у ВГ до мінімального рівня. Тому порівняння рівня η_e , що враховує енергетичну цінність палива й екологічних показників двотактних та чотиритактних ДВЗ за умови різних способів

організації робочого процесу, дозволяє визначити основні перспективні напрями подальшого підвищення паливно-екологічних показників, що є актуальним.

Аналіз публікацій

Дотримання сучасних вимог складно забезпечити навіть з використанням циклу Міллера в поршневих ДВЗ [6] без варіантів гібридизації силового пристрою та застосування згоряння збідненого ППЗ.

Щодо холодного згоряння з застосуванням БВП [7] та розділеної камери згоряння (КЗ) [8] існує потенціал до зниження витрати палива в двигунах з іскровим запалюванням відносно організації однорідного стехіометричного заряду [9].

У роботі [10] аналізуються дослідження, які спрямовані на підвищення паливної ефективності дизельних двигунів під час застосування передових технологій, пов'язаних з організацією процесів згоряння, зокрема розглядається технологія організації згоряння (RCCI) в двопаливному двигуні, яка є одним з варіантів займання однорідного робочого заряду від стиснення (HCCI). Досліджується можливість застосування звичайних й альтернативних видів палива (природний газ, етанол і біодизельне паливо).

Дизельні двигуни внаслідок високого ступеня стиснення більш економічні, ніж двигуни з іскровим запалюванням. Однак дизелі мають відносно високий рівень викидів оксидів азоту (NO_x) та твердих часток (ТЧ), для зниження яких використовують коштовні нейтралізатори, що збільшує їхню вартість і перешкоджає більш широкому використанню.

Таким чином, для забезпечення сучасних вимог щодо економічності та токсичності ВГ необхідно розглянути переваги та недоліки різних способів організації робочих процесів [11] двигунів на базі їхніх показників та в подальшому використовувати їхні особливості для розроблення нових приводних пристроїв у гібридних автомобілях.

Мета і постановка завдання

Метою досліджень є визначення раціонального циклу ДВЗ та способу організації робочого процесу на режимах навантажувальної характеристики.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити максимальний рівень ефективного к.к.д. η_e ДВЗ за експериментальними даними та навантажувальними характеристиками в зоні основних експлуатаційних режимів роботи.

Виклад основного матеріалу

На першому етапі експериментальних досліджень значення η_e і вміст у ВГ питомої кількості оксидів вуглецю gCO та незгорілих вуглеводнів gCH є двотактних двигунах з іскровим запалюванням за різних способів організації робочого процесу.

Для наочного й кількісного визначення впливу способу організації робочого процесу на загальний паливно-економічний рівень двотактного двигуна ДН-4 2S (1Д 8,2/8,7) з іскровим запалюванням під час зовнішнього (карбюраторна система живлення) і внутрішнього сумішоутворення (БВП) подано значення η_e і вміст ШР у ВГ за умов навантажувальної характеристики $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 1).

Максимальне значення ефективного к.к.д. $\eta_{e \text{ max}} = 16,96 \%$ ($p_e = 0,325 \text{ МПа}$) двигуна ДН-4 2S з карбюраторною системою живлення ($\epsilon_{\text{геом}} = 8,4$) становить за умови кута випередження запалювання $\theta_z = 25$ град п.к.в. до в.м.т. і роботи на паливі А-80 (рис. 1). Максимальне навантаження становить $p_e = 0,45 \text{ МПа}$. З підвищенням навантаження вміст gCO в ВГ знижується від 409 до 282 г/(кВт·год) (рис. 2), а вміст gCH у ВГ підвищується від 13 до 19 г/(кВт·год) (рис. 3).

Застосування БВП й організація робочого процесу зі збідненням паливоповітряного заряду (ЗППЗ) (рис. 4 а) на модернізованому двигуні ДН-4М 2S ($\epsilon_{\text{геом}} = 11,5$) з іскровим запалюванням та використанням палива марки А-80 дозволили підвищити рівень $\eta_{e \text{ max}}$ до 25,81 % ($p_e = 0,325 \text{ МПа}$), що в 1,52 раза вище, ніж з карбюраторною системою живлення [12]. Максимальне навантаження становить $p_e = 0,46 \text{ МПа}$ (рис. 1).

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,226 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,25 \text{ МПа}$ вміст gCO у ВГ знижується від 34,8 до 8,69 г/(кВт·год).

У разі подальшого підвищення навантаження до максимальних значень вміст gCO у ВГ збільшується до 80 г/(кВт·год) (рис. 2). У цьому випадку з підвищенням навантаження вміст gCH у ВГ збільшується від 3,37 до 6,52 г/(кВт·год) (рис. 3).

Організація робочого процесу з розшаруванням паливоповітряного заряду (РППЗ) (рис. 4 б) за допомогою БВП на двотактному двигуні ДН-4М 2S ($\epsilon_{\text{геом}} = 11,5$) з іскровим запалюванням дозволили під час роботи на пальному марки А-80 підвищити $\eta_{e \text{ max}}$ до 30,99 % ($p_e = 0,293 \text{ МПа}$) [13–15], що в 1,2 раза вище, ніж у випадку організації ЗППЗ. Максимальне навантаження підвищене до $p_e = 0,47 \text{ МПа}$ (рис. 1).

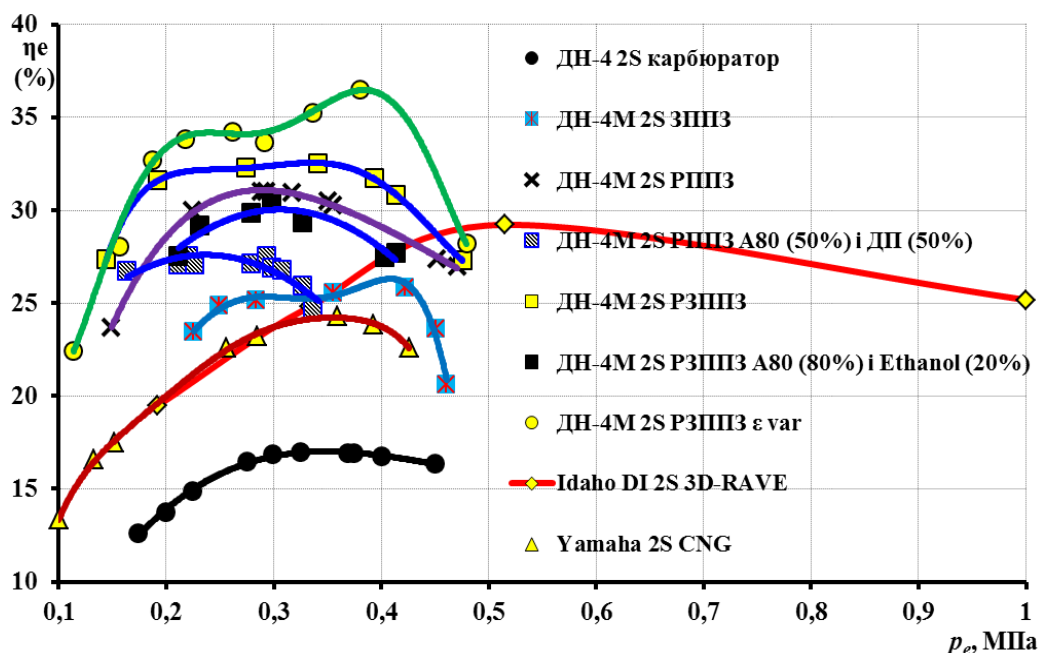


Рис. 1. Значення ефективного к.к.д. η_e двотактних двигунів з іскровим запалюванням та БВП на режимах навантажувальної характеристики

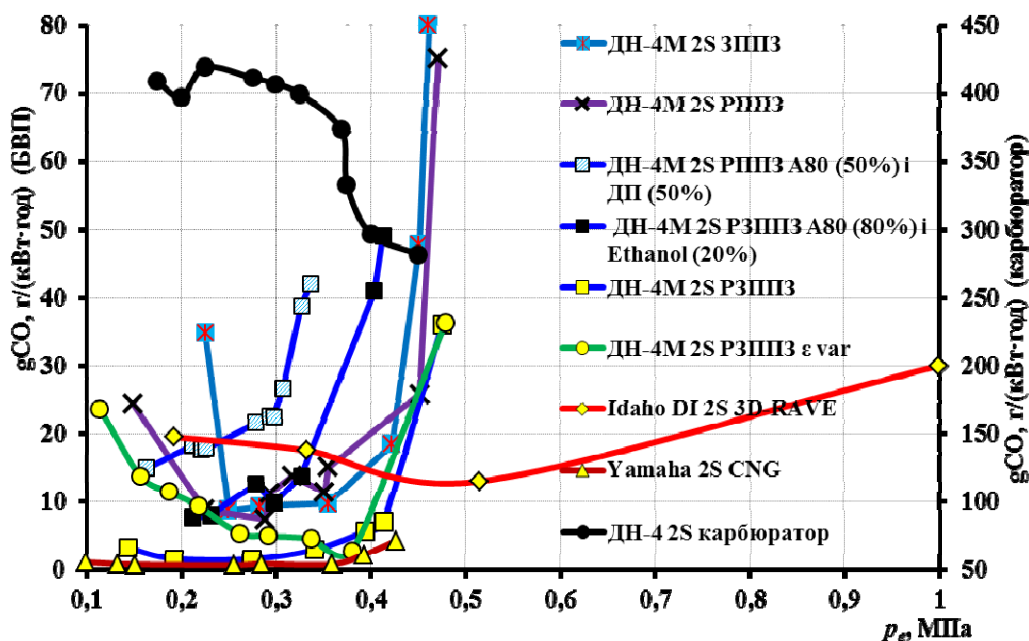


Рис. 2. Кількість викидів g_{CO} у ВГ двотактних двигунів з іскровим запалюванням та БВП на режимах навантажувальної характеристики

