

А. П. МАРЧЕНКО, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПІ»;
О. О. ОСЕТРОВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПІ»;
С. С. КРАВЧЕНКО, асп. НТУ «ХПІ»

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МОДЕЛІ ТЕПЛООБМІНУ В ЦИЛІНДРІ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА 11ГД100М

Виконано математичне моделювання процесу теплообміну в циліндрі стаціонарного газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливо-повітряних сумішей та якісним регулюванням потужності. При дослідженні теплообміну в циліндрі газового двигуна проаналізовані складові внутрішнього теплового балансу, що визначені за результатами експериментальних досліджень. Показано, що теплообмін в циліндрі двигуна 11ГД100М має відмінні риси у порівнянні з відомими бензиновими, газовими та дизельними двигунами. Проаналізовано відомі емпіричні і напівемпіричні моделі для визначення коефіцієнту тепловіддачі. За результатами аналізу внутрішнього теплового балансу обґрунтовано вибір моделі теплообміну для використання в газовому двигуні 11ГД100М. Показано, що для розрахунку тепловіддачі в досліджуваному двигуні найбільшу точність забезпечує використання математичних моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта.

Ключові слова: газовий двигун, форкамерно-факельне запалювання, внутрішній тепловий баланс, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі.

Вступ. Стаціонарні газові двигуни-генератори 11ГД100М впродовж декількох десятиліть випускаються ДП «Завод ім. Малишева», м. Харків. Ці двигуни мають форкамерно-факельне запалювання збіднених сумішей повітря і природного газу та якісне регулювання потужності, що відрізняє їх від більшості газових двигунів з кількісним регулюванням потужності. Означені особливості робочого процесу забезпечують високі техніко-економічні показники двигунів на режимах високих і середніх навантажень. З іншого боку жоден зарубіжний аналог не має такого напрацювання і досвіду експлуатації в умовах країн СНД, як двигуни 11ГД100М. Експлуатація підтвердила переваги цих двигунів відносно зносостійкості, довговічності, терміну служби, відносно низької вартості технічного обслуговування [1, 2]. Таким чином, роботи спрямовані на вдосконалення конструкції та робочого процесу двигунів 11ГД100М є актуальними.

Як відомо, робочий процес двигуна значною мірою залежить від процесу теплообміну в циліндрі ДВЗ, оскільки значна частина енергії внесеного палива передається через стінки камери згоряння (КЗ) в системи охолодження і змащення. Теплота, що передається через стінку, як правило, визначають за результатами аналізу внутрішніх або зовнішніх енергетичних балансів. Результати цих досліджень використовують для перевірки правильності використаної моделі теплообміну в циліндрі.

При моделюванні теплообміну кількість переданої теплоти в стінку на розрахунковому кроці розраховують за відомою формулою Ньютона-Ріхмана

$$dQ_m = \alpha_m (T - T_{cm}) \cdot F d\tau, \quad (1)$$

© А. П. Марченко, О. О. Осетров, С. С. Кравченко, 2014

де α_m – поточне значення середнього по поверхні КЗ коефіцієнта тепловіддачі;

T – поточне значення температури газів у надпоршневій порожнині;

$T_{ст}$ – середня по поверхні КЗ температура стінки;

F – площа поверхні КЗ.

Найбільшу складність представляє вибір моделі теплообміну зі стінками. На сьогодні запропоновано ряд емпіричних і напівемпіричних моделей для визначення коефіцієнту тепловіддачі (так званих α -формул), що мають обмежене використання тільки для певного класу (або класів) двигунів. При цьому усереднені по камері згоряння значення коефіцієнту тепловіддачі, які розраховано за залежностями різних авторів, можуть відрізнятися до декількох разів. В деяких з цих моделей (наприклад Вошні, Аннанд) емпіричні коефіцієнти варіюються в широких межах, що ускладнює їх вибір. Визначають усереднений по КЗ коефіцієнт тепловіддачі або відповідний коефіцієнт для окремих її поверхонь. Певна α -формула може адекватно описувати теплообмін лише для одного режиму роботи двигуна, при зміні навантажувального або швидкісного режиму вона переставе видавати вірний результат. Все це потребує обґрунтування вибору моделі теплообміну для конкретного типу двигуна.

