УДК 621.43

А.П. Марченко, А.А. Осетров, О.Ю. Линьков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Проанализирован спектр моделей, описывающих процесс сгорания в дизеле. Предложена математическая модель расчета процесса сгорания в быстроходном дизеле, сочетающая как простоту использования, так и учет основных факторов, оказывающих влияние на процесс сгорания. Результаты верификации предложенной модели позволяют рекомендовать ее для решения широкого круга оптимизационных задач.

Актуальность проблемы

Математическое моделирование позволяет значительно ускорить и удешевить процесс разработки новых изделий. В двигателестроении одними из наиболее сложных и недостаточно изученных процессов является процесс сгорания топлива. Этот процесс сопровождается и определяется рядом других процессов и явлений.

Наиболее сложные математические модели сгорания включают детальное описание различных процессов, имеющих место в камере сгорания. Так, в работах [1-5] рассматриваются движение струй топлива и воздушного заряда, их взаимное перемешивание, гидродинамические явления, процессы тепло- и массообмена, испарения, химическая кинетика сгорания и другие явления.

Данные модели успешно используют при исследованиях процесса сгорания, оптимизации конструкции и выборе параметров двигателей. Вместе с тем, их верификация требует постановки и трудоемкой обработки результатов экспериментов, уточнения ряда эмпирических коэффициентов расчетных зависимостей.

Широкое распространение получили эмпирические или полуэмпирические модели сгорания, позволяющие описать форму кривой тепловыделения в цилиндре двигателя [6-9]. Такие модели отличаются простотой описания и универсальностью использования. Например, в модели проф. Вибе И.И. [6] скорость сгорания и доля выгоревшего топлива описываются полуэмпирическими зависимостями:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{m+1}{\varphi_z} \overline{\varphi}^m \exp(C\overline{\varphi}^{m+1}) ; \qquad (1)$$

$$x = 1 - \exp(C\overline{\phi}^{-m+1}), \qquad (2)$$

где $\phi = \phi_{\phi_z}$, ϕ , ϕ_z - соответственно относительная продолжительность сгорания, текущая продолжи-

тельность от начала сгорания, телущат продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала; С – константа (например, при условии окончания сгорания в момент $x = x_z = 0,999$, C = ln (1-0,999) = -6,908); m-показатель характера сгорания (для дизелелей $-0,3 \le m \le 0,7$).

Использование моделей данного класса целесообразно для описания сгорания в конкретном двигателе на одном режиме его работы. При изменении какого-либо конструктивного или регулировочного параметра двигателя либо условий его работы адекватность вычислений снижается.

Вышесказанное позволяет сделать вывод о том, что разработка математической модели процесса сгорания, которая с одной стороны учитывает физические и химические процессы, происходящие в цилиндре дизеля, а с другой стороны отличается универсальностью и относительной простотой ее использования является актуальной задачей.

Анализ публикаций, посвященных решению проблемы

Большинство задач, возникающих в практике проектирования и исследования различных дизелей можно решить с использованием моделей промежуточного типа [10-15].

Наиболее простые модели данного типа описывает процесс сгорания с помощью зависимости (1) Вибе И.И. [14, 15]. Длительность сгорания φ_z и показатель характера сгорания *m* являются эмпирическими функциями от частоты вращения коленчатого вала, коэффициента избытка воздуха, длительности периода задержки воспламенения, доли топлива, поданного в ходе каждого из периодов сгорания и других факторов. Учитываются только основные факторы, определяющие процесс сгорания, и число их, как правило, небольшое – до 10. Чрезмерное упрощение реальных процессов в таких моделях ограничивает их применение в исследовательских целях.

Одной из наиболее удачных моделей, на наш взгляд, является математическая модель, предложенная учеником проф. Разлейцева Н.Ф., к.т.н. Филипковским А.И. [13]. Базируясь на модели проф. Вибе И.И., данная модель сочетает в себе как простоту вычислений, так и учет наиболее влияющих на процесс сгорания факторов.

Известно, что характеристика тепловыделения зависит от многих факторов: интенсивности впрыскивания и качества распыливания топлива, воздушно-топливного соотношения, интенсивности турбулизации заряда цилиндра, режима работы двигателя и др. Учесть все множество влияющих факторов двумя коэффициентами ϕ_{7} и *m* практически невозможно. Было определено, что показатель характера сгорания т постоянно изменяется по ходу процесса сгорания, что связано с изменением приоритетов и лимитирующей роли различных процессов (испарение, диффузия, химическая кинетика) - рис. 1. Из рис. 1 видно, что изменение показателя характера сгорания в достаточно широких пределах должно учитываться при построении расчетной модели процесса сгорания.



Рис. 1. Изменение показателя характера сгорания т по ходу цикла дизельного двигателя 4ЧН12/14

Филипковский А.И. предложил определять показатель характера сгорания m и продолжительность сгорания ϕ_z зависимости (1) проф. Вибе И.И. как функции от показателей процессов испарения, диффузии и химической кинетики реакций. В связи с переменной величиной показателя m при дифференцировании уравнения (2) получена зависимость, отличная от выражения (1):

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\exp(C\overline{\varphi}^{m+1})\frac{1}{\varphi_z}\left[(m+1)\overline{\varphi}^m + \overline{\varphi}^{m+1}\ln\overline{\varphi}\frac{dm}{d\overline{\varphi}}\right].$$
(3)

В этой модели принято, что развитие цепных реакций начинается с момента начала впрыскивания топлива в цилиндр дизеля, а не с начала сгорания, как в модели проф. Вибе И.И. Кроме того, кривая скорости тепловыделения, рассчитанная по данной модели, имеет один пик, что характерно для среднеоборотных дизелей..

Расчеты кривых тепловыделения, выполненные по модели Филипковского А.И. для среднеоборотных дизелей типа ЧН 26/34 и ЧН 32/32 с объемным смесеобразованием, показали хорошее совпадение с экспериментальными данными при однопиковом характере математического описания процесса тепловыделения. Вместе с тем, практика применения данной модели для быстроходных автотракторных дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием не дала положительных результатов. Расхождение расчетных и экспериментальных данных наиболее велико на частичных режимах, где кривая скорости тепловыделения имеет явный двухпиковый характер.

Несмотря на отмеченные проблемы, модель Филипковского А.И., на наш взгляд, обладает потенциальными возможностями для дальнейшего усовершенствования. Очевидно, необходимо адаптировать данную модель к учету особенностей быстроходных дизелей, а также режимов средних и малых нагрузок.

Описание предлагаемой математической модели сгорания

Нами предложено описывать дифференциальную характеристику тепловыделения двумя кривыми, соответствующими периодам вспышки (или «быстрого» сгорания) и диффузионного сгорания [21]:

$$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{I} = -A \cdot C \cdot \exp(C \cdot \overline{\varphi_{I}}^{m_{I}+1}) \frac{6n}{\varphi_{zI}} \times \left[(m_{I}+1)\overline{\varphi_{I}}^{m_{I}} + \overline{\varphi_{I}}^{m_{I}+1} \ln \overline{\varphi_{I}} \frac{dm_{I}}{d\overline{\varphi_{I}}}\right]; \qquad (4)$$
$$\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{II} = -C \cdot \xi_{s} \cdot S \cdot \exp(C\overline{\varphi_{II}}^{m_{II}+1}) \frac{6n}{\varphi_{z_{II}}} \times \left[(m_{II}+1)\overline{\varphi_{II}}^{m_{II}} + \overline{\varphi_{II}}^{m_{II}+1} \ln \overline{\varphi_{II}} \frac{dm_{II}}{d\overline{\varphi_{II}}}\right], \qquad (5)$$

где A – коэффициент, учитывающий влияние доли испарившегося за период задержки воспламенения топлива на скорость быстрого сгорания; C – коэффициент, учитывающий полноту сгорания топлива; $\xi_{\rm B}$ – степень эффективного использования воздушного заряда; S – коэффициент, учитывающий долю топлива, сгоревшего за период вспышки (увязка двух периодов); n – частота вращения коленчатого вала.

Индексом «І» обозначены параметры в процессе вспышки, индексом «ІІ» – в процессе диффузионного сгорания.

Показатели динамики для соответствующих периодов сгорания:

$$m_{I} = 4 \cdot \bar{\phi}_{mI} \cdot \left(1 - \bar{\phi}^{-\bar{\phi}_{mI}}\right); \tag{6}$$

$$m_{II} = 9 \cdot \overline{\phi}_{mII} \cdot \left(1 - \overline{\phi}^{\overline{\phi}_{mII}}\right), \tag{7}$$

где ϕ_{ml} и ϕ_{mll} - относительные моменты достижения максимальной скорости тепловыделения; ϕ_{l} и ϕ_{ll} – относительные углы поворота коленчатого вала: $\phi_{l} = \phi/\phi_{Zl}$, $\phi_{ll} = \phi/\phi_{Zl}$; ϕ – текущий угол поворота коленчатого вала с момента начала сгорания топлива; ϕ_{Zl} , ϕ_{Zll} – соответственно продолжительность быстрого и диффузионного сгорания.

На каждом расчетном участке осуществляется сравнение величин $\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{I}$ и $\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)_{II}$. Итоговая рас-

четная скорость тепловыделения $\frac{dx}{d\varphi}$ принимается равной большей из этих двух скоростей.