З підвищенням від мінімального навантаження ($p_e = 0,149$ МПа) до $p_e = 0,288$ МПа вміст g_{CO} у ВГ знижується від 24,4 до 7,46 г/(кВт·год) (рис. 2). У разі подальшого підвищення до максимального навантаження вміст g_{CO} у ВГ збільшується до 75,2 г/(кВт·год). Вміст g_{CH} у ВГ з підвищенням навантаження від $p_e = 0,149$ МПа до $p_e = 0,356$ МПа знижується від 3,79 до 0,49 г/(кВт·год), а в разі підвищення до максимального наван-

таження збільшується до 1,79 г/(кВт·год) (рис. 3).

Застосування плівкового сумішоутворення під час організації робочого процесу з РППЗ дозволяє використовувати паливо з відносно великою кількістю важких фракцій. Тому з метою визначення впливу більш важкого складу палива на паливно-економічні та екологічні показники двигуна з іскровим запалюванням під час організації РППЗ ек-

периментальні дослідження здійснювали з використанням паливної суміші, що містить 50 % пального марки А-80 та 50 % дизельного палива [16].

Згідно з умовами надійного запуску холодного двигуна і мінімальної питомої ефективної витрати палива, момент початку подачі палива встановлений ближче до н.м.т. ($\varphi_{\text{впор}} = 212$ град. п.к.в. після в.м.т.), а раціональний кут випередження запалювання становить $\theta_{\text{зап}} = 7$ град. п.к.в. до в.м.т. Двигун працює в діапазоні навантажень від $p_e = 0,163$ МПа до $p_e = 0,336$ МПа (рис. 1). Максимальне значення ефективного к.к.д.

$\eta_e \text{ max} = 27,54 \%$, двигун ДН-4 2S має за умови $p_e = 0,293$ МПа, що на 3,45 % менше, ніж у разі використання пального А-80 й організації РППЗ. Зниження η_e під час використання палива як суміші палива й дизельного палива пояснюється збільшенням важких фракцій і щільності палива, що уповільнює процеси випаровування і призводить до збагачення ППЗ. Застосування більш легкого палива (пального) сприяє підвищенню якості виготовлення ППЗ з більш збідненим складом, що дозволяє підвищити ефективність перебігу процесів згоряння.

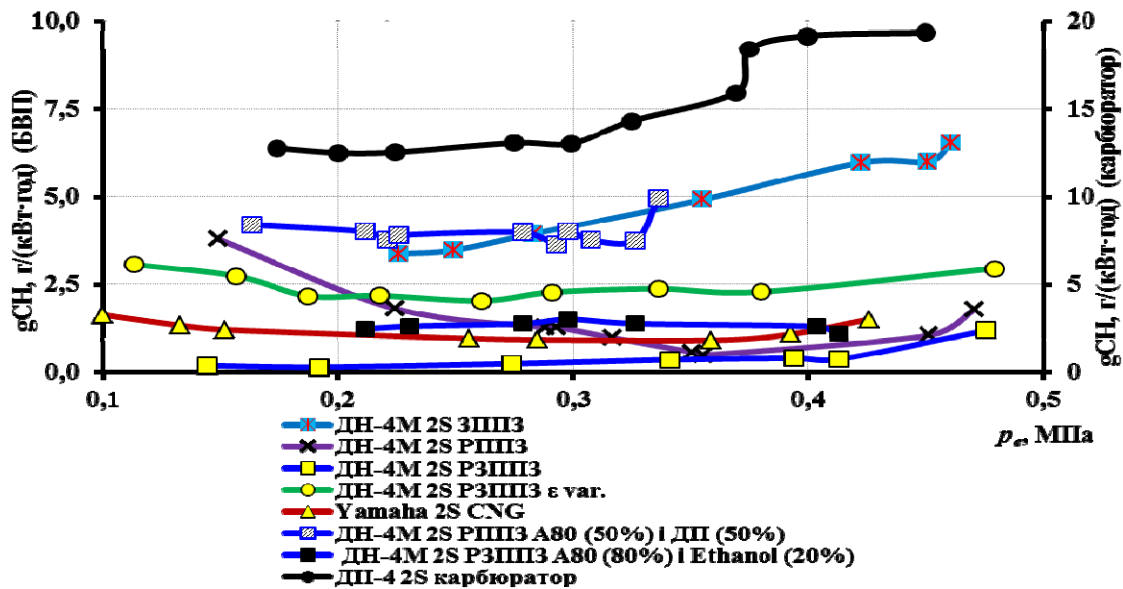


Рис. 3. Кількість викидів gCH у ВГ двотактних двигунів з іскровим запалюванням та БВП на режимах навантажувальної характеристики

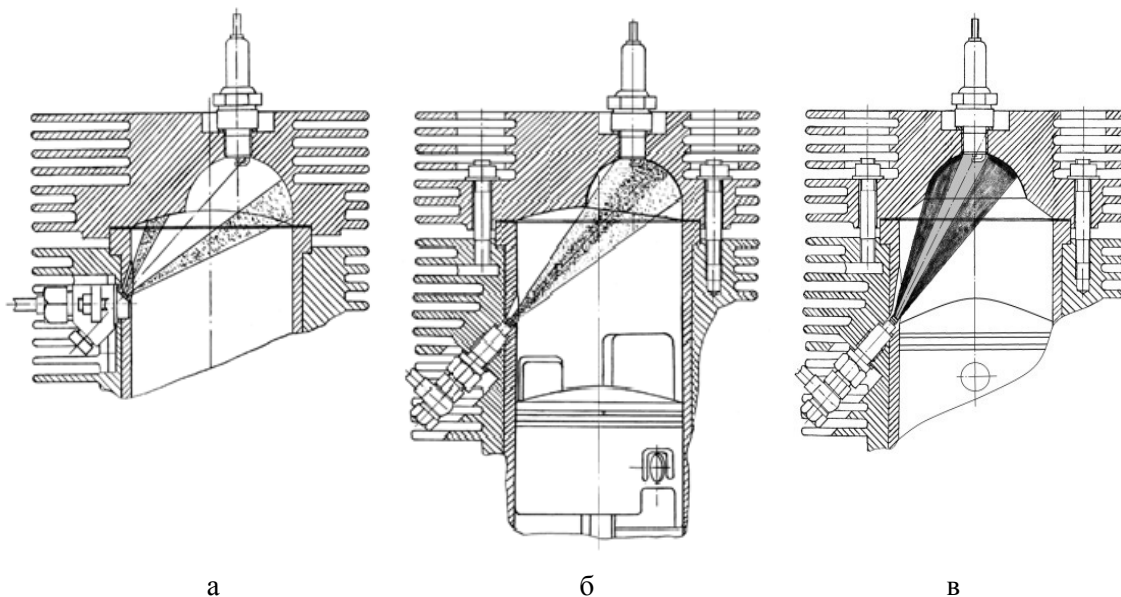


Рис. 4. Організація ЗППЗ (а), РППЗ (б) і РЗППЗ (в)

З підвищенням навантаження вміст gCO у ВГ збільшується від 14,91 до 42,03 г/(кВт·год), що відповідає максимальному навантаженню ($p_e = 0,336$ МПа), де кількість gCO до 27 г/(кВт·год) більше, ніж у разі використання бензину (рис. 2).

Вміст gCH у ВГ у разі використання паливної суміші бензину і дизельного палива з підвищенням навантаження до $p_e = 0,327$ МПа знижується від $\text{gCH} = 4,191$ г/(кВт·год) ($p_e = 0,163$ МПа) до $\text{gCH} = 3,748$ г/(кВт·год), а за умови підвищення до максимального навантаження збільшується до $\text{gCH} = 4,952$ г/(кВт·год) (рис. 3). У цьому випадку рівень незгорілих вуглеводнів у всьому діапазоні навантажень вище, ніж у разі використання бензину.