Метою роботи є обґрунтування вибору моделі теплообміну в газовому двигуні 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням суміші.

Аналіз публікацій. В роботах [2, 3] досліджено робочі процеси двигунів 10Д100, ОГД100, 11ГД100, 11ГД100М, що є близькими за конструкцією, мають ряд спільних конструктивних і регульовальних параметрів. Отримано індикаторні діаграми, індикаторні та ефективні показники робочого процесу означених двигунів на різних режимах роботи. Експериментальні дані, представлені в цих дослідженнях, дозволяють виконати аналіз теплообміну в циліндрі двигунів 11ГД100М і за його результатами обґрунтувати вибір розрахункової моделі теплообміну.

На сьогодні запропоновано ряд емпіричних залежностей, які пов'язують коефіцієнт тепловіддачі з параметрами робочого тіла в циліндрі, параметрами конструкції та режиму роботи двигуна [3-9]. Для газових двигунів в математичних моделях як правило використовують залежності Г. Ейхельберга, Г. Хохенберга, Г. Вошні, В. Аннанда [3, 5-7] та інших. Слід відзначити роботу Г.Б. Розенбліта [3], в якій досліджено теплопередачу в двотактних двигунах із зустрічно рухомими поршнями, зокрема в газових двигунах 11ГД100.

Порівняльна оцінка найбільш відомих α -формул та їх аналіз за результатами експериментальних досліджень наведені в роботах [3-8]. Аналіз робіт показав, що поточні значення коефіцієнту тепловіддачі α , розрахованого за різними α -формулами, суттєво відрізняються, інколи в

декілька разів. Найменші значення α розраховані за формулами Г. Ейхельберга, найбільші – В. Аннанда і В. Нусельта. Формули Г.Б. Розенбліта, В. Аннанда і Г. Хохенберга дають більші значення α на такті стиску ніж формули Г. Вошні, Г. Ейхельберга та Н. Р. Брилінга. На значення α впливає розмірність і швидкохідність двигуна. Також коефіцієнт тепловіддачі суттєво залежить від вибору емпіричних коефіцієнтів [6].

В роботі [5] перевірено адекватність використання α -формул при розрахунках теплообміну в циліндрах газових малолітражних двигунів та двигунів великої потужності за даними зовнішніх теплових балансів. Зроблено висновок, що для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі в газових двигунах з іскровим запалюванням найбільшу точність забезпечує залежність В. Аннанда.

Результати розрахунку поточних значень коефіцієнту тепловіддачі в циліндрі швидкохідного газодизеля КамАЗ 740.13 за різними α -формулами з експериментальними даними наведені в [7]. Показано, що жодна з них не дозволяє адекватно описати теплообмін в камері згоряння дослідного двигуна. Запропоновано власну залежність для визначення α .

В роботі [6], яка присвячена дослідженню процесу теплообміну в газовому двигуні великої потужності, стверджується, що добрий збіг розрахункових та експериментальних даних досягається при використанні формули Г. Хохенберга.

Вище показано, що досліджуваний двигун 11ГД100М суттєво відрізняється від інших газових двигунів організацією робочого процесу. Очевидно, що теплообмін у циліндрі дослідного двигуна також має певні відмінності.

Дані експериментального і розрахункового дослідження теплообміну в циліндрі двигунів 10Д100 та 11ГД100 наведені в [3]. Запропоновано власну α -формулу для визначення коефіцієнта тепловіддачі по окремих поверхнях КЗ, що враховує специфічні газодинамічні умови в циліндрі. Складність використання запропонованої α -формули пов'язана з необхідністю завдання тангенціальної швидкості заряду поблизу вогневих поверхонь КЗ. Як відомо, ця швидкість суттєво змінюється протягом робочого циклу і є функцією багатьох параметрів конструкції та режиму роботи двигуна, що потребує додаткових експериментальних даних. Верифікація розрахункових залежностей для визначення тангенціальної швидкості заряду представляє собою складну задачу навіть для одного режиму роботи і однієї поверхні КЗ.

Таким чином, на сьогодні не вирішеними для газового двигуна 11ГД100М залишаються питання обґрунтування вибору емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі.