Суммарное количество выгоревшего топлива

определятся интегрированием функции $dx/d\varphi$ на участке сгорания

$$x = \int_{\varphi_{n}}^{\varphi_{k}} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi , \qquad (8)$$

где ϕ_H , ϕ_k – соответственно моменты начала и окончания сгорания топлива.

В формулы (4) – (7) входят параметры A, $\overline{\phi}_{ml}$ и $\overline{\phi}_{mll}$, ϕ_{Zl} и ϕ_{Zll} , $\xi_{\rm B}$, которые в отличие от параметров известных формул Вибе И.И. учитывают особенности протекания процессов топливоподачи, смесеобразования, испарения, сгорания, а также взаимодействие этих процессов между собой.

При обобщении данных, полученных обработкой экспериментальных индикаторных диаграмм, предложены эмпирические зависимости для определения относительного момента достижения максимальной скорости тепловыделения в ходе периодов сгорания:

$$\overline{\phi}_{mI} = 0.8 + \frac{0.03 \cdot b_u \cdot \phi_{ZI}}{6 \cdot n}; \qquad (9)$$

$$\bar{\phi}_{mll} = 0.16 + \frac{0.03 \cdot b_u \cdot \phi_{Zll}}{6 \cdot n}, \quad (10)$$

где *b*_{*u*} – относительная константа испарения.

Относительная константа испарения

$$b_{H} = K_{H} / d_{32}^{2}, \tag{11}$$

где K_H – константа испарения, рассчитываемая для среднего диаметра капель по Заутеру d_{32} .

Согласно оценке проф. Разлейцева Н.Ф. [2] при испарении топлива в цилиндре дизеля в процессе горения средняя величина константы испарения

$$K_{\rm HT} = (10^6 \, p_c)^{-1}, \qquad (12)$$

где p_c – давление в цилиндре в конце условно продолженного до ВМТ сжатия.

Теоретическая константа K_{HT} не учитывает увеличение скорости испарения капель при горении, влияние величины капель, скорости и частоты турбулентных вихрей, возникающих в цилиндре дизеля. Эта зависимость в практических расчётах может быть учтена поправочной функцией Y:

$$K_{II} = Y \cdot K_{IIT} \,. \tag{13}$$

В работе [13] предложена следующая формула для определения поправочной функции:

$$Y = y (W_T d_{32})^{0.75} p_C^{0.25}, (14)$$

где у - постоянный эмпирический коэффициент, зависящий от конструкции камеры сгорания и учитывающий влияние неучтённых второстепенных факторов; W_T – тангенциальная скорость движения заряда в камере сгорания; p_c – расчетное давление в конце условно продолженного до ВМТ сжатия.

Поправочная функция *Y* может быть определена по формуле [16]:

$$Y = (1...1, 2)d_{32}(W_T \cdot n)^{0.5}.$$
 (15)

В соответствии с исходной моделью [13] продолжительность диффузионного сгорания

$$\tau_{JI} = \tau_{snp} + \tau_{sur}, \qquad (16)$$

где τ_{gnp} – продолжительность впрыскивания топлива; τ_{gbl2} – продолжительность выгорания топлива после окончания впрыскивания.

Продолжительность выгорания топлива τ_{GMZ} характеризуется временем испарения и выгорания крупных капель, поступивших в цилиндр дизеля в конце впрыскивания. Это время зависит от мелкости распыливания, характера распределения капель, параметров рабочего тела в цилиндре, воздухо-топливного отношения и др. τ_{GMZ} можно определить по формуле [2]:

$$\tau_{\rm sbir} = K_{\alpha} \tau_{\rm ucn},\tag{17}$$

где τ_{ucn} – продолжительность испарения крупных капель топлива; K_{α} - поправочная функция, учитывающая время выгорания паров топлива.

Продолжительность испарения крупных капель топлива:

$$\tau_{ucn} = \frac{d_K^2}{K_H},\tag{18}$$

где *d_K* – средний диаметр крупных капель топлива, поступивших в конце топливоподачи.

В работе [2] предложено определять диаметр крупных капель по формуле:

$$d_{K} = \boldsymbol{B} \cdot \boldsymbol{d}_{32}. \tag{19}$$

В этой формуле коэффициент размера

$$B = 1,5 + 0,018 \exp\left(\Delta p \frac{0.272}{f_i}\right), \qquad (20)$$

где Δp_{fi} - среднее значение перепада давлений при впрыскивании, МПа.

Поправочную функцию на время выгорания паров топлива можно определить по зависимости [2]:

$$K_{\alpha} = 1 + \frac{A_3 K_{H}}{(\alpha - 1)},$$
 (21)

где α – коэффициент избытка воздуха в цилиндре; A_3 – коэффициент, который определяется при идентификации экспериментальных данных ряда двигателей и может быть принят равным 2.5 · 10⁶.

Нами предложено определять продолжительность быстрого сгорания как функцию от длительности периода задержки воспламенения:

$$\tau_{ZI} = \tau_i \cdot K_{\alpha} \,, \tag{22}$$

где τ_i – период задержки воспламенения, с.

Если перейти к углу поворота коленчатого вала, то продолжительность быстрого и диффузионного сгорания определяются соответственно по формулам:

$$\varphi_{ZI} = \tau_{ZI} \, 6n \; ; \tag{23}$$

$$\varphi_{ZII} = \varphi_{snp} + \tau_{sur} 6n.$$
 (24)

При разработке модели принято допущение о том, что в наибольшей степени скорость сгорания в ходе вспышки зависит от количества топлива, испарившегося за период задержки воспламенения. В свою очередь, при расчете первого пика скорости тепловыделения коэффициент, учитывающий влияние доли испарившегося за период задержки воспламенения топлива,

$$A = K_I \cdot \sigma_I, \qquad (25)$$

где σ_I – относительное количество поданного за период задержки воспламенения ϕ_I топлива; K_I – коэффициент пропорциональности.

В работе [17] предложено динамику тепловыделения в ходе диффузионного сгорания корректировать коэффициентом ξ_6 , представляющим собой степень эффективного использования воздушного заряда цилиндра:

$$\xi_B = \frac{\alpha_m}{\alpha},\tag{26}$$

где α_m – средний коэффициент избытка воздуха в зоне горения; α – расчетное значение коэффициента избытка воздуха в цилиндре для сгорания всей порции топлива.

Коэффициент $\xi_{\rm B}$ учитывает взаимодействие топливного факела со стенкой камеры сгорания и другие факторы, приводящие к уменьшению коли-

чества окислителя, попадающего в зоны горения. В работе [2] приведена методика определения данно-го коэффициента.

Из описания расчетных формул видно, что разработанная математическая модель увязывает динамику тепловыделения с параметрами топливоподачи (перепад давлений при впрыскивании Δp_{fi} и средний диаметр капель d_{32}), смесеобразования (коэффициент избытка воздуха в цилиндре α , тангенциальная скорость движения заряда в камере сгорания W_T), режима работы (частота вращения n, давление p и температура T в цилиндре), физикохимическими свойствами топлива и другими важнейшими факторами, определяющими протекание процесса сгорания.

Разработанная математическая модель сгорания интегрирована в термодинамическую модель замкнутого цикла рабочего процесса двигателя со свободным турбокомпрессором. Программный код реализован в среде визуального программирования Delphi.

Адекватность математической модели оценивалась по результатам экспериментальных исследований, проведенных на двигателе СМД-23 (4ЧН12/14). Краткая техническая характеристика двигателя приведена в табл. 1.

Таблица 1. Краткая техническая характери-

стика дизеля Смд-25	
Число и расположение цилиндров	4
Диаметр цилиндра, мм	120
Ход поршня, мм	140
Геометрическая степень сжатия	15,5
Номинальная мощность, кВт	120
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	2000
Максимальный крутящий момент, Н м	668
Частота вращения на режиме максималь-	
ного крутящего момента, мин ⁻¹	1500

Моторные испытания проводились на режимах нагрузочных характеристик с частотами вращения коленчатого вала, соответствующими номинальной мощности n = 2000 мин⁻¹ и максимальному крутящему моменту n = 1500 мин⁻¹.

Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик тепловыделения и индикаторных диаграмм приведено на рис. 2. Видно, что предлагаемая математическая модель обеспечивает удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала двигателя.



цилиндре дизеля.

дователей [18-20].

