

УДК 621.431
М 67

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ПОРШНЕВОГО ДВИГУНА, ЩО ПРАЦЮЄ НА СИНТЕЗ-ГАЗІ

О. С. Митрофанов, аспірант

Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв

Анотація. Наведена математична модель робочого циклу поршневого двигуна внутрішнього згоряння, що працює на синтез-газі різного складу.

Ключові слова: синтез-газ, альтернативне паливо, енергетична установка, парова конверсія, параметри робочого процесу.

Аннотация. Представлена математическая модель рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания, который работает на синтез-газе разного состава.

Ключевые слова: синтез-газ, альтернативное топливо, энергетическая установка, паровая конверсия, параметры рабочего процесса.

Abstract. A mathematical operation cycle model of piston internal combustion engine working on synthesis gas of different composition is presented.

Keywords: synthesis gas, alternative fuel, power plant, steam conversion, parameters of operation process.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

На сьогодні у зв'язку з обмеженням запасом вуглеводневого палива і забрудненням навколишнього середовища нагальним є питання про підвищення економічності та зниження токсичності транспортних засобів, кількість яких з кожним роком стрімко зростає. Серед найбільш ефективних способів покращення експлуатаційних показників двигунів є застосування альтернативних видів палива, наприклад водню, що дозволяє значно підвищити паливну економічність та екологічні характеристики двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Одним з перспективних видів палива для ДВЗ є синтез-газ — суміш газів, основними компонентами якої є водень та оксид вуглецю. Синтез-газ може бути отриманий при утилізації тепла відхідних газів (ВГ) методом термохімічної регенерації. Він дозволяє

шляхом парової конверсії рідких вуглеводнів одержати синтез-газ із підвищеною масовою теплотворною здатністю в порівнянні з вихідним паливом.

Загальне завдання полягає у розробці адекватної математичної моделі робочого циклу ДВЗ і вивченні особливостей згоряння синтез-газу в циліндрі поршневого двигуна з іскровим запалюванням. Для вирішення цього необхідно розробити математичну модель, яка повинна відповідати наступним вимогам: бути адекватною дійсним процесам, що проходять у ДВЗ, та з достатньою точністю і повнотою відображати особливості даного способу утилізації тепла ВГ; легко трансформуватися та пристосовуватися до інших умов і схем утилізації тепла ВГ; забезпечувати визначення економічних та основних параметрів робочого циклу двигуна на розрахунковому режимі його роботи; забезпечувати необхід-

ну точність визначення параметрів у заданому діапазоні зміни режимів роботи двигуна.

Для відповідності зазначеним вимогам слід розробити таку аналітичну модель двигуна, в якій основні процеси відображалися б рівняннями, що базуються на відомих законах термодинаміки, газової динаміки і термохімії.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Попередній аналіз показав, що наявність водню у складі синтез-газу відіграє важливу роль у процесі згоряння [7, 8]. Сучасні комерційні програми розрахунку, в основу яких покладено розрахунок робочого процесу ДВЗ у диференціальній формі на базі квазістаціонарного підходу, наприклад Boost (AVL), WAVE (Ricardo), GT-Power (Gamma-Technologies), Дизель-ПК (МВТУ ім. Баумана), являють собою потужні інструменти, широко використовувані при проектуванні нових зразків двигунів. Проте вони не дозволяють урахувувати зміну складу синтез-газу, а саме наявність водню (40...70% за обсягом [5, 6, 9, 10]), яка вимагає внесення коригувань до рівнянь тепловиділення, а також зміни коефіцієнта надлишку повітря α , кута випередження запалювання Θ та ступеня стиснення ϵ .

У ході аналізу публікацій [2, 3] встановлено, що робочий процес двигуна, який працює на синтез-газі, досліджено в недостатній мірі, а також немає чітких рекомендацій щодо оптимальних параметрів робочого циклу.