Аналіз паливно-економічних й екологічних показників двигуна ДН-4М 2S під час організації робочого процесу з РППЗ демонструє, що більш ефективно використовувати бензин марки А-80 зі збільшеною кількістю легких фракцій, ніж паливну суміш 50 % бензину А-80 та 50 % дизельного палива.

Розроблення й застосування робочого процесу з розшаруванням збідненого паливоповітряного заряду (РППЗ) (рис. 4 в) на одноциліндровому двотактному двигуні ДН-4М 2S з іскровим запалюванням при БВП в симетричну КЗ дозволило підвищити геометричний ступінь стиснення до $\epsilon_{\text{геом}} = 16,3$ і організувати об'ємно-плівкове сумішоутворення.

Максимальний рівень ефективного к.к.д. двигуна ДН-4М 2S склав $\eta_{\text{е max}} = 32,52$ % за умови навантаження $p_e = 0,342$ МПа та використання бензину марки А-80 (рис. 1). Максимальне навантаження у разі $n = 3000$ хв⁻¹ зареєстроване, якщо $p_e = 0,476$ МПа.

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,144$ МПа до $p_e = 0,274$ МПа вміст gCO у ВГ знижується від 3,288 до 1,596 г/(кВт·год), а у випадку подальшого підвищення до максимального навантаження ($p_e = 0,476$ МПа) вміст gCO у ВГ збільшується до 36,058 г/(кВт·год) (рис. 2). Одночасно з підвищенням навантаження від $p_e = 0,144$ МПа до $p_e = 0,192$ МПа вміст gCO у ВГ знижується від 0,176 до 0,133 г/(кВт·год), а у разі подальшого підвищення до максимального навантаження вміст gCH у ВГ зростає до 1,187 г/(кВт·год) (рис. 3).

Необхідно зазначити, що під час здійснення всіх експериментальних досліджень визначення показників, зокрема кількості вмісту CO та CH , у ВГ на двигуні в випуск-

ній системі не використовувався нейтралізатор ВГ.

Під час організації об'ємно-плівкового сумішоутворення з РППЗ на двигуні ДН-4М 2S здійснено порівняльні експериментальні дослідження з використанням паливної суміші (Е20) з відносно великою кількістю легких фракцій 80 % бензину марки А-80 і 20 % етилового спирту класу екстра [17]. Під час роботи двигуна ДН-4М 2S з РППЗ за навантажувальною характеристикою у разі $n = 3000$ хв⁻¹ на бензо-етанольній суміші Е20 максимальне значення ефективного к.к.д. відповідає $\eta_{\text{е max}} = 30,52$ % на режимі середнього навантаження ($p_e = 0,298$ МПа), що на 2 % менше, ніж під час використання бензину марки А-80 (рис. 1). Як з підвищенням до максимального навантаження ($p_e = 0,413$ МПа) з використанням суміші Е20 рівень ефективного к.к.д. знижується ($\eta_e = 27,73$ %), так і в разі зниження до мінімального навантаження ($p_e = 0,211$ МПа) стає нижче ($\eta_e = 27,56$ %).

Під час експериментальних досліджень двотактного двигуна ДН-4М 2S з іскровим запалюванням та БВП (бензо-етанольної суміші) за навантажувальною характеристикою за умови $n = 3000$ хв⁻¹ разом з визначенням ефективного к.к.д. здійснювався аналіз вмісту викидів ШР з ВГ.

У разі використання паливної суміші Е20 мінімальна кількість gCO у ВГ склала 7,64 г/(кВт·год) ($p_e = 0,211$ МПа). З підвищенням навантаження до максимального значення $p_e = 0,413$ МПа рівень вмісту gCO у ВГ збільшився до 49,08 г/(кВт·год), що в 7 разів більше, ніж у разі використання бензину марки А-80 (рис. 2).

У ВГ також вимірювався вміст CH . З підвищенням навантаження від $p_e = 0,211$ МПа до $p_e = 0,298$ МПа спостерігається збільшення кількості вмісту CH у ВГ від $\text{gCH} = 1,228$ г/(кВт·год) до $\text{gCH} = 1,501$ г/(кВт·год) у разі використання бензо-етанольної суміші. За умови подальшого підвищення навантаження до максимального значення вміст CH у ВГ знижується до $\text{gCH} = 1,09$ г/(кВт·год) (рис. 3). Викиди CO у ВГ у разі використання суміші Е20 у всьому діапазоні навантажень в середньому на 1 г/(кВт·год) у ВГ більше, ніж під час роботи двигуна на бензині марки А-80. Однак додаткове використання нейтралізатора у випускній системі дозволяє з запасом виконати сучасні норми за токсичністю ВГ, а застосування бензо-етанольних сумішей дає можливість до 7 % знизити витрату бензину.

На базі експериментальних даних двигуна ДН-4М 2S ε_{var} під час організації робочого процесу з РЗППЗ й іскровим запалюванням, використанням гальваноплазменого покриття поверхонь КЗ та днища поршня [18, 19] й варіюванням ступеня стиснення (ε_{var}) в діапазоні $\varepsilon_{\text{геом}} = 14,8 \div 17,6$ [20] при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 1). Максимальний рівень ефективного к.к.д. склав $\eta_{\text{е max}} = 36,53 \%$ за умови навантаження $p_e = 0,38 \text{ МПа}$ й роботи двигуна на бензині А-80, що в 2,15 раза вище, ніж у разі зовнішнього сумішоутворення й використання карбюраторної системи живлення. Максимальне навантаження за навантажувальною характеристикою за умови $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ на двигуні ДН-4М 2S ε_{var} з іскровим запалюванням, БВП та РЗППЗ зареєстроване на рівні $p_e = 0,479 \text{ МПа}$, що на 6,11 % вище, ніж у разі використання карбюраторної системи живлення.

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,114 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,38 \text{ МПа}$ вміст gCO у ВГ знижується від 23,66 до 2,92 г/(кВт·год). У разі подальшого підвищення до максимального навантаження ($p_e = 0,4793 \text{ МПа}$) вміст gCO у ВГ збільшується до 36,38 г/(кВт·год) (рис. 2). Одночасно з підвищенням навантаження від мінімального ($p_e = 0,114 \text{ МПа}$) до $p_e = 0,261 \text{ МПа}$ вміст gCH у ВГ знижується від 3,065 до 2,038 г/(кВт·год), а з підвищенням до максимального навантаження ($p_e = 0,4793 \text{ МПа}$) вміст gCH у ВГ збільшується до 2,948 г/(кВт·год) (рис. 3).

Більш високі значення gCO і gCH у ВГ двигуна ДН-4М 2S з гальваноплазменним покриттям поверхонь КЗ та днища поршня, як порівняти з невикористанням такого покриття, пов'язано зі зниженням значень коефіцієнта надлишку повітря у паливоповітряній суміші в разі згоряння внаслідок збільшення інтенсивності випаровування часток палива з поверхні КЗ під час процесів внутрішнього сумішоутворення.

Використання на снігоході *Ski-Doo GSX 600 H.O. SDI* модернізованого двотактного двигуна *UICSC GDI (Idaho DI 2S)* з іскровим запалюванням та системою БВП забезпечило питому витрату палива 8,5 км/л [21]. Базовою моделлю двигуна *Idaho DI 2S* є двоциліндровий двотактний двигун *Rotax 593 HO SDI/E-Tec (S/D=73/72)* з іскровим запалюванням, водяним охолодженням, пелюстковим клапаном на впуску, петлевою кривошипно-камерним продуктам, регульованою системою відкриття/закриття випускного вікна *3D-RAVE*, обладнаний системою БВП *E-TEC*

DI. Як паливо використовується бензин без етанолу з октановим числом 87. У випускній системі двигуна *Idaho DI 2S* не використовуються засоби нейтралізації ВГ.

На режимах часткових навантажень двотактний двигун *Idaho DI 2S* працює з розширенням ППЗ (рис. 4, а), а на потужнісних режимах – з гомогенним стехіометричним складом ППЗ вздовж всього надпоршневого об'єму (рис. 4 б).

Паливно-екологічні показники двотактного двигуна *Idaho DI 2S* перевершують показники двотактних двигунів *Rotax 593 HO SDI/E-Tec* та *Platteville SDI 2S*, чотиритактних двигунів *Duluth CSC Turbo 4S* та *Madison 4S EFI*, які також використовуються як силові прилади для снігоходів. На режимі часткового навантаження за рівнем мінімальної питомої витрати палива (g_{emin}) підвищення економічності становить від 22 до 31 %, як порівняти з двигунами, що розглядалися, а на режимах холостого ходу економія палива становить 50–65 %. Вміст CO та $\text{CH} + \text{NO}_x$ у ВГ двигуна *Idaho DI 2S* відносно базового двигуна *Rotax 593 HO SDI/E-Tec* знижено до 5 разів.

Тому у зв'язку з більш високими техніко-економічними показниками і більш низькими викидами ШР з ВГ показники двигуна *Idaho DI 2S* порівнюються з іншими двотактними ДВЗ з іскровим запалюванням та БВП.