Дослідження та моделювання теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М. Інтегральна оцінка теплообміну в циліндрі двигуна здійснюється

за результатами аналізу зовнішніх або внутрішніх теплових балансів, які є критерієм правильності обраної розрахункової моделі теплообміну в циліндрі. В роботі використано результати експериментального дослідження двигуна 11ГД100М [2].

У відносному виді рівняння внутрішнього теплового балансу можна представити:

$$q_n = q_i + q_{n.n.} + q_w + q_{m.e.} \quad (2)$$

де q_n – теплота згоряння палива, рівна 1;

q_i – індикаторний ККД;

$q_{n.n.}$ – втрати теплоти внаслідок неповноти згоряння палива;

q_w – теплота, що передається в стінки камери згоряння;

$q_{m.e.}$ – втрати теплоти з відпрацьованими газами.

На рис.1 наведено складові внутрішнього теплового балансу двигуна 11ГД100М [2]. Аналіз рис. 1 показує, що індикаторний ККД двигуна на режимі номінальної потужності складає 43,8%, що перевищує показники традиційних газових двигунів (28-38%) [9] і є близьким до дизелів. Проте індикаторний ККД знижується при зменшенні навантаження внаслідок суттєвої неповноти згоряння і зменшення термодинамічної ефективності циклу. Незважаючи на значне зменшення цього показника, він залишається достатньо високим порівняно з існуючими на сьогодні газовими і бензиновими двигунами.

Слід відмітити суттєве зростання неповноти згоряння палива зі зменшенням навантаження двигуна – на режимі 25% ці втрати зростають до 33,5%. Це пояснюється роботою двигуна на вкрай збіднених паливо-повітряних сумішах. Відомо, що природний газ повністю згоряє в діапазоні $\alpha_{ц}=0,65...2,0$ [13]. Форкамерно-факельне запалювання в двигуні 11ГД100М дозволяє забезпечити надійне запалювання суміші і роботу двигуна в більш широких діапазонах коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{ц} = 1,8...3$, при цьому з'являється таке негативне явище, як неповнота згоряння природного газу.

Теплота, що передається через стінки циліндру складає 14,6...17,9% від теплоти згоряння палива. При зменшенні навантаження ці втрати спочатку збільшуються (до 50% N_e), потім дещо зменшуються. Зменшення відносної теплоти, що передається через стінки на режимах малих навантажень (що є не характерним для відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів), пояснюється перерозподілом складових внутрішнього балансу внаслідок суттєвої неповноти згоряння.

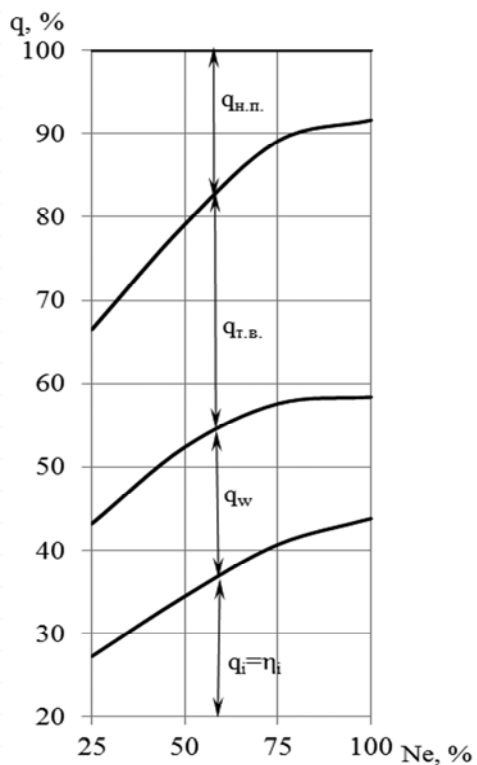


Рис. 1 – Вплив навантаження на складові внутрішнього теплового балансу в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М при $n=750$ хв.⁻¹

розрахунковому кроці. Цю температуру можна визначити за середніми температурами кожного елемента поверхні циліндру: гільзи, двох поршнів, КЗ та форкамери.