МЕТА СТАТТІ — розробка адекватної математичної моделі робочого циклу поршневого двигуна з іскровим запаленням, що працює на синтез-газі різного складу.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Умовно математичну модель можна розділити на два блоки. Перший — безпосередньо робочий процес ДВЗ, що працює на синтез-газі. Другий — термохімічний розрахунок процесу парової конверсії біоетанолу.

Перший блок. Найбільш складним елементом першого блока є опис процесу згоряння синтез-газу в циліндрі двигуна. Тривалість згоряння для синтез-газу менша,

ніж для бензину. Це пов'язано насамперед з наявністю водню в складі синтез-газу. Відмітною особливістю згоряння такої суміші є різке наростання тиску, що супроводжується появою стукотів, тобто спостерігається детонаційне згоряння. Наявність водню вносить свої корективи в параметри робочого процесу двигуна. Так, для попередження детонаційного згоряння синтез-газу вимагають зміни та врахування такі параметри, як α , Θ , ϵ і тривалість згоряння ϕ_z .

Представлена модель робочого циклу дозволяє враховувати ці чинники з достатньою точністю. Зокрема, розглядається процес зміни заряду циліндра послідовно за кутом повороту колінчастого вала з визначенням можливої зміни маси цього заряду для кожного положення колінчастого вала. Фактор теплообміну в даній моделі визначається також для кожного приросту кута повороту колінчастого вала і відповідно враховується на всіх тактах робочого циклу.

Моделювання робочого циклу двигуна, що працює на синтез-газі, виконане в диференціальній формі на основі узагальненого опису основних процесів згоряння, з метою максимального узагальнення результатів дослідження.

Основні процеси робочого циклу ДВЗ прийнято відображати у вигляді індикаторної діаграми, побудова якої безпосередньо пов'язана з визначенням тиску в циліндрі у відповідних процесах робочого циклу двигуна: стиснення, згоряння, розширення.

В основі побудови лежить використання першого закону термодинаміки щодо виділеного об'єму [4]. У загальному вигляді він записується наступним чином:

$$dQ \pm \sum_1^n i_j dM_j = d(Mu) + pdV, \quad (1)$$

де dQ — елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла; $\sum_1^n i_j dM_j$ — потік ентальпії, внесеної (+) або винесеної (–) з елементарними масами dM_j по відношенню до об'єму V ; M — маса робочого тіла в циліндрі; u — питома внутрішня енергія робочого тіла; p — тиск у циліндрі.

Для отримання рівнянь швидкості зміни тиску в циліндрі за кутом повороту колінчастого вала щодо кожного процесу робо-

чого циклу розв'яжемо рівняння (1) разом з рівняннями збереження маси, стану, Майєра, теплопередачі та ряду залежностей, що зв'яже підведення теплоти з кількістю спалюваного палива і законом його згоряння. У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням

$$\frac{dp}{d\varphi} = p \left[\frac{q_u Q_n}{c_v T M} \cdot \frac{dx}{d\varphi} + \frac{1}{c_v T M} \cdot \frac{\sum_1^n dI_j}{d\varphi} + \frac{1}{v} \cdot \frac{dv}{d\varphi} - \frac{1}{c_v} \cdot \frac{d(c_v)_T}{d\varphi} - \frac{k}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \frac{1}{c_v T M \cdot 6n} \cdot \frac{dQ_w}{d\varphi} \right],$$

де Q_n — нижча теплота згоряння палива; dQ_w — обмін теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь; dI_j — елементарна ентальпія мас, що надходять до циліндра або залишають його; q_u — циклова доза палива; x — частка згорілого палива; c_v — питома ізохорна істинна теплоємність робочого тіла; T, p — відповідно температура й тиск робочого тіла; v — молярна маса; φ — поточне значення кута повороту колінчастого вала; k — показник адіабати; n — частота обертання колінчастого вала.

Визначення основних складових у рівняннях моделі. Для розв'язання отриманого рівняння необхідно його доповнити залежностями, які дозволять визначити основні складові.