Максимальний рівень ефективного к.к.д. двигуна *Idaho DI 2S* складає $\eta_{\text{е max}} = 29,22 \%$ на режимі середнього навантаження ($p_e = 0,515 \text{ МПа}$) з розширенням ППЗ (рис. 4 а) під час роботи на бензині з октановим числом 87 (рис. 1). Організація розширення ППЗ зі значенням коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі $\alpha_{\text{цил}} > 1$ сприяє зниженню вмісту оксиду вуглецю у ВГ до $\text{gCO} = 13 \text{ г/(кВт·год)}$ (рис. 2).

Використання системи *3D-RAVE* для регулювання фаз газообміну забезпечило наповнення циліндра свіжим зарядом і дозволило здійснити продовжене розширення за допомогою більш пізнього відкриття випускного вікна на такті розширення. Реалізоване регулювання процесів газообміну і створення гомогенного стехіометричного складу ППЗ (рис. 4, б) за рахунок більш раннього БВП до циліндра двигуна забезпечило підвищення максимального навантаження до $p_e = 1,0 \text{ МПа}$, якщо $n = 8000 \text{ хв}^{-1}$. Збільшення циклової подачі палива з підвищенням навантаження й зниження коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі двигуна до $\alpha_{\text{цил}} = 1$ сприяє збіль-

шенню кількості вмісту CO у ВГ до $gCO = 30$ г/(кВт·год) (рис. 2).

Застосування на одноциліндровому двотактному двигуні *Yamaha* ($S/D=50/50$) з іскровим запалюванням, петлевою кривошипно-камерною продувкою, повітряним охолодженням, електронною системою безпосередньої подачі природного газу до циліндра забезпечило бездетонаційну роботу двигуна зі ступенем стиснення $\epsilon = 12$ [22].

Безпосереднє вприскування газоподібного палива до циліндра після закриття випускного вікна в напрямку розташування електродів свічки запалювання дозволило підвищити паливну економічність й екологічність двигуна, як порівняти з карбюраторною системою живлення. Зазначено більш стабільну роботу двигуна з використанням електрокерованої системи БВП внаслідок регулювання більш стабільного легкозаймистого складу паливоповітряної суміші між електродами свічки запалювання в момент її займання.

На режимах навантажувальної характеристики за умови $n = 3500$ хв⁻¹ та встановлення раціонального моменту безпосередньої подачі природного газу до циліндра двигуна ($\varphi_{впор} = 237$ град. п.к.в. після в.м.т.) й кута випередження запалювання ($\theta_{зап} = 30$ град. п.к.в. до в.м.т.) отримано підвищення ефективного к.к.д. η_e на 9,1 %, як порівняти з карбюраторною системою живлення.

Експериментальні дослідження двотактного двигуна *Yamaha* з електронною системою безпосередньої подачі газоподібного палива до циліндра дозволили встановити скорочення вмісту CO у ВГ на 94,5 % і незгорілих вуглеводнів СН на 79,3 %, як порівняти з використанням карбюраторної системи живлення.

На відміну від максимальних значень ефективного к.к.д. $\eta_{e \max}$ розглянутих двотактних двигунів з іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням бензину двотактний двигун *Yamaha* з системою безпосередньої подачі природного газу до циліндра має більш низький максимальний рівень $\eta_{e \max} = 24,3$ % на режимі ($p_e = 0,359$ МПа) навантажувальної характеристики за умови $n = 3500$ хв⁻¹ внаслідок відносно низького значення нижчої теплоти згоряння газу (Q_H). Одночасно максимально розвинуте навантаження становить $p_e = 0,426$ МПа (рис. 1). Однак більш якісна підготовка паливоповітряної суміші під час змішування природного газу й повітря до процесів згоряння дозволили отримати найменшу кількість викидів

оксидів вуглецю gCO у ВГ, як порівняти з усіма розглянутими двотактними двигунами з іскровим запалюванням і безпосереднім вприскуванням бензину (рис. 2). З підвищенням від мінімального навантаження ($p_e = 0,1$ МПа) до $p_e = 0,256$ МПа вміст gCO у ВГ знижується від 1,123 до 0,714 г/(кВт·год), а в разі подальшого підвищення до максимального навантаження ($p_e = 0,426$ МПа) збільшується до $gCO = 4,374$ г/(кВт·год). Відносно низька температура згоряння газоповітряної суміші сприяла перевищенню викидів у ВГ незгорілих вуглеводнів, як порівняти зі згорянням бензоповітряної суміші у випадку організації РЗППЗ в двигуні ДН-4М 2S в усьому діапазоні навантажень, а з порівняння з організацією ЗППЗ – в діапазоні навантажень понад $p_e = 0,317$ МПа (рис. 3). Рівень вмісту незгорілих вуглеводнів у ВГ двигуна *Yamaha* зі зміною навантаження ($p_e = 0,1-0,428$ МПа) становить $gCH = 0,903-1,625$ г/(кВт·год).

На другому етапі порівняльних експериментальних досліджень розглядаються значення η_e чотиритактних двигунів за різних способів організації робочого процесу за навантажувальними характеристиками.

Для порівняння використані дані чотиритактного одноциліндрового двигуна *SCRE SI 4S* ($S/D = 90/84$) з $\epsilon = 10,5$, іскровим запалюванням, водяним охолодженням, чотирма клапанами в КЗ, обладнаного автономною системою подачі метанолу на впуску й системою безпосереднього вприскування бензину в надпоршневий об'єм.

У разі використання однієї паливної системи під час безпосереднього вприскування бензину марки *RON 95* отримані експериментальні дані за навантажувальною характеристикою за умови $n = 2500$ хв⁻¹ [23]. Максимальний рівень ефективного к.к.д. двигуна *SCRE SI 4S* становить $\eta_{e \max} = 30,86$ % в діапазоні навантажень $p_e = 0,948-1,114$ МПа (рис. 5). Рівень максимального навантаження ($p_e = 1,333$ МПа) обмежений появою детонації.

Для усунення детонаційного згоряння й підвищення техніко-економічних показників двигуна *SCRE SI 4S Dual-Fuel* використана двопаливна система вприскування. Безпосереднє вприскування бензину здійснюється під тиском від 50 до 150 бар залежно від навантаження. Паливна форсунка, яка розташована у впускному колекторі, вприскує метанол за умови постійного тиску 4 бар. Зі збільшенням навантаження для запобігання

появи детонації збільшується подача метанолу, а подача бензину знижується. Частка метанолу в разі максимального навантаження залежно від октанового числа бензину становить від 40 до 60 % від маси всього палива, яке надійшло до двигуна.

Застосування двопаливної системи дозволило двигуну *SCRE SI 4S Dual-Fuel* з підвищенням навантаження від $p_e = 0,306$ МПа до $p_e = 2,4$ МПа за навантажувальною характеристикою, якщо $n = 2500$ хв⁻¹, отримати зміну рівня η_e від 27,09 до 34,01. На відміну від однопаливної системи двопаливна на режимі $p_e = 1,071$ МПа забезпечила підвищення η_e на 1,59 % (рис. 5).

Таким чином, доведено, що синергетичний зв'язок між двигуном і одночасно використовуваними паливами з різними властивостями є компромісом між мінімальною витратою палива і викидами ШП з ВГ. Застосування двопаливної системи живлення під час безпосереднього впорскування бензину й подачі метанолу на впуск дозволяє скоротити в разі підвищених навантажень до 25 % викидів з ВГ до атмосфери CO₂.

Передові технології *Advanced Technology Powertrains for Light-Duty Vehicles (ATP-LD)* для двигунів легкових автомобілів використовує компанія *Ford Motor*, яка розробила чотиритактні двигуни з іскровим запалюванням, об'ємом 1,0, 1,6, 2,0, 3,5 л і системою безпосереднього впорскування бензину. Двигун встановлюється на автомобілях *Focus*, *Mondeo* і *Grand C-Max*, *S-Max*, *Galaxy*. Трициліндровий бензиновий двигун *EcoBoost 1.0-L SCTi GTDi (S/D = 82/71,9)* з $\varepsilon = 10$ і турбонаддувом має газорозподільний механізм *DOHC* з двома розподільними валами, систему БВП, роздільні контури охолодження циліндрів. Система керування здійснює моніторинг всіх систем регулювання фаз газорозподілу *Ti-VCT*, турбонаддуву, керування відчинення повітряної заслінки, моментом запалювання, тиском і моментом впорскування палива з урахуванням сигналів датчика детонації. Технологія *EcoBoost* для бензинових двигунів містить вдосконалення системи запалювання, застосування рециркуляції ВГ. Двигун *EcoBoost 1.0-L* продемонстрував зниження витрати палива на 25 %, як порівняти з двигуном ранньої комплектації в автомобілі з кузовом типу седан середнього розміру.