На основі експериментальних даних двигунів Д100 та ГД100М, що представлені в роботах [2, 3, 10] отримано залежність для визначення середньої температури стінки КЗ:

$$T_{(N_e, F_{cm})} = 486,4 + 0,0217 \cdot N_e - 900,6 \cdot F_{cm} + 1362,6 \cdot F_{cm}^2 + 0,056 \cdot N_e \cdot F_{cm}. \quad (3)$$

Середня інтегральна температура стінки входить безпосередньо до формули Ньютона-Ріхмана (1), а також використовується в декількох широко відомих формулах для коефіцієнта тепловіддачі, що у явному виді враховують променевий теплообмін в циліндрі.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовуються емпіричні залежності, запропоновані Г.Вошні, Г. Ейхельбергом, Г. Хохенбергом, В. Аннандом, Х. Цапфом, Г.Б. Розенблітом, Р.З. Кавтарадзе та інш. дослідниками. Розглянемо можливість застосування деяких залежностей в

Втрати теплоти згоряння палива з відпрацьованими газами на номінальному режимі складають 33,2% і зменшуються зі зменшенням навантаження, що відповідає характеру зміни цього показника для дизельних двигунів [9]. В традиційних бензинових і газових двигунах ці втрати навпаки зростають.

Таким чином, двигун 11ГД100М на номінальному режимі має показники теплового балансу, подібні відповідним показникам дизелів. При переході на часткові навантаження складові теплового балансу перерозподіляються і відрізняються від більшості відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів. Особливо відрізняється характер зміни втрат у стінки КЗ, що ускладнює вибір моделі теплообміну зі стінками.

При моделюванні процесу теплообміну, як правило, задають середнє значення температури стінки на даному

двотактному двигуні з форкамерно-факельним запалюванням та якісним сумішоутворенням.

Однією з перших залежностей для визначення коефіцієнта тепловіддачі була залежність, що запропонована Г. Ейхельбергом у 1939 р.:

$$\alpha = 7,684 \cdot C_m^{\frac{1}{3}} \sqrt{\rho \cdot T}, \quad (4)$$

де ρ – тиск у циліндрі, МПа;

T – температура робочого тіла у циліндрі, К;

C_m – середня швидкість поршня, м/с,

S – хід поршня, мм;

n – частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹.

У залежності Ейхельберга враховано вплив на тепловіддачу тільки конвекційного теплообміну між робочим тілом і стінками.

В. Аннанд у 1963 р. запропонував при визначенні α враховувати як конвекційний, так і радіаційний теплообмін:

$$\alpha = a \frac{\lambda_{cm}}{D} Re^b + c \frac{T^4 - T_{cm}^4}{T - T_{cm}}, \quad (5)$$

де λ_{cm} – теплопровідність суміші в циліндрі, Вт/(м·К);

Re – число Рейнольдса;

D – діаметр циліндра, м;

a, b, c – коефіцієнти.

Коефіцієнт a , що характеризує інтенсивність конвекційного теплообміну, вибирають в межах 0,25...0,8. Для чотиритактних двигунів його приймають ближчим до нижньої межі діапазону, для двотактних – ближчим до верхньої межі.

Коефіцієнт b приймають в діапазоні $b=0,7-0,8$ [11].

Коефіцієнт c характеризує інтенсивність радіаційного теплообміну при згорянні. Для процесів газообміну і стиску приймають $c=0$ Вт/(м²К⁴). Для процесу згоряння в дизелях $c=3,265 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²К⁴), в двигунах з іскровим запалюванням суміші $c=4,252 \cdot 10^{-9}$ Вт/(м²К⁴).

Згідно з моделлю Г. Вошні (1965-1968 рр.)

$$\alpha = C_0 \cdot D^{-0,2} (10p)^{0,8} T^{-0,53} \omega^{0,8}, \quad (6)$$

де ω – швидкість робочого тіла в циліндрі, м/с.

C_0 – константа, що визначається за результатами верифікації математичної моделі, звичайно $C_0=110..130$.