Теплоту, що виділилася при згорянні палива, можна розділити на корисно використовувану і теплоту різного виду теплових втрат. Теплота, що сприймається внутрішніми поверхнями циліндра, складається з теплоти, переданої від газів стінкам робочого циліндра, кришки циліндрів, головки поршня в процесі стиснення, згоряння, розширення і випуску; частини теплоти тертя, а також теплоти, переданої поверхнями газувипускної системи ДВЗ. У загальному вигляді рівняння обміну теплоти зі стінками теплосприймаючих поверхонь можна записати як

$$\sum_1^l dQ_{cr} = \sum_1^l \alpha_{ri} F_i (T - T_{cri}) dt$$

де α_{ri} — коефіцієнт тепловіддачі від газів до i -ї теплосприймаючої поверхні; F_i — площа i -ї поверхні; T_{cri} — температура i -ї теплосприймаючої стінки; dt — час розрахункового кроку.

масу газів у циліндрі вважають незмінною, нехтуючи витоками в зазори. Тому при $M = \text{const}$ диференціал $d(Mu) = Mdu$.

Диференціальне рівняння швидкості зміни тиску в процесі стиснення, згоряння, розширення і випуску має вигляд

Елементарна ентальпія мас, що надходять до циліндра або залишають його, визначається за формулою

$$\sum_1^n dI = \sum_1^n c_{pmj} T_j dm_j;$$

де c_{pmj} — питома ізобарна середня теплоємність робочого тіла, що надходить до циліндра або залишає його; T_j — температура робочого тіла; dm_j — елементарна маса, що надходить до циліндра або залишає його.

Для визначення зміни маси газу в циліндрі (диференціала маси) використаємо рівняння

$$dM = G dt,$$

де G — миттєва витрата повітря або газу, що визначається за рівнянням витрати через переріз під дією відомого перепаду тисків:

$$G = \mu \rho w f, \quad (2)$$

де μ — коефіцієнт витрати клапана; ρ — густина газу в перерізі; w — швидкість потоку газу в мінімальному поперечному перерізі клапанної щілини; f — площа прохідного перерізу клапана.

Відмінність дійсної витрати газу від теоретичної враховується коефіцієнтом витрати. Для геометрично подібних клапанів його значення можна розрахувати за наявними залежностями [1] відповідно до безрозмірного підйому клапана h_k/d_k (відношення висоти підйому клапана до діаметра).

Визначивши w з рівняння Бернуллі, перетворимо рівняння (2) та отримаємо залежність

$$G = \mu f \psi \sqrt{\frac{p}{v}};$$

де ψ — функція витікання; p, v — відповідно тиск і питома об'єм газу перед перерізом.

Залежність питомої ізохоричної середньої теплоємності робочого тіла від температури $c_m = f(T)$ визначається за довідковими таблицями. При цьому для двигуна, що працює на синтез-газі, з метою обчислення питомої ізохоричної середньої теплоємності свіжого заряду і продуктів згоряння необхідно враховувати його склад за рівнянням теплоємності суміші газів

$$c_{vm} = \sum r_k c_{vmk};$$

де r_k — об'ємна частка кожного з компонентів у заряді; c_{vmk} — середня теплоємність компонентів.

Середня і дійсна теплоємності пов'язані між собою виразом

$$c_{vm} = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_v dT;$$

де $T_0 = 273 \text{ K}$ — початкова температура.

Поточний об'єм циліндра залежно від кута повороту колінчастого вала визначається за формулою

$$V(\varphi) = V_s \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\varphi) \right) \right],$$

де V_s — робочий об'єм циліндра; λ — стала кривошипно-шатунного механізму (відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна).