Двигун *EcoBoost 1.0-L* визнаний кращим міжнародним двигуном 2016 року з робочим об'ємом 1 л, цю нагороду він отримує вже

вп'яте поспіль. Автомобілі, оснащені двигуном *EcoBoost SCTi GTDi*, задовольняють викидам ШП із ВГ рівня *Bin 2* за циклом *FTP-75*.

Для порівняння подані дані двигуна *EcoBoost 1.0-L SCTi GTDi* за значенням ефективного к.к.д. η_e на режимах навантажувальної характеристики за $n = 2000$ хв⁻¹ (рис. 5) [24]. З підвищенням навантаження від $p_e = 0,25$ МПа до $p_e = 1,2$ МПа значення ефективного к.к.д. збільшуються від $\eta_e = 23,148$ до $\eta_{e \max} = 34,01$. У разі подальшого підвищення до максимального навантаження ($p_e = 2,1$ МПа) значення η_e знижуються до 31,93.

Заслужовують на увагу показники чотиритактного двигуна *BMW*, розробленого фірмою *Ricardo plc*.

Для здійснення робочого процесу *Controlled Auto Ignition (CAI)* на чотиритактному чотирициліндровому двигуні *BMW* застосовується газорозподільна система *Valvetronic*, яка дозволяє змінювати фази відкриття/закриття впускного і випускного клапана і регулювати їх підйом. Регулювання тиску повітря у впускному колекторі забезпечує роботу двигуна з відкритою повітряною заслінкою в діапазоні навантажень від 1000 до 3500 хв⁻¹ [25].

Робочий процес *CAI* передбачає займання бідної паливоповітряної суміші з $\alpha_{\text{цил}} > 1$ від стиснення, а система *Valvetronic* регулює наповнення циліндрів свіжим зарядом й очищення циліндрів від ВГ, що дозволяє також змінювати момент займання.

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,127$ МПа до $p_e = 0,824$ МПа значення ефективного к.к.д. двигуна *Ricardo 4S CAI* збільшуються від $\eta_e = 18,66$ % до $\eta_{e \max} = 34,02$ % за навантажувальною характеристикою, якщо $n = 2000$ хв⁻¹ (рис. 5). Застосування робочого процесу *CAI* дозволило підвищити до 2 % рівень ефективного к.к.д. щодо даних двигуна *EcoBoost 1.0-L SCTi GTDi*. Однак суттєвим недоліком робочого процесу *CAI* є обмеження максимальної потужності.

Для порівняння використовуються експериментальні дані чотиритактного чотирициліндрового рядного бензинового двигуна *VW/Audi 2.0L 4S Gen.3B TFSI (S/D = 92,8/82,5)* з $\varepsilon = 11,65$ й іскровим запалюванням, рідинним охолодженням, двома верхніми розподільними валами (*DOHC*), цепним ланцюговим приводом. Двигун працює за циклом Міллера.

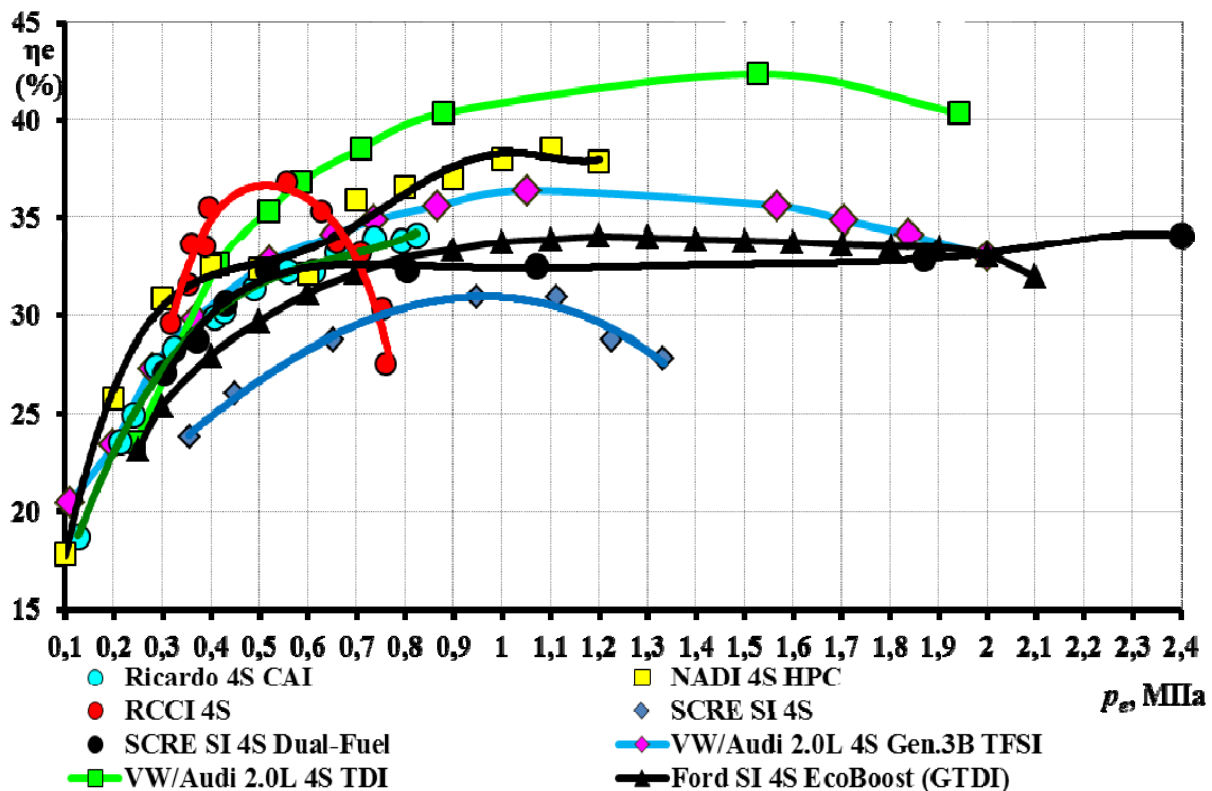


Рис. 5. Значення ефективного к.к.д. η_e чотиритактних двигунів на режимах навантажувальної характеристики

Для його реалізації двигун має безперервне регулювання відкриття/закриття випускних клапанів (система *AVS* – двоступеневе керування підйомом випускних клапанів), електронне запалювання зі статичним розподілом високої напруги, турбонаддув та інтеркулер. Комбінована система впорскування неетильованого бензину *RON 95* містить систему послідовного (подвійного) безпосереднього (*FSI*) і розподіленого впорскування (*MPI*) з адаптивним регулюванням наповнення циліндрів. Адаптивне лямбда-регулювання й адаптивне регулювання за детонацією здійснюється системою керування двигуна *Bosch MED 17.1.10*. На двигуні встановлена система нейтралізації ВГ. Лямбда-зонд розташований перед турбонагнітачем і після нейтралізатора. Екологічний клас – «ЄВРО-VI» (*W*) [26].

На режимах навантажувальної характеристики ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$) з підвищенням від мінімального ($p_e = 0,11 \text{ МПа}$) до максимального ($p_e = 2,0 \text{ МПа}$) навантаження значення ефективного к.к.д. відповідають $\eta_e = 20,46 \%$ та $\eta_e = 32,99 \%$. Максимальне значення ефективного к.к.д. становить $\eta_{e \max} = 36,36 \%$ при $p_e = 1,051 \text{ МПа}$, що на $2,6 \%$ вище, ніж на двигуні *EcoBoost 1.0-L SCTi GTDi*. Також з підвищенням навантаження рівень η_e двигуна

VW/Audi 2.0L 4S Gen.3B TFSI вище до 1% , як порівняти з двигуном *BMW (Ricardo 4S CAI)* (рис. 5).

Французький інститут палива *Institut français du pétrole (IFP)* розробив робочий процес *NADI™ (Narrow Angle Direct Injection) Highly Premixed Combustion (HPC)* для підвищення техніко-економічних показників ДВЗ, скорочення викидів ШП у ВГ і зниження рівня шуму.

Організація робочого процесу *NADI™* на чотиритактному дизелі 4 ЧН 8,7/9,2 дозволяє забезпечити два режими роботи двигуна: гомогенне інтенсивне горіння *HPC* за низьких і середніх навантажень і перебіг звичайного дизельного процесу горіння за підвищених і максимальних навантажень [27, 28].

Для здійснення робочого процесу застосовується різноманітне керування: повітряною заслінкою, фазами відкриття/закриття впускних і випускних клапанів, застосування системи рециркуляції ВГ (*ERG*). Під час досліджень використовується спроектована КЗ з урахуванням організації руху робочого тіла з вихровим числом 1,3 у в.м.т. за ступенем стиснення $\epsilon = 18$. На режимах максимальних навантажень тиск впорскування палива підвищено з 160 до 180 МПа.