Швидкість робочого тіла включає дві складові, перше з яких враховує рух поршня і обертальний рух заряду, а друге – турбулентність від згоряння і радіаційний теплообмін:

$$w = C_1 \cdot C_m + C_2 \frac{T_r}{p_r V_r} V_h (p - p_n), \quad (7)$$

де p_n – тиск у циліндрі за умови відключення подачі палива, МПа

T_r , p_r , V_r – відповідно тиск і температура в циліндрі, а також об'єм циліндра в певний момент робочого процесу (момент початку згоряння або закриття впускного клапану) K , МПа, m^3 ;

V_h – робочий об'єм циліндра, m^3 ;

Константи C_1 і C_2 враховують вплив на швидкість робочого тіла умов протікання процесів в циліндрі. Для процесів газообміну $C_1=6,18$, $C_2=0 K^{-1}$. На такті стиску $C_1=2,28$, $C_2=0 K^{-1}$. На такті згоряння і розширення $C_1=2,28$, $C_2=3,24 \cdot 10^{-3} K^{-1}$ (для двигунів з нерозділеними камерами згоряння), $C_2=6,22 \cdot 10^{-3} K^{-1}$ (для двигунів з розділеними камерами згоряння).

Коефіцієнт C_1 моделі Г. Вошні був пізніше модифікований для врахування впливу на теплообмін тангенціальної складової швидкості робочого тіла. На тактах газообміну

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{C_T}{C_m}. \quad (8)$$

На тактах стиску і згоряння-розширення

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{C_T}{C_m}, \quad (9)$$

де C_T – тангенціальна складова швидкості робочого тіла в надпоршневій порожнині відносно поверхні стінок циліндра, м/с. Її значення визначають за формулою:

$$C_T = \frac{\pi \cdot D \cdot \omega_v}{60}, \quad (10)$$

де ω_v – кутова швидкість заряду циліндра, рад/хв. Її визначають на відстані $0,7S$ від головки циліндра за результатами експериментальних досліджень.

Г. Хохенберг відзначав, що використання α -формули Вошні призводить до занижених значень коефіцієнта тепловіддачі в процесі стиску і завищених значень цього коефіцієнту протягом згоряння-розширення. Як результат,

розраховані значення теплових потоків є більшими ніж дійсні значення. Він запропонував власну залежність:

$$\alpha = C_1 \cdot V^{-0,06} (10p)^{0,8} T^{-0,4} (C_m + 1,4)^{0,8}, \quad (11)$$

де C_1 – коефіцієнт. Рекомендовано приймати $C_1 = 130$.

Г.Б. Розенбліт в своїх роботах досліджував процеси теплообміну в циліндрі дизеля типу Д100 та отримав в результаті експериментальних досліджень α -формулу:

$$\alpha = C_1 \cdot \left(\frac{w_\tau}{D} \right)^{\frac{1}{2}} (\lambda C_p \rho)^{\frac{1}{2}} \left(1 + C_2 \frac{a W_{36}}{w_\tau^2} \right) + \varepsilon_\Sigma \cdot \sigma_0 \frac{T^4 - T_{cm}^4}{T - T_{cm}}, \quad (12)$$

де $a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$ – швидкість звуку;

$W_{36} = 2,43 \frac{n \cdot D}{k \cdot p} \frac{dp}{d\varphi}$ – швидкість звукових коливань;

k – показник адіабати;

w_τ – тангенціальна складова швидкості повітряного заряду в циліндрі;

ε_Σ – сумарна ступінь чорноти газів та полум'я;

Константи C_1 і C_2 для чотирьохтактних дизелів приймаються $C_1 = 4,34$ і $C_2 = 0,000219$; для двотактних дизелів з зустрічно рухомими поршнями $C_1 = 3,35$ і $C_2 = 0,027$; для двотактних дизелів з петлевою продувкою $C_1 = 3,93$ і $C_2 = 0,0063$.

Вище показано, що характер зміни складових теплового балансу двигуна 11ГД100М за навантаженням відрізняється від традиційних дизельних, газових та бензинових двигунів. Отже необхідно перевірити адекватність використання цих залежностей для дослідного двигуна в широкому діапазоні навантажень.