точность расчета образования вредных веществ в

модели проверялась также по ее реакции на изме-

нение влияющих параметров – степени сжатия,

продолжительности впрыскивания и угла опереже-

ния впрыскивания (рис. 3). Видно, что полученные

тенденции и численные данные логичны и не противоречат аналогичным сведениям других иссле-

Адекватность разработанной математической

Точное описание процесса сгорания важно при моделировании образования в цилиндре вредных веществ. Например, погрешность при определении температуры в цилиндре 80–90К приводит к изменению расчетного выхода NO на 30%, при ошибке определения температуры в 190 К изменение расчетного выхода NO составляет 2,7 раза [18]. Очевидно, что использование предлагаемой математической модели вместо эмпирических или полуэмпирических моделей позволит повысить

 $dx/d\varphi$, $rp.n.\kappa.e^{-1}$ Р, МПа 15.5 ε = 15,5 = 14 3 16 = 318.5 $\varepsilon = 17.$ 0,04 $\varepsilon = 14$ $\varepsilon = 18,5$ 12 0,03 8 0,02 0,01 4 0 0 *ф, гр.п.к.в*. 360 370 380 390 340 350 350 360 370 380 340 390 ф, гр.п.к.в. a) б) $dx/d\varphi$, $rp.n.\kappa.e^{-1}$ $\varphi_{B\Pi P} = 20 \ гр. \ n.к.в.$ Р, МПа $\varphi_{B\Pi P} = 20$ гр. п.к.в. $\varphi_{B\Pi P} = 24 \ rp. \ n.\kappa. e.$ $\varphi_{B\Pi P} = 24 \text{ ep. } n.\kappa. \theta.$ 16 - 28 гр. п.к.в. 0,04 *<i>Фвпр* 28 гр. п.к.в. о_{ВПР} = $\varphi_{BMP} = 32 \ rp. \ n.\kappa. e.$ 12 <u>32</u> гр. п.к.в. $\varphi_{R\Pi I}$ 0,03 8 0,02 0,01 4 0 0 360 350 340 370 380 390 ф, гр.п.к.в. 350 360 370 380 390 ф, гр.п.к.в. 340 г) в) $dx/d\varphi$, $rp.n.\kappa.e^{-1}$ Р. МПа $\varphi_{O\Pi} = 25 \ гр. \ n.к.в.$ $\varphi_{O\Pi} = 25 \ гр. \ n.к.в.$ $\varphi_{O\Pi} = 20 \ гр. \ n. \kappa. в.$ $\varphi_{\phi\Pi} = 20 \ rp. \ n. \kappa. e.$ 16 $\varphi_{O\Pi} = 15 \ rp. \ n.\kappa. e.$ 0,04 15 гр. п.к.в. *Фоп* = $\varphi_{OII} = 10 | rp. n. \kappa. e.$ 10 гр. п.к.в. 12 Фоп 0.03 8 0,02 0,01 4 0 ⁰340 370 380 340 350 360 390 350 *ф, гр.п.к.в*. 360 370 380 390 *ф*, гр.п.к.в. ∂) e)



Можно заключить, что разработанная математическая модель позволяет не только с достаточной точностью описать динамику тепловыделения, но и адекватно реагирует на изменение конструктивных и регулировочных параметров дизеля.

Выводы

1. Разработана математическая модель сгорания топлива в цилиндре дизеля, отличающаяся простотой идентификации и использования, и в то же время учитывающая влияние на сгорание процессов испарения, диффузии и химической кинетики реакций.

2. Предложенные уточнения в базовой модели сгорания позволяют ее использовать для широкого диапазона режимов работы двигателей различных размерностей.

3. Математическая модель позволяет с высокой точностью описать протекание сгорания, что в свою очередь, дает возможность повысить точность расчета образования вредных веществ в цилиндре дизеля.

4. Разработанная модель адекватно реагирует на изменение конструктивных и регулировочных параметров двигателя, что позволяют ее использовать для решения широкого круга оптимизационных задач.

Список литературы:

1. Кулешов А. С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А. С. Кулешов, I. В. Грехов. - М. : МГТУ, 2000. - 64 с. 2. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. - Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. - 169 с. 3. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000. 4. Prediction of turbulence controlled combustion in diesel engines / F. Chmela, M. Engelmayer, G. Pirker, A. Wimmer // THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid dynamic Processes in Diesel Engines, 2004. 5. A Physics and Tabulated Chemistry Based Compression Ignition Combustion Model: from Chemistry Limited to Mixing Limited Combustion Modes / N. Bordet, C. Caillol, P. Higelin, V. Talon // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles. - 2011. - Vol. 66, №. 5. - Р. 823-843. 6. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М. – Свердловск : Машгиз, 1962. – 272 с. 7. Гончар Б. М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей / Б. М. Гончар // Энергомашиностроение. - 1968. - №7. - С. 34-35. 8. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, Г. П. Пугачев - Л. : Машиностроение, 1974. -551 c. 9. Ramos J.I., Internal Combustion Engine Modeling / J. I. Ramos. - New York. : Hemisphere Publishing Corporation. - 1989. 10. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С. Семенов. – М. : В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с. 11. Варбанеи Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 / Р.А. Варбанец // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2006. - №8(34). – С 144-148. 12. Watson N. Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. Diesel Combustion and Emissions / N. Watson, A. D. Pilley, M. A. Marzouk // SAE P-86, Society of Automotive Engineers. – 1980. - Р. 51-63. 13. Филипковский Алексей Игоревич. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования : дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.02 / Филипковский Алексей Игоревич. – Харьков, 1988. - 250 c. 14. Hires S.D. The prediction for ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine / S. D. Hires, R. J. Tabaczunski, J. M. Novak // SAE Technical Paper 780232. - 1978. 15. Radica G. Expert System for Diagnosis and Optimisation of Marine Diesel Engines / G. Radica // Strojarstvo, 2008. - 50 (2). - P. - 105-116. 16. Марченко А. П. Влияние температуры стенок камеры сгорания на испарение и выгорание топлива в форсированных дизелях / А. П. Марченко, И. Н. Карягин, И. И. Сукачев // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2010. – С. 40-46. 17. Линьков Олег Юрьевич. Выбор и обоснование параметров смесеобразования и сгорания дизеля, работающего на альтернативных топливах : дис. ...канд. техн. наук : 05.05.03 / Линьков Олег Юрьевич. – Харьков, 2005. – 176 с. 18. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В. А. Звонов. - М. : Машиностроение, 1981. - 160 с. 19. Марков В.А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов М. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. - 160 с. 20. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливноэкологического критерия: монография / И. В. Парсаданов. - Х. : НТУ "ХПИ", 2003. - 244 с. 21. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines / Andrey Marchenko, Alexandr Osetrov, Oleg Linkov, Dmitry Samoilenko // Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications. / Edited by Zhen Fang. - Intech, 2013. - P.407-433. - ISBN 978-953-51-0910

Bibliography (transliterated):

1. Kuleshov A.S. Matematicheskoye modelirovaniye I kompyuternaya optimizatciya toplivopodachi I rabochih processov dvigateley vnutrennego sgoraniya / A. S. Kuleshov, I. V. Grehov. - M. : MGTU, 2000. - 64 s. 2. Razleytcev N. F. Modelirovaniye i optimizatciya processa sgoraniya v diselyah / N. F. Rasleytcev. - Harkov : Visha shkola. Isd-vo pri Hark. un-te, 1980. - 169 c. 3. A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high-speed DI diesel engines with common rail injection / C. Barba, C. Burjhardt, K. Boulouchos, M. Bargende // SAE Technical Paper 2000-01-2933, 2000. 4. Prediction of turbulence controlled combustion in diesel engines / F. Chmela , M. Engelmayer, G. Pirker, A. Wimmer // THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid dynamic Processes in Diesel Engines, 2004. 5. A Physics and Tabulated Chemistry Based Compression Ignition Combustion Model: from Chemistry Limited to Mixing Limited Combustion Modes / N. Bordet, C. Caillol, P. Higelin, V. Talon // Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP Energies nouvelles. - 2011. - Vol. 66, №. 5. - P. 823-843. 6. Vibe I. I. Novoye o rabochem cikle dvigateley / I. I. Vibe. - M. -Sverdlovsk : Mashgis, 1962. – 272 c. 7. Gonchar B. M. Chislennoye modelirovaniye pabochego processa diseley / B. M. Gonchar // Energomashinostroyeniye. - 1968. - №7. - C. 34-35. 8. Dyachenko N. H. Teoriya dvigateley vnutrennego sgoraniya / N. H. Dyachenko, A. K. Kostin, G. P. Pugachev. - L. : Mashinostroyeniye, 1974. - 551

s. 9. Ramos J.I., Internal Combustion Engine Modeling / J. I. Ramos. - New York. : Hemisphere Publishing Corporation. - 1989. 10. Semenov V. S. Sovremenniye problem teoriyi sudovih diseley / V. S. Semenov. - M. : V/O «Mortehinformreklama», 1991. - 112 s. 11. Varbanetc R. A. Parametricheskaya diagnostika diseley SBV6M540 i Pegaso 9156 / R. A.Varbanetc // Aviatsiyno-cosmichna tehnika i tehnologiya. - 2006. - №8(34). - C 144-148. 12. Watson N. Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation. Diesel Combustion and Emissions / N. Watson, A. D. Pilley, M. A. Marzouk // SAE P-86, Society of Automotive Engineers. - 1980. - P. 51-63. 13. Filipcovsciy Aleksey Igorevich. Sovershenstvovaniye rabochego prosessa diseley tipa CHN 32/32 na osnove fisicheskogo I matematicheskogo modelirovaniya : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.04.02 / Aleksey Igorevich Filipcovsciy. - Harkov, 1988. - 250 s. 14. Hires S.D. The prediction for ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine / S. D. Hires, R. J. Tabaczunski, J. M. Novak // SAE Technical Paper 780232. - 1978. 15. Radica G. Expert System for Diagnosis and Optimisation of Marine Diesel Engines / G. Radica // Strojarstvo, 2008. - 50 (2). - P. - 105-116. 16. Marchenko A. P. Vliyaniye temperature stenok kameri sgoraniya na

ispareniye I vigoraniye topliva v forsirovannih diselyah. / A. P. Marchenko, I. N. Karyagin, I,I, Sukachev // Dvigateli vnutrennego 2010. – C. 40-46. 17. Linkov Oleg sgoraniya. – Harkov, Uryevich.Vibor I obosnovaniye parametrov smeseobrasovsniya I sgoraniya diselya, rabotaushego na alternativnih toplivah : dis. ...cand. tehn. nauk : 05.05.03 / Oleg Uryevich Linkov. - Harkov, 2005. - 176 c. 18. Zvonov V. A. Tocsichnost dvigateley vnutrennego sgoraniya / V. A. Zvonov - M. : Mashinostroyeniye, 1981. - 160 s. 19. Markov V. A. Harakteristiki toplivopodachi transportnih diseley / V. A. Markov, V. G. Kislov, V. A. Hvatov. - M : Isd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 1997. - 160 s. 20. Parsadanov I. V. Povisheniye kochestva I konkurentosposobnosti diseley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monographiya / I. V. Parsadanov. - H.: NTU "HPI", 2003. - 244 s. 21. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines / Andrey Marchenko, Alexandr Osetrov, Oleg Linkov, Dmitry Samoilenko // Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications. / Edited by Zhen Fang. - Intech, 2013. - P.407-433. - ISBN 978-953-51-0910.