Результати досліджень демонструють можливість ефективного використання дизельного двигуна з робочим процесом *NADITM* на транспортному засобі, масою до 1810 кг, з рівнем викидів ШР у ВГ, що відповідають нормам головного агентства з охорони навколишнього середовища Німеччини (*UBA*).

Використання робочого процесу *NADITM* дозволило на режимах навантажувальної характеристики за $n = 2500 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 5) з підвищенням навантаження від $p_e = 0,1 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,4 \text{ МПа}$ підвищити рівень значень ефективного к.к.д. від $\eta_e = 17,83 \%$ до $\eta_e = 32,45 \%$, що до 3 % вище, ніж на двигуні *VW/Audi 2.0L 4S Gen.3B TFSI*. Максимальне значення ефективного к.к.д. становить $\eta_{e \text{ max}} = 38,5 \%$ при $p_e = 1,1 \text{ МПа}$.

Для подальших порівняльних досліджень використовувалися дані експерименту, які здійснювали на чотиритактному двигуні *2.0L GM Ecotec Turbocharged Gasoline Direct Injec (ETGDI)* з іскровим запалюванням, модернізованим для організації робочого процесу *RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition)* [29]. Організація робочого процесу *RCCI* є варіантом гомогенного горіння робочого заряду (*HCCI*), який забезпечує контроль над процесом горіння в разі змішування в КЗ двигуна як мінімум двох палив з різними займистими властивостями. Під час досліджень використовується ізооктан та н-гептан.

Ізооктан вприскується на впуску для отримання гомогенної паливоповітряної суміші, а н-гептан вприскується безпосередньо до циліндра двигуна для організації розширення ППЗ. Всі випробування проведені без рециркуляції ВГ. Для порівняння обрані дані під час роботи двигуна *RCCI 4S (S/D = 86/86)* з $\epsilon = 9,2$ за навантажувальної характеристики, якщо $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 5).

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,316 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,557 \text{ МПа}$ значення ефективного к.к.д. збільшилися від $\eta_e = 29,58 \%$ до $\eta_e = 36,78 \%$, що до 5 % вище, ніж на двигуні *VW/Audi 2.0L 4S Gen.3B TFSI*. У разі подальшого підвищення навантаження до $p_e = 0,76 \text{ МПа}$ рівень ефективного к.к.д. різко знижується до $\eta_e = 27,56 \%$.

Для порівняння використовують показники дизеля *VW/Audi 2.0 L TDI (S/D = 95,5/81)* з $\epsilon = 15,5$ (рис. 3.15) на режимах навантажувальної характеристики за умови

$n = 3000 \text{ хв}^{-1}$. Двигун має подвійний турбокомпресор *Biturbo*, систему вприскування палива *Common Rail Bosch CRS 2-20 2000*, двоконтурну систему рециркуляції ВГ, систему регулювання фаз газорозподілу (*VVT*), систему керування двигуном – *Delphi DCM 6.2*. Проточний каталітичний нейтралізатор і фільтр сажі забезпечують виконання норм за токсичністю ВГ «ЄВРО–VI» та *US Tier 2*, що досягається за допомогою системи на основі адсорбера NO_x .

З підвищенням навантаження від $p_e = 0,244 \text{ МПа}$ до $p_e = 1,527 \text{ МПа}$ значення ефективного к.к.д. двигуна *VW/Audi 2.0 L 4S TDI* збільшуються від $\eta_e = 23,53 \%$ до $\eta_{e \text{ max}} = 42,35 \%$ за навантажувальною характеристикою ($n = 3000 \text{ хв}^{-1}$). У разі подальшого підвищення навантаження до $p_e = 1,942 \text{ МПа}$ рівень η_e знижується до 40,34 % (рис. 5).

Під час порівняльного аналізу значень ефективного к.к.д. чотиритактних двигунів за навантажувальними характеристиками встановлено, що в діапазоні від $p_e = 0,1 \text{ МПа}$ до $p_e = 0,35 \text{ МПа}$ рівень $\eta_e = 17,83\text{--}31,55 \%$ має чотиритактний дизель 4 ЧН 8,7/9,2 зі ступенем стиснення $\epsilon = 18$ й організацією робочого процесу *NADITM* (рис. 5). З підвищенням навантаження до $p_e = 0,557 \text{ МПа}$ найбільше значення $\eta_e = 36,78 \%$ має чотиритактний двигун *2.0L GM Ecotec Turbocharged Gasoline Direct Injec (ETGDI)* з іскровим запалюванням та організацією робочого процесу *RCCI*. У разі подальшого підвищення навантаження до максимальних значень $p_e = 1,942 \text{ МПа}$ найбільші значення $\eta_{e \text{ max}} = 42,35 \%$ належать дизелю *VW/Audi 2.0 L TDI*.

Для визначення найвищих значень ефективного к.к.д. η_e ДВЗ подані навантажувальні характеристики двотактних та чотиритактних двигунів з максимальним рівнем η_e (рис. 6).

На режимах мінімальних і часткових навантажень до $p_e = 0,4 \text{ МПа}$ раціонально використовувати ДВЗ, що працює по двотактному циклі Отто під час організації робочого процесу з РЗППЗ.

На режимах середніх навантажень ($p_e = 0,4\text{--}0,6 \text{ МПа}$) раціонально використовувати під час організації робочого процесу *RCCI* зі змішаним підведенням теплоти й одночасним використанням палив з різними властивостями запалювання.

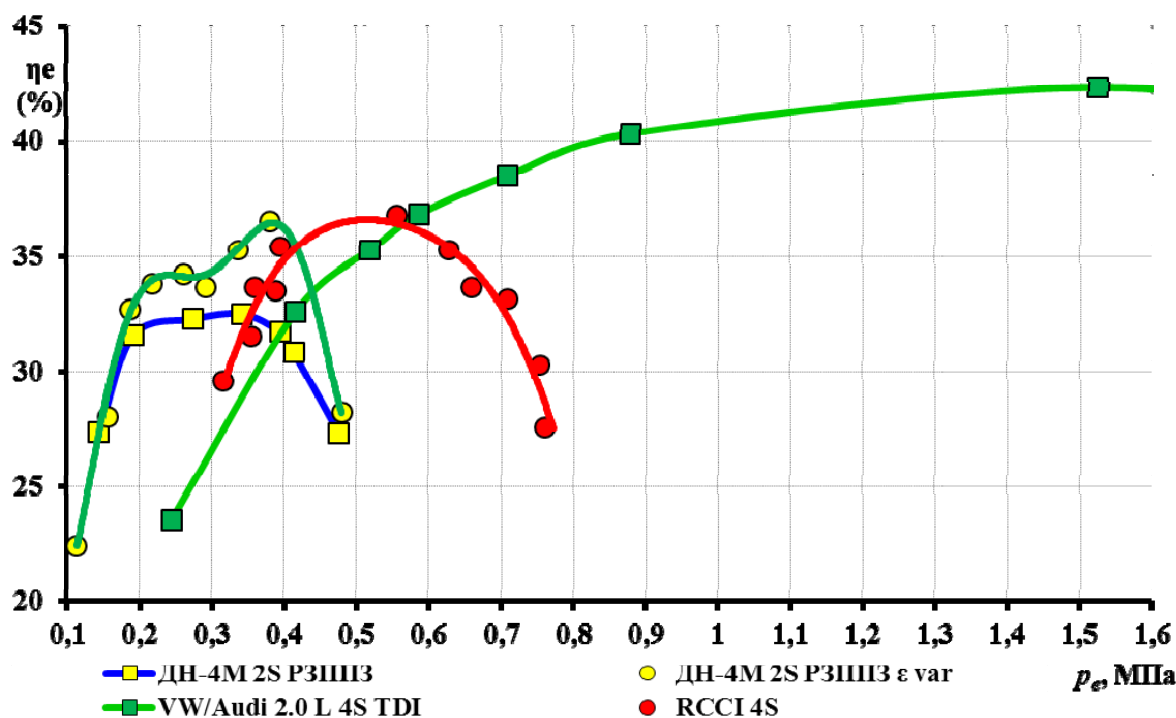


Рис. 6. Найбільші значення ефективного к.к.д. η_e серед двотактних та чотиритактних ДВЗ на режимах навантажувальної характеристики

На режимах підвищених і максимальних навантажень (понад $p_e = 0,6$ МПа) використовують ДВЗ, що працюють за чотиритактним циклом зі змішаним підведенням теплоти з продовженим розширенням, яке можливо реалізувати за допомогою застосування подвійного турбокомпресора.

Висновки

На основі порівнювального аналізу експериментальних даних η_e ДВЗ за навантажувальними характеристиками в зоні основних експлуатаційних режимів роботи встановлено, що раціонально використовувати ДВЗ за навантажувальними характеристиками таким чином: на часткових навантаженнях (до $p_e = 0,4$ МПа) ДВЗ, які працюють за двотактним циклом Отто під час організації робочого процесу з РЗППЗ; на середніх навантаженнях ($p_e = 0,4-0,6$ МПа) ДВЗ, які працюють за чотиритактним циклом під час організації робочого процесу RCCI зі змішаним підведенням теплоти й одночасним використанням палив з різними властивостями; на підвищених навантаженнях (понад $p_e = 0,6$ МПа) ДВЗ, які працюють за чотиритактним циклом зі змішаним підведенням теплоти й продовженим розширенням з використанням подвійного турбокомпресора.