Адекватність моделей теплообміну перевірили співставленням результатів розрахунку сумарної за цикл кількості теплоти, що передається через стінку, із відповідною величиною внутрішнього теплового балансу двигуна. Емпіричні коефіцієнти α -формул (табл. 1) вибирали з пропонованих авторами цих формул діапазонів за умови забезпечення найменшої похибки розрахунку.

На рис. 2 наведені результати розрахунку коефіцієнту тепловіддачі в циліндрі двигуна 11ГД100М. Видно, що результати розрахунку добре корелюються з даними, наведеними в [3-8], як за абсолютними значеннями, так і за характером зміни α .

Таблиця 1 – Значення емпіричних коефіцієнтів для різних α -формул

Залежність для коефіцієнта тепловіддачі	В. Аннанда (8)	Г. Вошні (9)	Г. Хохенберга (11)	Г. Б. Розенбліта (12)
Значення емпіричних коефіцієнтів	$a=0,7$ $b=0,7$ $c=4,252 \cdot 10^{-9}$	$C_0=130$	$C_0=130$	$C_1=3,35$ $C_2=0,027$

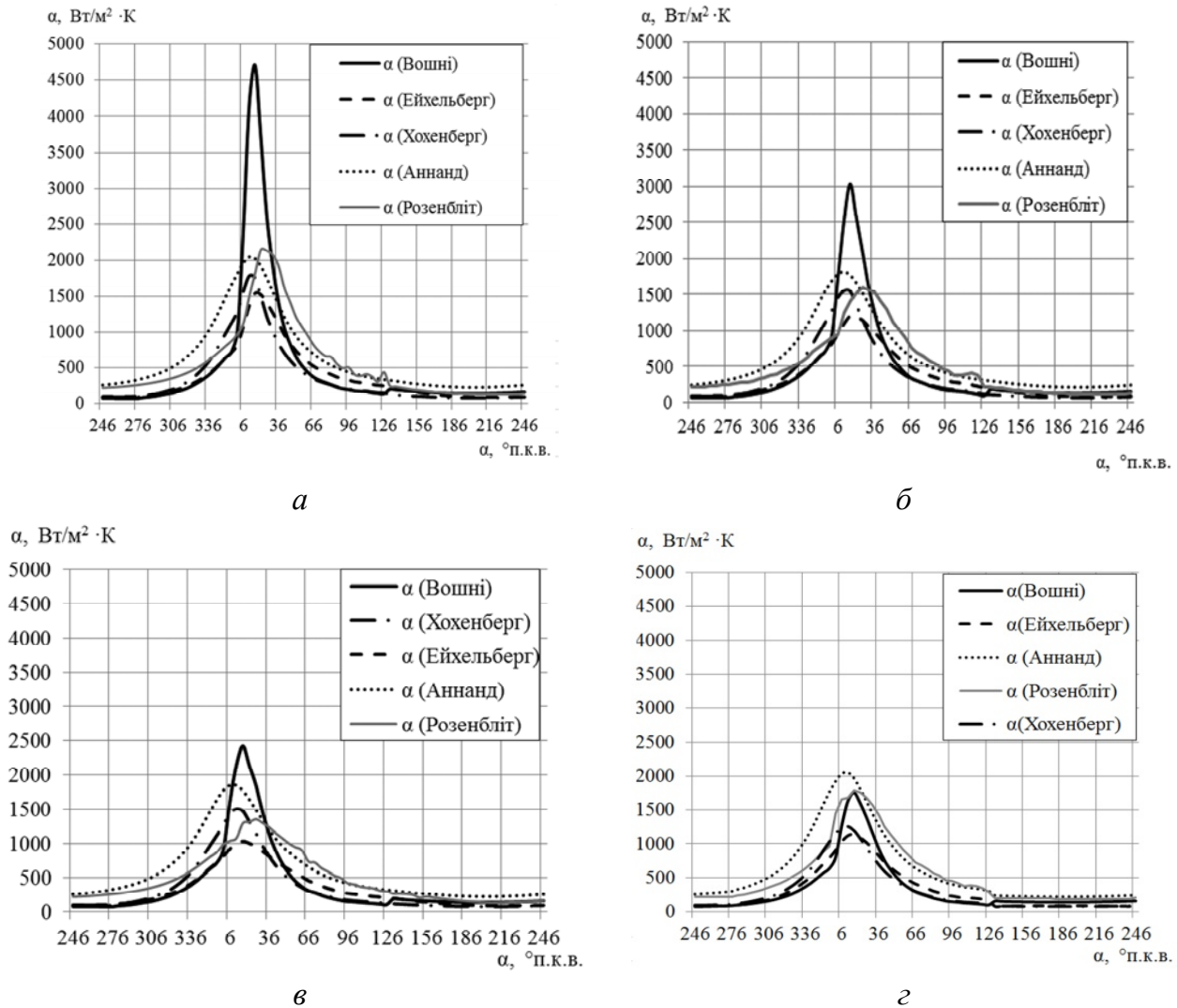


Рис. 2 – Значення коефіцієнту тепловіддачі від газів до стінки надпоршневої поверхні циліндру, розраховані за α -формулами:
 a – 100%Ne; $б$ – 75%Ne; $в$ – 50%Ne; $г$ – 25%Ne.

Похибки розрахунку загальної кількості теплоти, що передається через стінку циліндра q_w наведені – в табл. 2. Видно, що найбільшу точність забезпечує використання математичних моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта – середньоквадратична похибка в широкому діапазоні навантажувальних режимів складає відповідно 10,85 і 12,46 %. Залежності,

що запропоновані Г. Вошні, Г. Ейхельбергом та Г. Хохенбергом не забезпечують задовільної точності розрахунку за умови використання в них емпіричних коефіцієнтів, що запропоновані авторами цих залежностей. Крім того, характер зміни розрахованих значень q_w за цими α -формулами не відповідає експериментальним даним.

Таблиця 2 – Похибка розрахунку теплоти, що передається через стінки

Потужність, % Ne	Похибка розрахунку загальних втрат теплоти в стінки при використанні α -формул				