Поступила в редакцию 22.07.2013

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор по научной работе Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ ПАЛИВА В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ А.П. Марченко, О.О. Осетров, О. Ю. Линьков

Проаналізовано спектр моделей, що описують процес згоряння в дизельному двигуні. Запропонована математична модель розрахунку процесу згоряння в швидкохідному дизелі поєднує у собі як простоту використання, так і врахування основних факторів, що впливають на процес згоряння. Результати верифікації запропонованої моделі дозволяють рекомендувати її для рішення широкого кола оптимізаційних задач.

THE MATHEMATICAL MODEL OF FUEL BURNING PROCESS IN DIESEL

A.P. Marchenco, A.A. Osetrov, O.U. Linkov

The spectrum of models describing the combustion process in diesel are described. The mathematical model for calculating the combustion process in a high-speed diesel engine that combines both ease of use and consideration of key factors influencing the combustion process is proposed. The results verify the proposed model can be recommended to use it to solve a wide range of optimization problems.

УДК 621.43.054:662.758.2

В.А. Корогодский

ОРГАНИЗАЦИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Представлен анализ экспериментальных исследований двухтактного двигателя с искровым зажиганием по нагрузочным характеристикам. Исследования проводились с использованием карбюраторной системы питания (количественное регулирование мощности) и при непосредственном впрыске топлива (качественное регулирование мощности) и при непосредственном впрыске топлива (качественное регулирование мощности) с обогащением и обеднением топливно-воздушной смеси в расслоенном топливновоздушном заряде. Разработанный новый рабочий процесс с обеднением смеси и рациональным регулировании мощности (ΔP_s var) позволил более чем в 1,8 раза снизить расход топлива по сравнению с чисто качественным регулированием мощности ($\Delta P_s=0$) и более, чем в 10 раз сократить содержание CO и $C_m H_n$ в отработавших газах.

Введение и постановка проблемы. Одним из способов снижения расхода топлива и количества выбросов вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием (ИЗ) является переход от внешнего к внутреннему смесеобразованию [1].

Наиболее эффективно применение внутреннего смесеобразования в двухтактных ДВС с ИЗ. Это позволяет значительно, в 1,7÷1,83 раза, снизить расход топлива и в 7÷10 раз сократить выбросы продуктов неполного сгорания (СО, C_mH_n) с ОГ, что происходит за счет исключения потерь топлива при продувке и повышения индикаторного КПД (η_i). Для повышения η_i применяют обеднение топливно-воздушного заряда (ТВЗ) или его расслоение (РТВЗ) [2].

Организация внутреннего смесеобразования в двухтактных ДВС с ИЗ при непосредственном впрыскивании топлива (HBT) в цилиндр и изменении количества поступающего свежего заряда на впуске за счет дросселирования позволяет регулировать состав ТВЗ путем его расслоения. При этом организация интенсивной турбулизации обедненного состава ТВЗ во фронте пламени способствует эффективному протеканию процессов сгорания, что предопределяет получение высоких индикаторных показателей ДВС при ограниченных выбросах ВВ с ОГ. Поэтому направление исследований по поиску рационального способа регулирования мощности ДВС с ИЗ с использованием соответствующих организаций процессов внутреннего смесеобразования и сгорания расслоенного топливно-воздушного заряда является актуальным.

Анализ публикаций. Идея организации в ДВС рабочего процесса с РТВЗ запатентована еще Н. Отто в 1877 г. (патент Германии № 532) [3]. На сегодняшний день ведущими мировыми производителями двигателей (Audi, Fiat, Ford, Honda, Isuzu, Mazda, Mercedes, Mitsubishi, Nisan, Orbital, Renault, Subaru, Toyota) проведены теоретические и экспериментальные исследования выпускаемых ДВС с ИЗ при НВТ, которые доказывают перспективность применения рабочих процессов с РТВЗ, и соответственно, использование подобных силовых установок в автомобилестроении.

В результате анализа показателей ДВС с ИЗ при НВТ установлено, что наиболее целесообразно применение РТВЗ на частичных нагрузках до частоты вращения коленчатого вала двигателя n=3500 мин⁻¹[4].

Результаты исследований двухтактных ДВС (QUB) с ИЗ при НВТ и организации РТВЗ свидетельствуют, что минимальный удельный эффективный расход топлива (g_e =0,26÷0,360 кг/(кВт·ч)) и минимальное содержание СО, С_mH_n в ОГ (CH=350÷450 ppm) наблюдается (или имеет место) при работе ДВС на частичных нагрузках (в диапазонах *n*=2500÷3500 мин ⁻¹ и N_e =(0,7÷0,8) N_e max [5]. Показатели этих двигателей можно принять за ориентир при разработке и доводке новых рабочих процессов двухтактных ДВС с ИЗ при НВТ и использовании РТВЗ.

Терминология. В работе используется следующая терминология.

Количественное регулирование мощности (КолРМ) двигателя – регулирование мощности двигателя за счет изменения количества топливновоздушного заряда.

Качественное регулирование мощности (КачРМ) двигателя – регулирование мощности за счет изменения коэффициента избытка воздуха.

Цель и задачи исследований. Целью данной работы является экспериментальное определение рационального способа регулирования мощности двухтактного ДВС с ИЗ (ДН-4) в зоне основных эксплуатационных режимов работы в зависимости от нагрузки (P_e) по нагрузочной характеристике (при n=3000 мин⁻¹), который обеспечит лучшие показатели по топливной экономичности и выбросам BB с ОГ.

Анализ результатов экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования одноцилиндрового двухтактного двигателя ДН-4 (S/D=87/82) с ИЗ, кривошипно-камерной продувкой и воздушным охлаждением проводились при работе ДВС по нагрузочной характеристике при n=3000 мин⁻¹ в лаборатории кафедры ДВС НТУ «ХПИ».

На рис. 1-3 приведены результаты исследований показателей двигателя ДН-4 при работе с карбюраторной системой питания (внешнее смесеобразование, КолРМ, геометрическая степень сжатия $\varepsilon_{\text{геом}}$ =8,4) и с системой НВТ (внутреннее смесеобразование, КачРМ, геометрическая степень сжатия $\varepsilon_{\text{геом}}$ =12) при впрыскивании топлива в смещенную к выпускному окну полуразделенную камеру сгорания (КС) (рис. 4).

При внешнем смесеобразовании двигатель имеет чисто количественное регулирование мощности во всем диапазоне нагрузок (от P_e =0,146 МПа до P_e =0,45 МПа) путем открытия дроссельной заслонки в карбюраторе, при этом разрежение за дросселем изменяется от ΔP_s =15 кПа до ΔP_s =0 кПа и, соответственно, увеличивается количество поступающего в цилиндр ТВЗ (рис. 2).

При внутреннем смесеобразовании на данном этапе исследований двигатель имел качественное регулирование мощности во всем диапазоне нагрузок (от P_e =0,11 МПа до P_e =0,418 МПа), при этом воздушная заслонка на всех режимах открыта полностью ($\Delta P_s=0$) и повышение мощности осуществляется только за счет увеличения цикловой подачи топлива (рис. 2). Организация внутреннего смесеобразования при НВТ с КачРМ позволила вопервых, исключить потери топлива при продувке цилиндра, во-вторых, увеличить η_i и в-третьих, снизить выбросы BB с ОГ. Увеличение η_i происходит за счет роста коэффициента избытка воздуха с α=0,77÷0,9 при внешнем смесеобразовании (карбюратор) до а_{шил}=0,95÷2,5 при внутреннем смесеобразовании (НВТ), а также за счет повышения є_{геом} с 8,4 до 12. В итоге это позволило получить снижение расхода топлива в 1,3÷1,7 раза и в 20÷30 раз снизить количество выбросов СО и C_mH_n в ОГ.

Переход от внешнего к внутреннему смесеобразованию на двухтактном ДВС с ИЗ позволяет улучшить показатели по топливной экономичности и сократить выбросы BB с ОГ. Однако для корректной оценки и определения рационального способа регулирования мощности целесообразно показатели двигателя с системой HBT и КачРМ при полностью открытой воздушной заслонке ($\Delta P_s=0$) принять за базовые для сравнения с показателями, которые могут быть получены при КачРМ за счет изменения поступающего на впуске воздуха (ΔP_s var) и цикловой подачи топлива.