Виходячи з того, що ε — величина стала, приріст об'єму циліндра

$$dV = \frac{V_s}{2} \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right) d\varphi.$$

Відносна зміна об'єму циліндра визначається за формулою

$$\frac{dV}{Vd\varphi} = \frac{\left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\varphi) \right)}{2 \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2(\varphi) \right) \right]}.$$

Добуток швидкості відведення тепла від робочого тіла $dQ_w/d\varphi$ на $p/Mc_v T$ у загальному вигляді може бути записаний як

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{k-1}{V} \cdot \frac{KF(T - T_w)}{6n},$$

де F — площа поточної поверхні; V — поточний об'єм циліндра; n — частота обертання колінчастого вала; K — коефіцієнт теплопередачі від газу до рідини; T, T_w — відповідно температури газу та охолоджуючої рідини.

Визначення швидкості зміни тиску за кутом повороту колінчастого вала при згорянні й розширенні безпосередньо залежить від відносної швидкості тепловиділення $dx/d\varphi$. У двигунах із зовнішнім сумішоутворенням відбувається згоряння заздалегідь підготовленої паливоповітряної суміші й виділення теплоти визначається швидкістю поширення фронту полум'я. Швидкість тепловиділення може задаватися різними способами для різного типу двигунів. Зокрема, можуть застосовуватися емпіричні й напівемпіричні залежності. Ураховуючи, що процеси видимого згоряння керуються не хімічними, а фізичними законами, модель процесу згоряння, запропонована професором І. І. Вібе, певною мірою відображає фізичну сутність процесу згоряння і тому може бути використана для опису швидкості тепловиділення у двигуні, що працює на синтез-газі. Відповідно до [1] коефіцієнт тепловиділення при згорянні за Вібе визначається з формули

$$x = 1 - \exp \left(\ln(1 - x_z) \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right), \quad (3)$$

де x_z — коефіцієнт тепловиділення в момент завершення процесу згоряння; t/t_z — відносний час із моменту початку згоряння, що дорівнює безрозмірному куту повороту колінчастого вала двигуна φ/φ_z при сталій кутовій швидкості; t_z — загальна тривалість згоряння; m — емпіричний коефіцієнт характеру згоряння, який знаходиться у рекомендованих межах залежно від типу двигуна.

Визначальними параметрами при моделюванні процесу згоряння за допомогою формули (3) є x_z, m та t_z . Гарна збіжність результатів з дійсною характеристикою тепловиділення виходить при $x_z = 0,95$ [1]. Тоді вираз $\ln(1 - x_z)$ — величина стала, відповідно приймається $\ln(1 - x_z) = C = -2,9957$.

Швидкість тепловиділення при згорянні, яка необхідна для підстановки в диференціальне рівняння моделі процесу згоряння-розширення, отримана шляхом диференціювання рівняння (3). У результаті отримуємо

$$\frac{dx}{d(t/t_z)} = -C(m+1) \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \exp \left(C \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right).$$

У дизельних двигунах максимум тепло- виділення розташований ближче до початку згоряння, ніж у двигунах з примусовим запалюванням. Це відбивається на коефіцієнті m , значення якого для бензинових двигунів знаходиться в межах 3...4, а для дизельних — 0,3...0,7.

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{a \cdot \ln H_2 + b}{c \cdot \exp^{-d \cdot H_2}} \cdot \left(\frac{\varphi_i - \varphi_{\text{поч}}}{c \cdot \exp^{-d \cdot H_2}} \right)^{f \cdot \ln H_2 + g} \cdot \exp^{-h \cdot \left(\frac{\varphi_i - \varphi_{\text{поч}}}{c \cdot \exp^{-d \cdot H_2}} \right)^{f \cdot \ln H_2 + k}}, \quad (4)$$

де $a = 5,134$; $b = 17,428$; $c = 80,916$; $d = 1,733$; $f = 0,743$; $g = 1,523$; $h = 6,908$; $k = 2,523$ — емпіричні коефіцієнти; H_2 — вміст водню в синтез-газі, % від об'єму; $\varphi_{\text{поч}}$ — кут початку згоряння; φ_i — поточний кут згоряння.

Другий блок. Серед безлічі існуючих ендотермічних реакцій перевагу надано реакції парової конверсії біоетанолу. Вибір був зроблений за рядом критеріїв: приростом масової теплотворної здатності, теплою реакції та її температурним рівнем (який можна порівняти з температурою відхідних газів ДВЗ), швидкістю проходження реакції в конверторі, кількістю одержуваного водню і величиною середньої молекулярної ваги продуктів реакції, а також величиною утилізованого тепла.