Перспективами подальшого розвитку є розроблення конструктивних особливостей ДВЗ,

які залежно від режиму роботи мали можливість змінювати тактність та спосіб організації робочого процесу.

Література

1. Comparison between 2 and 4-stroke engines for a 30 kW range extender. *SAE Int J Altern Powertrains* / Mattarelli E., Rinaldini C.A., Cantore G., Agostinelli E. 2014, 4(1). Pp. 114–2014. <https://doi.org/10.4271/2014-32-0114>.
2. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil / Kryshchtopa S., Melnyk V., Dolishnii B., Korohodskyi V., Prunko I., Kryshchtopa L., Zakhara I., & Voitsekhivska T. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, 4 (10 (100)), pp. 44-51. doi: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2019.175892>.
3. *The Automotive CO₂ Emissions Challenge* / Aren F., Doyon A., Suzuki H., Lee K., Becker T. 2020 Regulatory Scenario for Passenger Cars. (Arthur D. Little, Rome. 2014) https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL_AMG_2014_Automotive_CO2_Emissions_Challenge.pdf.
4. Alturki W. Four-Stroke and Two-Stroke Marine Engines Comparison and Application. *International Journal of Engineering Research and Applications*. 2017. Vol. 7. Issue 4. Part 3. Pp. 49–56. doi: <https://doi.org/10.9790/9622-0704034956>.
5. *International Council on Clean Transportation (ICCT) (2014) EU CO₂ emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles*

- <https://theicct.org/publications/eu-co2-standards-passenger-cars-and-light-commercial-vehicles>.
6. Effects of applying a Miller cycle with split injection on engine performance and knock resistance in a downsized gasoline engine / Wei H., Shao A., Hua J., Zhou L., Feng D. *Fuel*. 2018. Vol. 214. Pp. 98–107. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.006>.
 7. Spicher U., Heidenreich T. Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. 2010. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). New Delhi (India), pp. 20–44.
 8. A review of prechamber ignition system / Alvarez C.E.C., Couto G.E., Roso V.R., Thiriet A.B., Valle R.M. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 128. Pp. 107–120. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118>.
 9. Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission / Costa M., Sorge U., Merola S., Irimescu A., La Villetta M., Rocco V. *Energy*. 2016. Vol. 117. Part 2. Pp. 405–415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.065>.
 10. Abdul Siddique Sk et al. Effect of Modified Design on Engine Fuel Efficiency. *Int. Journal of Engineering Research and Application*. 2016. Vol. 6., Issue 9., Part 2. Pp. 19–27.
 11. Avinash Alagumalai. Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 38, Pp. 561–571. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>.
 12. Сравнение показателей двигателя с искровым зажиганием при непосредственном впрыскивании топлива с расслоением и обеднением топливно-воздушной смеси / Ерощенко С. А. и др.: *зб. наукових праць УкрДАЗТ*. Харків, 2012. Вип. 132. С. 68–72.
 13. Перспективы и пути совершенствования двухтактного двигателя с искровым зажиганием при непосредственном впрыскивании топлива / Ерощенко С. А. и др. *Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. (Труды ЛКИ. Выпуск 266)*. СПб.: СПбГМТУ, 2015. Вып. 3. С. 7–10.
 14. Повышение показателей двигателей с искровым зажиганием при непосредственном впрыскивании топлива за счет особенностей конструкции распылителя форсунки / Ерощенко С. А. и др. *Актуальные проблемы морской энергетики: сб. ст. по матер. 4-й Всероссийской межотрасл. науч.-техн. конф. (СПб, 12–13 февраля 2015)*. СПб: СПбГМТУ, 2015. С. 60–61.
 15. Улучшение эколого-экономических показателей малоразмерных бензиновых двигателей внутреннего сгорания / Ерощенко С. А. и др.: *зб. наукових праць української державної академії залізничного транспорту*. Харків, 2014. Вип. 143. С. 254–255.
 16. Корогодский В. А., Обозний С. В., Степанко В. Г. Оценка показателей рабочих процессов двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием углеводородных топлив различного состава. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2005. №1. С. 21–25.
 17. Экспериментальные исследования двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива при работе на бензоэтанольной смеси / Ерощенко С. А. и др. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2012. №1. С. 8–9.
 18. Шпаковський В. В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: 05.05.03. Харків, 2010, 37 с.
 19. Марченко А. П., Шпаковський В. В., Пильов В. В. Підвищення економічності бензинового двигуна на різних режимах роботи при застосуванні частково-динамічної теплоізоляції поршнів. *Вестник НТУ «ХПИ»: «Транспортное машиностроение»*. 2013. Вып. 32. С. 106–110.
 20. Корогодский В. А. Влияние степени сжатия и угла опережения зажигания на показатели рабочих процессов двигателя с непосредственным впрыском. *Автомобильный транспорт*. 2005. Вып. 16. С. 312–315.
 21. University of Idaho's Clean Snowmobile Design Using a Direct-Injection Two-Stroke Engine / Harker N., Den Braven K., Johnson J., Findlay A. *SAE Technical Paper*. 2008. 2008-32-0031. 12 p.
 22. Kumarappa S., Prabhukumar G. P. Improving the Performance of Two Stroke Spark Ignition Engine by Direct Electronic CNG Injection. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering (JJMIE)*, 2008. Vol. 2. Number 4. Pp. 169–174.
 23. Improving the Efficiency of Conventional Spark-Ignition Engines using Octane-on-Demand Combustion. / Morganti K., Abdullah M., Alzubail A., Viollet Y., Head R., Chang J., Kalghatgi G. Part I: Engine Studies. *SAE Technical Paper*. 2016. 2016-01-0679. 20 p.
 24. Weaver C. E. Advanced Gasoline Turbocharged Direct Injection (GTDI) Engine Development. *Ford Research and Advanced Engineering: 2011 DOE Vehicle Technologies Program Review*. – Project ID: ACE065, 2011, 25 p.
 25. Whitaker P. Gasoline Engine Performance and Emissions Future Technologies and Optimization. *Ricardo plc*, 8th June 2005, 18 p.
 26. Van Basshuysen R. (Hrsg.). Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff, Erdgas, Methan, Wasserstoff. *Springer Vieweg*. 2017. 634 p.

27. Zhao H. HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry. *CRC Press*, 2007. 557 p.
28. Gatellier B., Ranini A., Castagné M. New development of the NADITM Concept to improve operating range, exhaust emissions and noise. *Combustion. Oil and Gas Science and Technology*, 2006. Vol. 61 No 1. Pp. 7–23.
29. Kondipati N. N. T. Experimental study, modeling and controller design for an RCCI engine. A Thesis Submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science In Mechanical Engineering. *Engineering Mechanics Michigan Technological University*, 2016. 186 p.
8. A review of prechamber ignition system / Alvarez C.E.C., Couto G.E., Roso V.R., Thiriet A.B., Valle R.M. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 128. Pp. 107–120. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118>.
9. Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission / Costa M., Sorge U., Merola S., Irimescu A., La Villetta M., Rocco V. *Energy*. 2016. Vol. 117. Part 2. Pp. 405–415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.065>.