При КачРМ от Р =0,149 до Р =0,346 МПа по нагрузочной характеристике при *n*=3000 мин⁻¹ на частичных нагрузках и НВТ в смещенную к выпускному окну полуразделенную КС (рис. 4) количество поступающего в цилиндр воздуха регулируется положением воздушной заслонки и, соответственно, изменением разрежения за ней от $\Delta P_s = 12$ кПа до $\Delta P_s = 0$ кПа (ΔP_s var). С повышением нагрузки (Pe=0,149÷0,346 МПа) воздушная заслонка приоткрывалась, что способствовало увеличению количества поступающего в цилиндр воздуха и возрастанию а 1,46 до 1,63. При дальнейшем повышении нагрузки до Р_е=0,346 МПа, когда воздушная заслонка открыта полностью ($\Delta P_s = 0$), значение ацил снижается до 1,44. Обогащение топливно-воздушной смеси в РТВЗ позволило организовать легковоспламеняемую смесь ($\alpha_{\text{цил}}=0,8\div0,9$) между электродами свечи зажигания, что обеспечило надежное воспламенение и стабильное последующее интенсивное сгорание при повышении идентичности последовательных циклов и, как следствие. повышение среднего индикаторного давления. При этом сокращение времени сгорания РТВЗ позволило уменьшить потери теплоты в стенки, увеличить долю эффективного использования теплоты, о чем свидетельствует снижение температуры ОГ на 50÷70 °С по отношению к базовому КачРМ с $\Delta P_s = 0$ на этом интервале нагрузок, и в среднем в 1,5 раза снизить удельный эффективный расход топлива (g_e). Однако, организация КачРМ $(\Delta P_s \text{ var})$ при обогащении РТВЗ наряду с понижением количества выбросов C_mH_n в среднем на 8 % привело к повышению содержания в ОГ окиси углерода на 80 % и достигло СО=0,3 % (рис. 3). Дальнейшее повышение нагрузки (P_e) от 0,346 до 0,418 МПа производилось путем КачРМ при полностью открытой воздушной заслонке ($\Delta P_s = 0$) и увеличении цикловой подачи топлива.



Рис. 1. Значения g_e и α_{цил} при количественном и качественном способе регулирования мощности и изменении нагрузки



Рис. 2. Значения температур t_{oo} , $t_{\kappa c}$ и разрежение на впуске ΔP_{op} при изменении нагрузки

Рабочие процессы ДВС



Рис. 3. Содержание СО и С_тН_п в ОГ при изменении нагрузки

Результаты экспериментальных исследований двухтактного ДВС с ИЗ и НВТ в смещенную к выпускному окну полуразделенную КС показали, что для снижения расхода топлива и уменьшения продуктов неполного сгорания (СО, C_mH_n) в ОГ целесообразно на частичных нагрузках осуществлять КачРМ с ΔP_s var, а с повышением мощности от 75 до 100 % – КачРМ при $\Delta P_s=0$.



Рис. 4. НВТ в смещенную к выпускному окну полуразделенную КС

Одним из способов дальнейшего уменьшения расхода топлива и снижения количества выбросов ВВ с ОГ, особенно СО, является расширение пределов эффективного обеднения РТВЗ путем интенсивного подвода избыточного воздуха в область сгорания при повышении степени сжатия.

С этой целью организован новый рабочий процесс в ДВС с ИЗ при НВТ [7] (внутреннее смесеобразование, КачРМ, $\varepsilon_{\text{геом}}$ =16,3) в симметричную полуразделенную КС (рис. 5). Новый рабочий процесс позволяет за счет интенсивного подвода воздуха в зону сгорания эффективно сжигать более обедненный РТВЗ при сокращении времени на протекание процессов сгорания. Повышение турбулизации при сгорании РТВЗ также позволяет дополнительно повысить степень сжатия и организовать бездетонационное сгорание, что способствует повышению η_i при снижении выбросов СО и $C_m H_n c O \Gamma$.

Реализация нового рабочего процесса в ДВС с ИЗ при расширении пределов сгорания обедненного РТВЗ в симметричной полуразделенной КС (рис. 5) по отношению к известному рабочему процессу, организованному в смещенной к выпускному окну полуразделенной КС (рис. 4) [2], обеспечила снижение расхода топлива и сокращение выбросов (СО и $C_m H_n$) с ОГ.

Сравнение экспериментальных показателей двигателя ДН-4 с НВТ и двумя способами организации рабочих процессов с РТВЗ проводилось при КачРМ и установке одинаковых регулировочных параметров: угла опережения зажигания θ_{3ak} =10 град. п.к.в. до ВМТ и момента начала подачи топлива $\phi_{впр}$ =224 град. п.к.в. после ВМТ.



Рис. 5. НВТ в симметричную полуразделенную КС

В интервале нагрузок от Р_е=0,144 МПа до P_e=0,29 МПа при новом рабочем процессе в среднем на 20 % снижено разрежение на впуске за счет приоткрытия воздушной заслонки (ΔP_s var), что позволило повысить значения $\alpha_{\text{цил}}$ в среднем на 20 % и до 14 % снизить удельный расход топлива (g_e) (рис. 1). Повышение эффективности преобразования теплоты топлива в работу при сгорании РТВЗ в тепловом балансе согласуется с понижением потерь теплоты с ОГ до 9 % и потерь теплоты через стенки КС (tкс) до 5 % (рис. 2). Повышение α_{шил} и более высокая степень сжатия предопределили уменьшение содержания CO (до 0,02 %) и $C_m H_n$ (до 14 ррт) в ОГ, что в среднем в 10 раз меньше, чем при организации рабочего процесса в смещенной к выпускному окну КС (рис. 3).

Применение КачРМ и организация рабочего процесса в симметричной полуразделенной КС (рис. 5) в интервале нагрузок от $P_e=0,34$ МПа до $P_e=0,428$ МПа при полном открытии воздушной заслонки ($\Delta P_s=0$) по сравнению с организацией рабочего процесса в смещенной к выпускному окну полуразделенной КС позволило повысить значение $\alpha_{\text{цил}}$. Так при $P_e=0,418$ МПа $\alpha_{\text{цил}}$ повышено на 32 % и на 26 % снижен расход топлива (рис. 1), что согласуется с понижением температуры ОГ на

26 % (рис. 2). При максимальных нагрузках количество выбросов $C_m H_n$ составляет 70÷80 ppm в обоих случаях, а содержание СО в ОГ при НВТ в симметричную полуразделенную КС более, чем в 10 раз меньше по сравнению с НВТ в смещенную к выпускному окну полуразделенную КС.

Выводы. Применение нового рабочего процесса позволило повысить степень сжатия до 16,3, расширить пределы эффективного обеднения РТВЗ за счет интенсивного подвода воздуха в зону горения и осуществить КачРМ, что позволило более, чем в 1,8 раза снизить расход топлива на частичных нагрузках (при ΔP_s var) и в 1,35 раза сократить расход топлива при максимальной нагрузке ($\Delta P_s=0$) по сравнению с использованием чисто КачРМ $(\Delta P_s=0)$ во всем диапазоне нагрузочной характеристики при *n*=3000 мин⁻¹. При этом, на минимальных нагрузках содержание СО в ОГ снижено с 0,05 до 0,02 %, а при максимальных нагрузках ограничено до 0,17 %, что в 10 раз меньше. Применение рационального КачРМ (ΔP_s var) на частичных нагрузках позволило более, чем в 25 раз сократить выбросы С_тН_n с ОГ.

Особенности протекания нового рабочего процесса планируется исследовать по индикаторным диаграммам двигателя.

Список литературы:

1. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / Дьяченко В.Г. – Х.: XHAДУ, 2009. – 500 с. 2. Єрощенков С.А. Анализ экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива / С.А. Срощенков, В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 70–76. 3. Hucho W. H. Schläft die europäische Autoindustrie? / W. H. Hucho // Automobil Revue. – 1997. – Heft 33. 4. Zhao F. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines / F. Zhao, M.-C. Lai, D.L. Harrington // Elsevier Science Ltd. Pergamon, Prog. Energy Comb. Sci., (An International Review Journal). – 1999. – vol.25. – pp. 437-562. 5. Blair G.P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines / G.P. Blair // Society of Automotive Engineers, Inc. –1996. – 623 р. б. Корогодский В.А. Экспериментальное определение коэффициента утечки / В.А. Корогодский, О.В. Василенко, С.А. Цикра, С.В. Обозный// Збірник наукових праць державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. - Bun. 104. - С. 49-56. 7. Пат. PCT/IB 2007/004105, МКИ F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Iinternal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine: Пат. PCT/IB 2007/004105, МКИ F02B 23/10 Korohodskyi V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); Kulygin V.I. (UA). – № WO 2009/044225 А1; Заявл. 03.10.2007; Опубл. 09.04.2009. – 45 с.

Bibliograhy (transliterated):

1. D'jachenko V.G. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija / D'jachenko V.G. – H.: HNADU, 2009. – 500 s. 2. Croshhenkov S.A. Analiz jekonomicheskih i jekologicheskih pokazatelej dvuhtaktnogo dvigatelja DN-4M s karbjuratorom i neposredstvennym vpryskom topliva / S.A. Croshhenkov, V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – N \pm 1. – S. 70–76. 3. Hucho W. H. Schläft die europäische Autoindustrie? / W. H. Hucho // Automobil Revue. – 1997. – Heft 33. 4. Zhao F. Automotive sparkignited direct-injection gasoline engines / F. Zhao, M.-C. Lai, D.L. Harrington // Elsevier Science Ltd. Pergamon, Prog. Energy Comb. Sci., (An International Review Journal). – 1999. – vol.25. – pp. 437-562. 5. Blair G.P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines / G.P. Blair // Society of Automotive Engineers, Inc. –1996. – 623 p. 6. Korogodskij V.A. Jeksperimental'noe opredelenie kojefficienta utechki / V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko, S.A. Cikra, S.V. Oboznyj// Zbirnik naukovih prac' derzhavnoï akademiï zaliznichnogo transportu. – Harkiv: UkrDAZT, 2009. – Vip. 104. – S. 49-56. 7. Pat. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Iinternal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine: Pat. PCT/IB 2007/004105, MKI F02B 23/10 Korohodskyi V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); Kulygin V.I. (UA). – Ne WO 2009/044225 A1; Zajavl. 03.10.2007; Opubl. 09.04.2009. – 45 s.