	Г. Ейхельберга	В. Аннанда	Г. Вошні	Г. Хохенберг	Г.Б. Розенбліт
100	23,77	4,62	0,22	37,74	4,30
75	37,06	10,03	29,32	46,43	9,39
50	48,89	16,30	45,43	53,91	22,59
25	37,30	9,15	36,11	42,57	1,89
Середньо-квadraticна похибка	37,82	10,85	32,51	45,55	12,46

Висновки. В роботі виконано дослідження і математичне моделювання теплообміну в циліндрі газового двигуна 11ГД100М, що має якісне сумішоутворення і форкамерно-факельне запалювання паливо-повітряної суміші. При цьому вирішені такі задачі:

1. Проаналізовано вплив навантаження на складові внутрішнього теплового балансу. Показано, що досліджуваний двигун на номінальному режимі має показники теплового балансу, подібні відповідним показникам дизелів. При переході на часткові навантаження складові теплового балансу перерозподіляються і відрізняються від більшості відомих конструкцій бензинових, дизельних і газових двигунів. Особливо відрізняється характер зміни втрат теплоти у стінки КЗ, що ускладнює вибір моделі теплообміну зі стінками.

2. Виконаний порівняльний аналіз втрат теплоти у стінки камери згоряння, визначених за різними моделями теплообміну. Підібрані емпіричні коефіцієнти розрахункових залежностей цих моделей. Показано, що найкраще погодження розрахункових та експериментальних результатів забезпечується при використанні моделей В. Аннанда та Г.Б. Розенбліта.

3. Запропоновані у роботі емпіричні залежності і коефіцієнти можна використовувати при аналізі і математичному моделюванні теплообміну в циліндрі двигуна 11ГД100М при його конвертації для роботи на низькокалорійних паливах.

Список літератури: 1. ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. Описание "UTECS-1000" [Электронный ресурс] / ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. – Режим доступа : http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru. 2. Генкин, К. И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К. И. Генкин, Д. Т.