Ступінь конверсії біоетанолу визначається за формулою з [10]

$$Q = - \sum_{j=1}^2 m_j \cdot h_j = [H_{\text{ЕіОН}}(T_2) - H_{\text{ЕіОН}}(T_1)] + R[H_{\text{Н}_2\text{О}}(T_2) - H_{\text{Н}_2\text{О}}(T_1)] + \xi_i \Delta_f H(T_2),$$

де $H_{\text{ЕіОН}}(T_2) - H_{\text{ЕіОН}}(T_1) = c_{p\text{ЕіОН}}(T_2 - T_1)$ — різниця молярних ентальпій біоетанолу; $H_{\text{Н}_2\text{О}}(T_2) - H_{\text{Н}_2\text{О}}(T_1) = c_{p\text{Н}_2\text{О}}(T_2 - T_1)$ — різниця молярних ентальпій води; R — мольне співвідношення вода/спирт; ξ_i — частка біоетанолу, що взяла участь у i -й реакції; $\Delta_f H(T_2)$ — стандартна ентальпія утворення i -ї речовини за i -ю реакцією при температурі T_2 ; T_1, T_2 — відповідно початкова й кінцева температури.

Нижча теплота згоряння синтез-газу відомого складу визначається за формулою

$$Q_{\text{н}}^{\text{Г}} = Q_{\text{н}}^{\text{H}_2} m_{\text{H}_2} + Q_{\text{н}}^{\text{CO}} m_{\text{CO}} + Q_{\text{н}}^{\text{CH}_4} m_{\text{CH}_4} + Q_{\text{н}}^{\text{C}_2\text{H}_4} m_{\text{C}_2\text{H}_4},$$

де $Q_{\text{н}}^{\text{H}_2}, Q_{\text{н}}^{\text{CO}}, Q_{\text{н}}^{\text{CH}_4}, Q_{\text{н}}^{\text{C}_2\text{H}_4}$ — відповідно нижчі теплоти згоряння водню, оксиду вуглецю, метану, ацетилену; $m_{\text{H}_2}, m_{\text{CO}}, m_{\text{CH}_4}, m_{\text{C}_2\text{H}_4}$ —

У двигунах, що працюють на синтез-газі, m, Θ та φ_z встановлюються індивідуально для кожного складу суміші. На основі експериментальних даних [7, 8] було отримане модифіковане рівняння І.І. Вібе, що враховує об'ємний вміст водню та оксиду вуглецю в складі синтез-газу:

$$X_{\text{ЕіОН}} = \frac{n_{\text{ЕіОН}}^{\text{in}} - n_{\text{ЕіОН}}^{\text{out}}}{n_{\text{ЕіОН}}^{\text{in}}} \cdot 100 \% ;$$

де $n_{\text{ЕіОН}}^{\text{in}}, n_{\text{ЕіОН}}^{\text{out}}$ — молярні потоки відповідно на вході й виході з реактора.

У загальному вигляді рівняння енергетичного балансу для хіміко-технологічної системи, в якій не здійснюється робота, можна подати як

$$- \sum_{j=1}^l m_j \cdot h_j = Q, \quad (5)$$

де m_j — матеріальний потік через j -й вхід або вихід; h_j — питома ентальпія j -го потоку; Q — швидкість підведення теплоти до системи.

Для визначення кількості підведеної теплоти в розрахунку на 1 моль біоетанолу, що надходить у реактор, рівняння балансу енергії (5) набуде вигляду

об'ємні частки водню, оксиду вуглецю, метану, ацетилену в синтез-газі відповідно.