Поступила в редакцию 07.06.2013

Корогодский Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, преподаватель кафедры теплотехники и тепловых двигателей Украинской государственной академии железнодорожного транспорта, Харьков, Украина, e-mail: korogodskiy@mail.ru

ОРГАНІЗАЦІЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПОСОБУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ У ДВИГУНІ З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ

В.А. Корогодський

Представлено аналіз експериментальних досліджень двотактного двигуна з іскровим запалюванням по навантажувальним характеристикам. Дослідження проводилися з використанням карбюраторної системи живлення (кількісне регулювання потужності) й при безпосередньому вприскуванні палива (якісне регулювання потужності) зі збагаченням та збідненням паливно-повітряної суміші в розшарованому паливно-повітряному заряді. Розроблений новий робочий процес зі збідненням суміші та раціональним регулюванням потужності (ΔP_s var) дозволив більш, ніж у 1,8 рази знизити витрату палива в порівнянні з чисто якісним регулюванням потужності ($\Delta P_s=0$) і більш, ніж в 10 разів скоротити вміст СО і С_тH_n у відпрацьованих газах.

ORGANIZATION OF RATIONAL METHOD OF POWER CONTROL IN A SPARK IGNITION ENGINE

V.A Korohodskiy

The analysis of experimental studies of two-stroke spark ignition engine on the load characteristics is presented. The studies were conducted using a carburetor system power supply (quantitative power control) and direct fuel injection (quality control capacity) with enrichment and the impoverishment of the fuel-air mixture in a stratified fuel-air charge. Developed a new workflow with a lean mixture and the sound management of power (ΔP_s var) allowed to make more than 1.8 times lower fuel consumption compared with a purely qualitative power control ($\Delta P_s=0$), and more than 10 times to reduce the CO and CmHn emissions in the exhaust gas.

УДК 621.436

С.П. Кулманаков, С.С. Кулманаков, А.В. Лысенко

ВЛИЯНИЕ СОСТАВА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ НА ФОРМИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО КПД ДИЗЕЛЯ

Рассмотрено влияние элементарного состава альтернативных топлив на индикаторный КПД дизеля. Проведенное расчетное исследование позволило оценить влияние различного состава рабочего тела на коэффициенты неиспользования теплоты в цикле, связанные с изменением состава рабочего тела. Приведены результаты экспериментального исследования при работе на топливах с различным соотношением углерода и водорода. В качестве объекта исследования был выбран двигатель 1Ч 13/14, работающий на смесевых биотопливах на основе этилового эфира рапсового масла и этанола.

Введение

В настоящее время вопросу замены нефтяных топлив для ДВС альтернативными уделяется все большее внимание. При использовании различных видов альтернативных топлив возникают вопросы адаптации и совершенствования рабочего процесса с целью улучшения экономических и экологических показателей.

Вопросы повышения экономических и экологических показателей необходимо решать с учетом особенностей физико-химических свойств применяемых альтернативных топлив. Основным отличием для всех видов топлив является их различие по элементарному химическому составу.

Число наиболее распространенных элементов, входящих в состав топлив, составляет от 1 до 5. При этом основными, обеспечивающими выделение теплоты при окислении, являются водород и углерод. Содержание серы и азота мало влияет на теплоту сгорания ввиду незначительности их содержания, а наличие кислорода в топливе изменяет количество воздуха, необходимого для сгорания.

Выделение теплоты при сгорании топлива будет определяться соотношением С:Н, увеличение доли водорода предопределяет повышение теплоты сгорания топлива, ввиду того, что теплота сгорания водорода примерно в 3,5 раза выше теплоты сгорания углерода. Также, значительную роль для углеводородных топлив будет играть характер химических связей в молекулах.

Вследствие значительных трудностей при определении молекулярного химического состава нефтяных и альтернативных топлив при расчетах теплоты сгорания используют осредненные значения для углерода и водорода - 34 и 125 МДж/кг.

При использовании альтернативных топлив значительно меняются параметры рабочего тела. Причинами служат: изменение массы цикловой порции топлива; изменения необходимого количества воздуха; изменения состава рабочего тела, определяемое количеством трехатомных газов CO_2 и H_2O и их соотношением; изменения теплоемкости продуктов сгорания вследствие различия состава и температур.

В литературе слабо освещен вопрос влияния состава топлив на эффективность рабочего процесса. Основной задачей проведенного расчетноэкспериментального исследования является оценка влияния изменения элементного состава на индикаторный КПД цикла поршневого двигателя.

Теоретическая часть

Основой данного исследования является методика анализа формирования индикаторного КПД, предложенная Д.Д. Матиевским [1].

 $\eta_i = 1 - \Delta X_{\rm HII} - \delta_3 - \delta_{\rm HC} - \delta_k - \delta_w,$ (1) где коэффициент $\Delta X_{\rm HII}$ характеризует неполноту выделения теплоты, связанную с недогоранием или прямыми потерями топлива.

Все остальные коэффициенты характеризуют неиспользование теплоты в цикле: δ_3 – в эталонном цикле; δ_{hc} – от несвоевременности ввода теплоты; δ_k – от изменения состояния (температуры и состава) рабочего тела (РТ) и уменьшения показателя адиабаты k; δ_{hc} – по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития цикла

$$\delta_{3} = \frac{1 - \Delta X_{nn}}{\varepsilon_{o}^{\kappa-1}} = \frac{\sum \Delta X_{n}}{\varepsilon_{o}^{\kappa-1}} = \frac{X_{e}}{\varepsilon_{o}^{\kappa-1}} .$$
 (2)

Коэффициент несвоевременности ввода теплоты $\delta_{\rm Hc}$ представляет разность между КПД η_t анализируемого цикла с конечной скоростью ввода теплоты $1 - \Delta X_{\rm HR}$ и КПД $\eta_{\rm tv}$ эталонного цикла с мгновенным вводом того же количества теплоты в ВМТ

$$\delta_{\rm Hc} = \eta_{\rm tv} - \eta_{\rm t=} \sum \frac{\Delta X_n}{\varepsilon_n^{\kappa-1}} - \frac{\sum \Delta X_n}{\varepsilon_o^{\kappa-1}} \quad . \tag{3}$$

Коэффициент неиспользования теплоты δ_k от изменения состояния РТ подсчитывается по формуле

$$\delta_{\kappa} = \varphi_{\Pi} \sum_{1}^{m} \frac{\Delta X_{n}}{\varepsilon_{n}^{\kappa_{n}-1}} - \sum_{1}^{m} \frac{\Delta X_{n}}{\varepsilon_{n}^{\kappa_{1},4-1}}.$$
 (4)

Здесь k_{π} есть функция температуры и состава РТ, а $k_{1,4}$ – показатель адиабаты для воздуха в идеализированном состоянии.

Снижение показателя k_n и связанное с ним уменьшение КПД (η_i) оценивается коэффициентом неиспользования теплоты при изменении состояния рабочего тела δ_{κ} . Коэффициент δ_{κ} можно рассматривать в виде суммы двух коэффициентов $\delta_r + \delta_c$. Первый, δ_r - определяется изменением температуры, второй, δ_c – изменением состава РТ. Величина коэффициента δ_r значительно выше, чем δ_c . Причина – большой диапазон увеличения температуры в процессе сгорания и относительно невысокое накопление трехатомных газов. Соответственно, определяющее влияние на снижение показателя к увеличения температуры.

Коэффициент неиспользования теплоты по причинам ее отвода от РТ в развитии цикла представляет разность

$$\delta_{w} = \sum_{1}^{m} \Delta X_{w_{n}} - \varphi_{n} \sum_{1}^{m} \frac{\Delta X_{w_{n}}}{\varepsilon_{n}^{\kappa_{n}-1}} .$$
 (5)

Формула отражает в комплексе зависимость коэффициента δ_w от количества $\sum_{1}^{m} \Delta X_{wn}$, характера и места отвода теплоты в цикле и изменяющегося значения показателя адиабаты.

Все коэффициенты в формуле (1) можно подсчитать по известным функциям тепловыделения, теплоотвода, показателя адиабаты, текущей степени сжатия, по изменению угла поворота кривошипа ф или объема цилиндра. Названные функции, как правило, подлежат расчету при обработке действительной индикаторной диаграммы на тепловыделение и при уточненных методах моделирования рабочего цикла ДВС.

Первый этап исследований был проведен с помощью разработанной математической модели, позволяющей учитывать изменение состава топлив и проводить анализ коэффициентов неиспользования теплоты.

Второй этап исследований включал проведение моторных испытаний одноцилиндрового двигателя Ч 13/14 на различных видах топлива.