Аксенов, Б. Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970. – 328 с. **3.** Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях / Г. Б. Розенблит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с. **4.** Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : учеб. Пособие / Р. З. Кавтарадзе. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с. **5.** Кабанов А. Н. Выбор методики расчета процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием / А. Н. Кабанов // Автомобильный транспорт. – 2012. – Вып.30. – С. 96 – 102. **6.** Lounici M. S. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied thermal Engineering. – 2011. №31. – P. – 319-328. **7.** Гайворонский А. И. Расчет теплообмена в камере сгорания быстроходного газового двигателя / А. И. Гайворонский, Р. З. Кавтарадзе // Транспорт на альтернативном топливе. – 2008. – №5. – С. 30 - 31. **8.** Ивановский В. Г. Моделирование и анализ рабочего процесса в системе параметрической диагностики судовых дизелей D4.0H / В. Г. Ивановский, Р. А. Варбанец // Науковий вісник ХДМІ. – 2010. - №1 (2). – С. 189 – 197. **9.** Вырубов, Д. Н. Двигатели внутреннего сгорания : теория поршневых и комбинированных двигателей : учеб. для вузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. ; под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с. **10.** Симсон А.Э. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания : учеб. для вузов / А. Э. Симсон, А.З. Хомич, А. А. Куриц и др. – 2-е изд. – М. : Транспорт, 1987. – 536 с. **11.** Ali Sanli. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine / Ali Sanli, Ahmet N. Ozsezen, Ibrahim Kilicaslan, Mustafa Canakci // Appl. Therm. Eng. – 2008. - №28. – С.1395–1404. **12.** Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності : монографія. – Харків : НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. **13.** Генкин К. И. Газовые двигатели / К. И. Генкин. – М. : Машиностроение, 1977. – 196 с.

Bibliography (transliterated): **1.** ZAO Ukrainskie tehnologii kogeneracionnyh sistem. Opisanie "UTECS-1000" [Jelektronnyj resurs] / ZAO Ukrainskie tehnologii kogeneracionnyh sistem. – Rezhim dostupa : http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru **2.** Genkin K. I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K. I. Genkin, D. T. Aksenov, B. N. Strunge. – L. : Nedra, 1970. – 328 p. **3.** Rozenblit G. B. Teploperedacha v dizeljah / G. B. Rozenblit. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 216 p. **4.** Kavtaradze R. Z. Lokalnyj teploobmen v porshnevyyh dvigateljah : ucheb. Posobie / R. Z. Kavtaradze. – M. : Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2001. – 592 p. **5.** Kabanov A. N. Vybor metodiki rascheta processa teplotdachi v gazovom dvigatele s iskrovym zazhiganiem / A. N. Kabanov // Avtomobilnyj transport. – 2012. – Vol.30. – pp. 96 – 102. **6.** Lounici M. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied thermal Engineering. – 2011. №31. – pp. 319-328. **7.** Gajvoronskij A. I. Raschet teploobmena v kamere sgoranija bystrohodnogo gazovogo dvigatelja / A. I. Gajvoronskij, R. Z. Kavtaradze // Transport na alternativnom toplive. – 2008. – №5. – pp. 30 -31. **8.** Ivanovskij V. G. Modelirovanie i analiz rabocheho processa v sisteme parametricheskoj diagnostiki sudovyh dizelej D4.0H / V. G. Ivanovskij, R. A. Varbanec // Naukovij visnik HDMI. – 2010. - №1 (2). – pp. 189 – 197. **9.** Vyrubov, D. N. Dvigateli vnutrennego sgoranija : teoriija porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej : ucheb. dlja vuzov / D. N. Vyrubov, N. A. Ivashhenko, V. I. Ivin i dr.; pod obshh. red. A. S. Orlina, M. G. Kruglova – 4-e izd. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 372 p. **10.** Simson A. Je. Teplovoznnye dvigateli vnutrennego sgoranija : ucheb. dlja vuzov / A. Je. Simson, A. Z. Homich, A. A. Kuric i dr. – 2-e izd. – M. : Transport, 1987. – 536 p. **11.** Ali Sanli. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine / Ali Sanli, Ahmet N. Ozsezen, Ibrahim Kilicaslan, Mustafa Canakci // Appl. Therm. Eng. – 2008. - №28. – pp.1395 – 1404. **12.** Pilov V. A. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivalosti micnosti : monografija. – Harkiv : NTU «HPI», 2001. – 332 p. **13.** Genkin K. I. Gazovye dvigateli / K. I. Genkin. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 196 p.

Надійшла (received) 20.03.2014