Для оцінки адекватності моделі виконано зіставлення розрахункових та експериментальних значень тиску газів у циліндрі двигуна 1Ч 8,5/8,8 [7, 8]. Порівнювалися експериментальні дані на режимі потужності 0,8 кВт при частоті обертання колінчастого вала $n = 1000$ об/хв і результати розрахунків за моделлю робочого циклу двигуна, що працює на синтез-газі. При цьому склад синтез-газу — 67 % водню і 33 % оксиду вуглецю. Результати порівняння наведені на рисунку.

У той же час використання будь-яких математичних моделей, особливо моделей новостворюваних об'єктів, припускає експериментальну перевірку ідентичності ре-

зультатів моделювання та поведінки натурального об'єкта.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена математична модель робочого циклу ДВЗ з іскровим запаленням, що працює на синтез-газі. Відмінною особливістю даної моделі є врахування різного складу синтез-газу. 2. На основі експериментальних даних запропоновано модифіковане рівняння І.І. Вібе (4), що враховує об'ємний вміст водню та оксиду вуглецю в складі синтез-газу. 3. Результати оцінки адекватності моделі задовільно узгоджуються з даними інших авторів (максимальне середньоквадратичне відхилення розрахункових даних, отриманих на основі математичної моделі, не перевищує 9 %). Однак ці порівняння є недостатньо коректними, оскільки відсутня

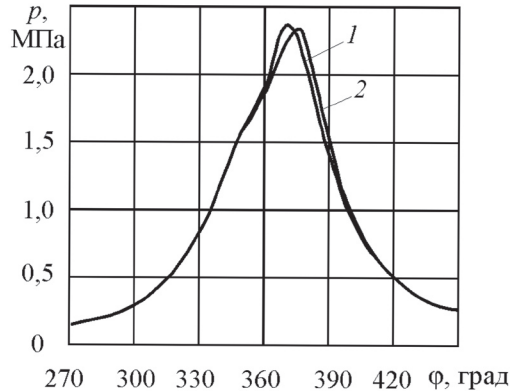


Рис. Порівняння експериментальної (1) та розрахункової (2) індикаторних діаграм

достовірна інформація про умови експериментів. Для надійного підтвердження адекватності математичної моделі потрібні експериментальні дослідження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] *Вырубов, Д. Н.* Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] : учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин [и др.]; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1983. — 372 с.
- [2] *Носач, В. Г.* Повышение КПД парогазовых установок за счет конверсии природного газа в продуктах сгорания [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 5. — С. 29–33.
- [3] *Носач, В. Г.* Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. — 2009. — Т. 31, № 3. — С. 42–50.
- [4] *Петриченко, Р. М.* Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: алгоритмы прикладных программ [Текст] : учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Р. М. Петриченко, С. А. Батулин, Ю. Н. Исаков [и др.]; под ред. Р. М. Петриченко. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. — 328 с.
- [5] *Arteaga, L. E.* Bioethanol steam reforming for ecological syngas and electricity production using a fuel cell SOFC system [Text] / L. E. Arteaga [et al.] // Chemical Engineering J. — 2008. — № 136. — P. 256–266.
- [6] *Aupretre, F.* Ethanol steam reforming over $Mg_xNi_{1-x}Al_2O_3$ spinel oxide-supported Rh catalysts [Text] / F. Aupretre [et al.] // J. of Catalysis. — 2005. — № 233. — P. 464–477.
- [7] *Shudo, T.* Combustion Characteristics of H_2 -CO-CO₂ Mixture in an IC Engine [Text] / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. — 2001. — 5–8 March. — P. 105–115.
- [8] *Shudo, T.* Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases [Text] / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. — 2004. — 8–10 June. — P. 23–31.

- [9] *Sun, J.* Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application [Text] / J. Sun [et al.] // Intern. J. of Hydrogen Energy. — 2004. — № 29. — P. 1075–1081.
- [10] *Vizcaino, A. J.* Ethanol steam reforming on Ni/Al₂O₃ catalysts: Effect of Mg addition [Text] / A. J. Vizcaino [et al.] // Intern. J. of Hydrogen Energy. — 2008. — № 33. — P. 3489–3492.