Математическое прогнозирование и экспериментальное исследование

Расчетное исследование проводилось для номинального режима двигателя, при этом для различных топлив обеспечивалось условие введения одинакового количества теплоты в цикле и одинаковые параметры закона тепловыделения.

Изменение в ходе расчетов соотношения С:Н составляло от 4 до 7 (этиловый спирт - 3,7; дизельное топливо - 6,9).

Результаты данного этапа показали следующее: при постоянных значениях параметров закона тепловыделения коэффициенты неиспользования теплоты в эталонном цикле δ_3 ; вследствие несвоевременности $\delta_{\rm Hc}$; из-за отвода теплоты $\delta_{\rm Hc}$ оставались постоянными. При этих условиях изменялись только коэффициенты неиспользования теплоты, связанные с изменением состава δ_c и с изменением температуры $\delta_{\rm T}$. Средний уровень δ_c составил 0,02, а $\delta_{\rm T}$ - 0,1. Увеличение отношения С:Н от 4 до 7 привело к уменьшению обоих коэффициентов неиспользования теплоты на 0,005.

По результатам первого этапа можно сделать следующие выводы - изменение соотношения С:Н в широком диапазоне от 4 до 7 (спирт - дизельное топливо) позволит повысить индикаторный КПД примерно на 0,01 за счет изменения количества трехатомных газов и варьирования соотношения между углекислым газом CO₂ и парами воды H₂O. Это условие будет справедливо лишь при одинаковых законах тепловыделения.

Для реальных топлив изменение соотношения С:Н будет предопределять значительное варьирование физико-химических свойств и условий топливоподачи, смесеобразования и сгорания. Топлива с большей долей водорода, обычно, характеризуются интенсификацией процессов смесеобразования и сгорания, что приводит к более значительным изменениям индикаторного КПД.

Второй этап исследований предусматривал проведение моторных испытаний одноцилиндрового отсека двигателя Ч13/14 и индицирование внутрицилиндрового давления и параметров топливоподачи. В качестве топлива использовались смесевые биотоплива на основе этилового эфира рапсового масла (RME) и этилового спирта (Э). Доля этанола в ходе эксперимента изменялась от 0% до 40%, значение отношения С:Н лежит в диапазоне от 6,46 для RME до 5,42 для топлива с 40% этанола. В ходе испытаний снимались нагрузочные характеристики при частоте вращения равной 1750 мин⁻¹.

Результаты обработки индикаторных диаграмм по вышеприведенной методике анализа индикаторного КПД представлены на рисунках 1-5.

Наличие этанола в составе топлива предопределяет ряд особенностей протекания смесеобразования и сгорания. Спиртовые топлива, имеют увеличенную теплоту испарения, более низкую температуру кипения, меньшую теплоту сгорания и воспламеняемость. Вследствие этого цикловая порция и период задержки самовоспламенения увеличиваются, наблюдается значительное снижение температуры в объеме камеры сгорания за период индукции, а смесь становится более однородной по объёму, в результате чего увеличивается интенсификация первого периода сгорания. С увеличением доли этанола общая продолжительность тепловыделения сокращается и возрастает скорость тепловыделения. Непосредственное влияние от изменения отношения С:Н составляет 0,001 (рисунок 1). А максимальное значение неиспользования теплоты вследствие изменения состава рабочего тела составляет 0,008 при максимальной цикловой порции.



Рис. 1. Неиспользование теплоты вследствие изменения состава РТ

Гораздо большее влияние оказывают статьи неиспользования теплоты, связанные с изменением характера тепловыделения: изменения температуры $\delta_{\rm r}$; вследствие несвоевременности $\delta_{\rm hc}$; из-за отвода теплоты $\delta_{\rm hc}$ (рис. 2-4). Сравнивая индикаторный КПД, можно наблюдать, что с увеличением доли спирта в смесевых топливах наблюдается увеличение η_i до 5% по сравнению с RME (рисунок 5), что объясняется лучшим смесеобразованием и более однородной топливо-воздушной смесью, что предопределяет уменьшение продолжительности сгорания и возрастание скорости тепловыделения.



Рис. 2. Неиспользование теплоты вследствие изменения температуры РТ



Рис. 3. Неиспользование теплоты от несвоевременности ввода



Рис. 4. Неиспользование теплоты по всевозможным причинам отвода теплоты по ходу развития



Рис. 5. Индикаторный КПД

Заключение

Расчетно-экспериментальное исследование формирования индикаторного КПД позволило оценить доли отдельных составляющих неиспользования теплоты в цикле. Проведённый анализ позволил выявить, что изменение состава топлива будет влиять только на потери δ_c , а на потери δ_{nc} , δ_{T} , δ_w будет оказывать влияние закон тепловыделения.

Расчётное исследование показало, что при условии равенства количества теплоты введённой в цикл и одинаковых параметров законов ввода теплоты, влияние изменения состава будет незначительным, а основное влияние происходит через изменение закона ввода теплоты.

Изменение состава топлива, определяющее, количество и соотношение трёхатомных газов CO_2 и H_2O , при одинаковой температуре рабочего тела, приводит к изменению потерь, связанных с изменением состава δ_c в пределах 0,005, при этом общие потери не превышают 2 %.

Более значительное неиспользование теплоты будет от изменения температуры рабочего тела, при этом общий уровень может доходить до 10 %, а изменение, связанное с изменением долей H_2O , CO_2 в отработавших газах, составляет 1,5 %.

Вследствие равенства степени сжатия и показателя адиабаты неиспользование теплоты в эталонном цикле δ_{\Im} остаётся постоянным.

Наиболее значимые изменения неиспользования теплоты будут связаны с потерями от несвоевременности сгорания $\delta_{\rm Hc}$ и потерями вследствие теплообмена $\delta_{\rm w}$. При увеличении доли этанола в смесевых топливах происходит уменьшение продолжительности ввода теплоты и увеличение максимума скорости тепловыделения. При этом происходит увеличение максимальной температуры цикла T_Z . В связи с этим при увеличении доли этанола происходит снижение $\delta_{\rm Hc}$ на 2% и уменьшение $\delta_{\rm w}$ на 3%.

Вследствие вышеописанных изменений коэффициентов неиспользования теплоты при уменьшении соотношения С:Н с 6,46 для RME до 5,42 для смесевого топлива с 40% этанола индикаторный КПД возрастает до 2-5%, при этом основное влияние оказывает изменение характера тепловыделения.

<u>Список литературы:</u>

1. Матиевский Д.Д. Исследование тепловыделения и показателей работы тракторного дизеля Ч13/14 с полуразделенной камерой сгорания: дис. ... кандидата техн. наук. – Барнаул, 1971. – 287 с. 2. Кулманаков, С.П. Биотоплива для дизелей: направления и основные результаты исследований [Текст] / С.П. Кулманаков, А.В. Шашев, В.А. Калинин // Ползуновский вестник - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010.-№1 - С. 28-34.

Bibliograhy (transliterated):

1. Matievskij D.D. Issledovanie teplovydelenija i pokazatelej raboty traktornogo dizelja Ch13/14 s polurazdelennoj kameroj sgoranija:

dis. ... kandidata tehn. nauk. – Barnaul, 1971. – 287 s. 2. Kulmanakov, S.P. Biotopliva dlja dizelej: napravlenija i osnovnye rezul'taty issledovanij [Tekst] / S.P. Kulmanakov, A.V. Shashev, V.A. Kalinin // Polzunovskij vestnik - Barnaul: Izd-vo AltGTU, 2010.-№1 - S. 28-34.

Поступила в редакцию 01.06.2013

Кулманаков Сергей Павлович – канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры двигатели внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, е-mail: SPK_ICE@mail.ru; +7-905-985-3559

Кулманаков Сергей Сергеевич – инженер кафедры двигатели внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: Kulmanakov_SS@mail.ru; +7-903-949-6148

Лысенко Александр Викторович – аспирант кафедры двигатели внутреннего сгорания ФБГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Барнаул, Россия, e-mail: iron_head1989@mail.ru; +7-961-236-3281

ВПЛИВ СКЛАДУ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ НА ФОРМУВАННЯ ІНДИКАТОРНОГО ККД ДИЗЕЛЯ С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков, А.В.Лисенко

У даній статті розглянуто вплив елементарного складу альтернативних палив на індикаторний ККД дизеля. Проведене розрахункове дослідження дозволило оцінити вплив різного складу робочого тіла на коефіцієнти невикористання теплоти в циклі, пов'язані із зміною складу робочого тіла. Наведено результати експериментального дослідження при роботі на паливах з різним співвідношенням вуглецю і водню. В якості об'єкта дослідження було обрано двигун 1Ч 13/14, що працює на сумішевих біопаливах на основі етилового ефіру ріпакової олії та етанолу.

INFLUENCE OF ALTERNATIVE FUELS FOR THE FORMATION OF DIESEL INDICATED EFFICIENCY

S.P.Kulmanakov, S.S.Kulmanakov, A.V.Lysenko

In this article the influence of the elemental composition of alternative fuels on the indicated efficiency of diesel is considered. A computational study allowed to estimate the effect of different composition of the working body on the coefficients of non-use of heat in the cycle associated with changes in the composition of the working fluid. The results of the pilot study while working on fuel with different ratios of carbon and hydrogen are given. The engine 14H 13/14 was chosen as a object of the study. Engine works on mixed biofuels based on ethyl ester of rapeseed oil and ethanol.