References

1. Comparison between 2 and 4-stroke engines for a 30 kW range extender. *SAE Int J Altern Powertrains* / Mattarelli E., Rinaldini C.A., Cantore G., Agostinelli E. 2014, 4(1). Pp. 114–2014. <https://doi.org/10.4271/2014-32-0114>.
2. Improvement of the model of forecasting heavy metals of exhaust gases of motor vehicles in the soil / Kryshtopa S., Melnyk V., Dolishnii B., Korohodskiy V., Prunko I., Kryshtopa L., Zakhara I., & Voitsekhivska T. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, 4 (100), pp. 44-51. doi: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2019.175892>.
3. *The Automotive CO₂ Emissions Challenge* / Aren F., Doyon A., Suzuki H., Lee K., Becker T. 2020 Regulatory Scenario for Passenger Cars. (Arthur D. Little, Rome. 2014) https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL_AMG_2014_Automotive_CO2_Emissions_Challenge.pdf.
4. Alturki W. Four-Stroke and Two-Stroke Marine Engines Comparison and Application. *International Journal of Engineering Research and Applications*. 2017. Vol. 7. Issue 4. Part 3. Pp. 49–56. doi: <https://doi.org/10.9790/9622-0704034956>.
5. *International Council on Clean Transportation (ICCT) (2014) EU CO₂ emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles* <https://theicct.org/publications/eu-co2-standards-passenger-cars-and-light-commercial-vehicles>.
6. Effects of applying a Miller cycle with split injection on engine performance and knock resistance in a downsized gasoline engine / Wei H., Shao A., Hua J., Zhou L., Feng D. *Fuel*. 2018. Vol. 214. Pp. 98–107. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.006>.
7. Spicher U., Heidenreich T. Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. 2010. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). New Delhi (India), pp. 20–44.
10. Abdul Siddique Sk et al. Effect of Modified Design on Engine Fuel Efficiency. *Int. Journal of Engineering Research and Application*. 2016. Vol. 6., Issue 9., Part 2. Pp. 19–27.
11. Avinash Alagumalai. Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 38, Pp. 561–571. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
12. Spicher U. (2010) Stratified-Charge Combustion in Direct Injection Gasoline Engines / U. Spicher, T. Heidenreich // *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development*. Vol. 1: Gasoline and Gas Engines; H. Zhao (ed.). New Delhi (India), pp. 20–44.
13. Alvarez C.E.C., Couto G.E., Roso V.R., Thiriet A.B., Valle R.M. (2017) A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines. *Applied Thermal Engineering*. Vol. 128, pp. 107-120. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118>
14. Costa M, Sorge U, Merola S, Irimescu A, La Villetta M, Rocco V (2016) Split injection in a homogeneous stratified gasoline direct injection engine for high combustion efficiency and low pollutants emission. *Energy*. Vol. 117, Part 2, pp. 405-415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.065>
15. Abdul Siddique Sk et al.. (2016) Effect of Modified Design on Engine Fuel Efficiency. *Int. Journal of Engineering Research and Application*. Vol. 6, Issue 9, Part 2, pp. 19-27.
16. Avinash Alagumalai (2014) Internal combustion engines: Progress and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 38, pp. 561-571. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>
17. Erosshenkov S.A., Korogodskij V.A., Vasilenko O.V. i dr. Sravnenie pokazatelej dvigatelja s iskrovym zazhiganiem pri neposredstvennom vpryskivanii topliva s rassloeniem i obedneniem toplivno-vozdushnoj smesi. *Zbirnik naukovih prac' UkrDAZT*. Harkiv, 2012. Vip. 132, pp. 68-72.
18. Erosshenkov S.A., Korogodskij V.A., Vasilenko O.V. Perspektivy i puti sovershenstvovanija dvuh-taktnogo dvigatelja s iskrovym zazhiganiem

- pri neposredstvennom vpryskivanii topliva. *Trudy Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tehničeskogo universiteta Vypusk 3 (Trudy LKI. Vypusk 266)*, SPb.: SPbGMTU, 2015, pp.S. 7-10.
19. Eroshhenkov S.A., Korogodskij V.A., Vasilenko O.V. i dr. Povyshenie pokazatelej dvigatelej s iskrovym zazhiganiem pri neposredstvennom vpryskivanii topliva za schet osobennostej konstrukcii raspylitelja forsunki. *Aktual'ne problemy mor-skoj energetiki: 4-ja Vserossijskaja mezhotra-slevaja nauchno-tehničeskaja konferencija (12-13 fevralja 2015): mater. konf.* SPb: SPbGMTU, 2015, pp. 60-61.
 20. Eroshhenkov S.A., Korogodskij V.A., Voropaev E.P. i dr. Uluchshenie jekologo-jekonomičeskikh pokazatelej malorazmernih benzinovyh dvigatelej vnutrennego sgoranija. *Zbirnik naukovih prac' ukraїns'koї derzhavnoї akademii zalizničnogo transportu*. Harkiv, 2014. Vip. 143, pp. 254-255.
 21. University of Idaho's Clean Snowmobile Design Using a Direct-Injection Two-Stroke Engine / Harker N., Den Braven K., Johnson J., Findlay A. *SAE Technical Paper*. 2008. 2008-32-0031. 12 p.
 22. Kumarappa S., Prabhukumar G. P. Improving the Performance of Two Stroke Spark Ignition Engine by Direct Electronic CNG Injection. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering (JJMIE)*, 2008. Vol. 2. Number 4. Pp. 169-174.
 23. Improving the Efficiency of Conventional Spark-Ignition Engines using Octane-on-Demand Combustion. / Morganti K., Abdullah M., Alzubail A., Viollet Y., Head R., Chang J., Kalghatgi G. Part I: Engine Studies. *SAE Technical Paper*. 2016. 2016-01-0679. 20 p.
 24. Weaver C. E. Advanced Gasoline Turbocharged Direct Injection (GTDI) Engine Development. *Ford Research and Advanced Engineering: 2011 DOE Vehicle Technologies Program Review*. – Project ID: ACE065, 2011, 25 p.
 25. Whitaker P. Gasoline Engine Performance and Emissions Future Technologies and Optimization. *Ricardo plc*, 8th June 2005, 18 p.
 26. Van Basshuysen R. (Hrsg.). Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff, Erdgas, Methan, Wasserstoff. *Springer Vieweg*. 2017. 634 p.
 27. Zhao H. HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry. *CRC Press*, 2007. 557 p.
 28. Gatellier B., Ranini A., Castagné M. New development of the NADI™ Concept to improve operating range, exhaust emissions and noise. *Combustion*. *Oil and Gas Science and Technology*, 2006. Vol. 61 No 1. Pp. 7-23.
 29. Kondipati N. N. T. Experimental study, modeling and controller design for an RCCI engine. A Thesis Submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science In Mechanical Engineering. *Engineering Mechanics Michigan Technological University*, 2016. 186 p.
- Корогодський Володимир Анатолійович**, д.т.н., проф. каф. двигунів внутрішнього згоряння, korohodskiy@ukr.net, тел. +38 066-229-60-67, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, 61002, м. Харків, Україна.
- Сравнение технико-экономических и экологических показателей двухтактных и четырехтактных двигателей по нагрузочной характеристике**
Аннотация. Проведен сравнительный анализ эффективности двухтактных и четырехтактных ДВС по нагрузочной характеристике. Определено, что рационально использовать на частичных нагрузках (до $p_e = 0,4$ МПа) ДВС, работающие по двухтактному циклу Отто с расщеплением обедненного топливовоздушного заряда, на средних нагрузках ($p_e = 0,4-0,6$ МПа) ДВС, работающие по четырехтактному циклу с рабочим процессом RCCI, на повышенных нагрузках (более $p_e = 0,6$ МПа) ДВС, работающие по четырехтактному циклу со смешанным подводом теплоты и продолженным расширением.
Ключевые слова: двухтактный, четырехтактный, двигатель, нагрузочная характеристика, рабочий процесс, эффективный КПД
- Корогодский Владимир Анатольевич**, д.т.н., проф. каф. двигателей внутреннего сгорания, тел. +38 066-229-60-67, Харьковский национальный автомобильно-дорожний университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, г. Харьков, 61002, Украина.
- Comparison of technical, economic and environmental indicators of two-stroke and four-stroke engines according to load characteristics**
Abstract. Problem. To determine the main promising areas for further improvement of the technical, economic and environmental indicators of internal combustion engines, a comparative analysis of their level of brake thermal efficiency (BTE) was carried out, taking into account the energy value of the fuel and the content of toxic substances in the exhaust gases by load characteristics. For comparison, two-stroke and four-stroke engines with spark ignition and compression-ignition of the air-fuel mixture were used for various methods of organizing the working process using fuels of wide fractional composition. As a **result** of the comparative analysis, it was determined that it is rational to use ICEs operating on the Otto push-pull cycle at the modes of minimum partial loads up to $b_{mep} = 0.4$ MPa. At the same time, it is expedient, when organizing the working process, to realize internal mixture formation by using direct fuel injection and to ensure the combustion of a stratified lean air-fuel charge. **Originality.** The maximum

level of brake thermal efficiency amounted to $BTE_{max} = 36.53\%$ at a load of $b_{mep} = 0.38$ MPa and engine operation on gasoline. At medium load conditions ($b_{mep} = 0.4-0.6$ MPa) it is rational to use ICEs operating on a four-stroke cycle when organizing the RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition) workflow with mixed heat input and simultaneous use of fuels with a wide fractional composition, various physicochemical properties and energy value. The maximum **practical value** of brake thermal efficiency to $BTE_{max} = 36.78\%$ at $b_{mep} = 0.557$ MPa. At high and maximum loads (more than $b_{mep} = 0.6$ MPa), it is preferable to use ICEs operating on a four-cycle cycle with mixed heat supply and continued expansion, which can be realized using a

double turbocharger. The maximum of brake thermal efficiency at $b_{mep} = 1.527$ MPa, it was $BTE_{max} = 42.35\%$.

Keywords: two-stroke, four-stroke, engine, load characteristic, workflow, brake thermal efficiency.

Korohodskiy Volodymyr¹, professor, Doctor of Technical Sciences, Department of Internal Combustion Engines, korohodskiy@ukr.net, Cellph.: +38(066)2296067.

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.