УДК 536.46: 662.61

А.П. Сеначин, П.К. Сеначин

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЯВЛЕНИЯ СТУКА ПЕРЕД ФРОНТОМ ПЛАМЕНИ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ НА ОСНОВЕ ДЕТАЛЬНОЙ ХИМИЧЕСКОЙ КИНЕТИКИ

Приведены результаты численного моделирования пределов самовоспламенения смесей изооктана и н-гептана перед фронтом пламени в двигателе с искровым зажиганием в фазовой плоскости «частота вращения – угол зажигания» при варьировании степени сжатия и коэффициента избытка воздуха. Предложенные математическая модель и детальный кинетический механизм удовлетворительно описывают процесс самовоспламенения смеси и могут быть использованы для прогнозирования пределов стука или детонации в двигателях. Подтверждено существование полуострова самовоспламенения смеси в указанной фазовой плоскости. Влияние термодинамических, конструктивных, геометрических, динамических и других параметров процесса на самовоспламенение соответствует известным экспериментальным данным.

Введение

Проблема жесткого сгорания, со стуком или детонацией, в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием все еще далека от окончательного решения [1-3]. В настоящее время исследователи решают эту задачу с привлечением детальной кинетики химических реакций [4-8]. Однако, неэмпирические детальные кинетические механизмы (ДКМ) окисления углеводородов бензиновых фракций содержат тысячи элементарных реакций и сотни частиц, что является серьезным препятствием для применения подобных ДКМ при численном моделировании процессов горения в ДВС. Кроме того, в настоящее время эти ДКМ или отсутствуют или практически недоступны (полностью не опубликованы). Данная работа посвящена численному моделированию самовоспламенения смеси изооктана и н-гептана с воздухом на основе сокращенного ДКМ.

Использованный в названии статьи термин «стук» (аналогичный англоязычному «knock»), который в последнее время часто заменяют термином «детонация», обозначает ненормальное сгорание смеси в ДВС с искровым зажиганием в конце рабочего цикла (с образованием ударных волн), в течение многих лет используется в русскоязычной литературе. Поскольку истинная детонация при этом реализуется не всегда, старый термин точнее.

В работе также используется термин «полуостров воспламенения» для обозначения области, где реализуется рассматриваемое явление в плоскости «частота вращения – угол зажигания», в некотором смысле подобный аналогичному термину, используемому для обозначения области, ограниченной первым и вторым пределом воспламенения смеси водорода с кислородом в плоскости «температура - давление».

Кинетический механизм

Принятый (на основе разработок Института химической физики им. Н.Н. Семенова РАН) ДКМ 43/31 включает 43 реакции и 31 частицу (таблица 1) и состоит из: блока самовоспламенения и редукции к углеводородам $C_1 - C_2$ (реакции 1-28), и блока реакций самовоспламенения $C_1 - C_2$ (реакции 29-43) [5-7]. Верификация ДКМ 43/31 на гомогенном реакторе идеального смешивания показала, что он удовлетворительно воспроизводит двухстадийность воспламенения углеводородов [8], результаты расчетов близки к результатам моделирования по ДКМ 284/43 и другим [5-7]. Постановка задачи соответствует работе [9]. Моделирование проводится применительно к характеристикам двигателя автомобиля «Renault Logan» типа «К7Ј 710» размерностью 4Ч 7,95/7 для модельных смесей, соответствующих бензину с октановым числом (ОЧ), равным 90 (90 % изооктана C₈H₁₈ и 10 % нгептана С Н

ептана	$C_7 \Pi_{16}$).

№ пп.	Детальный кинетический механизм
1	$\mathrm{C_7H_{16}} \rightarrow \mathrm{C_7H_{15}} + \mathrm{H}$
2	$\mathrm{C_7H_{15} \rightarrow C_6H_{12} + CH_3}$
3	$C_6H_{12} + O_2 \rightarrow C_2H_3 + C_2H_5 + CH_4 + CO_2$
4	$C_7H_{16} + OH \rightarrow C_7H_{15} + H_2O$
5	$C_7H_{15} + O_2 \rightarrow C_7H_{15}O_2$
6	$\mathrm{C_7H_{15}O_2} \rightarrow \mathrm{C_7H_{15}+O_2}$
7	$C_7H_{15}O_2 + C_7H_{16} \rightarrow C_7H_{15}O_2H + C_7H_{15}$

8	$C_7H_{16} + O_2 \rightarrow C_7H_{15} + HO_2$
9	$C_7H_{16} + CH_3O_2 \rightarrow CH_3O_2H + C_7H_{15}$
10	$C_7H_{15}O_2H \rightarrow C_7H_{15}O + OH$
11	$\mathrm{C_7H_{15}O} \rightarrow \mathrm{C_6H_{11}} + \mathrm{CH_3} + \mathrm{OH}$
12	$C_6H_{11} + 2O_2 \rightarrow C_2H_3 + 2CH_4 + 2CO_2$
13	$\mathrm{C_7H_{15}O_2} + \mathrm{C_7H_{15}} \rightarrow 2\mathrm{C_7H_{15}O}$
14	$C_7H_{15}O_2 + HO_2 \rightarrow C_7H_{15}O_2H + O_2$
15	$C_7H_{15} + HO_2 \rightarrow C_7H_{15}O + OH$
16	$\mathrm{C_8H_{18}} \rightarrow \mathrm{C_8H_{17}} + \mathrm{H}$
17	$C_8H_{17} \rightarrow C_6H_{12} + C_2H_5$
18	$C_8H_{18} + OH \rightarrow C_8H_{17} + H_2O$
19	$\mathrm{C_8H_{17}+O_2} \rightarrow \mathrm{C_8H_{17}O_2}$
20	$C_8H_{17}O_2 \rightarrow C_8H_{17} + O_2$
21	$C_8H_{17}O_2 + C_8H_{18} \rightarrow C_8H_{17}O_2H + C_8H_{17}$
22	$\mathrm{C_8H_{18}+O_2} \rightarrow \mathrm{C_8H_{17}+HO_2}$
23	$C_8H_{18} + CH_3O_2 \rightarrow CH_3O_2H + C_8H_{17}$
24	$C_8H_{17}O_2H \rightarrow C_8H_{17}O + OH$
25	$C_8H_{17}O \rightarrow C_6H_{11} + CH_3 + CH_3O$
26	$C_8H_{17}O_2 + C_8H_{17} \rightarrow 2C_8H_{17}O$
27	$C_8H_{17}O_2 + HO_2 \rightarrow C_8H_{17}O_2H + O_2$
28	$C_8H_{17} + HO_2 \rightarrow C_8H_{17}O + OH$
29	$H + O_2 \rightarrow HO_2$
30	$OH + H_2O_2 \rightarrow HO_2 + H_2O$
31	$H_2O_2 \rightarrow 2OH$
32	$2HO_2 \rightarrow H_2O_2 + O_2$
33	$CH_2O + OH \rightarrow HCO + H_2O$
34	$HCO + O_2 \rightarrow HO_2 + CO$
35	$CH_3 + O_2 \rightarrow CH_3O_2$
36	$CH_3O_2 \rightarrow CH_3 + O_2$
37	$CH_{3}O_{2} \rightarrow CH_{2}O + OH$
38	$CH_3O \rightarrow CH_2O + H$
39	$C_2H_4 + OH \rightarrow C_2H_3 + H_2O$
40	$C_2H_3 + O_2 \rightarrow C_2H_2 + HO_2$
41	$C_2H_3 + CH_2O \rightarrow HCO + C_2H_4$
42	$C_2H_5 \rightarrow C_2H_4 + HO_2$
43	$C_2H_5 + OH \rightarrow CH_3 + CH_3O$

Математическая модель

Модель процесса фронтального горения смеси в ДВС с искровым зажиганием и самовоспламенения (теплового взрыва) перед фронтом пламени включает уравнения (в функции угла ПКВ ф):

- динамики объема

$$\dot{V} = V_c \frac{\varepsilon - 1}{2} \sin \phi \left(1 + \frac{\cos \phi}{\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2 \phi}} \right), \tag{1}$$

где $\dot{V} = dV/d\varphi$ - производная объема по углу ПКВ; V_c - объем камеры сгорания; ε - геометрическая степень сжатия; $\lambda = r/l$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

- состояния свежей смеси

$$V_{u} = (m_{a}/M_{u})(1-x)RT_{u}/p, \qquad (2)$$

где m_a - полная масса смеси в цилиндре двигателя; M_u - средняя молекулярная масса свежей смеси; R - универсальная газовая постоянная; T_u - температура зоны свежей смеси; p - давление в цилиндре двигателя; x - массовая доля сгоревшей смеси в цилиндре двигателя;

- объема продуктов сгорания

$$V_b = V - V_u \,, \tag{3}$$

- скорости горения на фронте пламени

где F_f - площадь поверхности фронта пламени, определяемая как поверхность сферических сечений рабочего объема через приведенную координату фронта пламени r_f и текущую координату поршня *z*; *n* - частота вращения;

- нормальной скорости пламени

$$S_{u} = S_{u0} (p/p_{0})^{m_{p}} (T_{u}/T_{0})^{m_{T}}, \qquad (5)$$

где S_{u0} - нормальная скорость пламени при нормальных условиях; p_0, T_0 - давление и температура при нормальных условиях;

- скорости турбулентных пульсаций на фронте пламени

$$u_{t} = k_{nop} \langle u_{nop} \rangle = 4rnk_{nop} \cong 4,2rn , \qquad (6)$$

где k_{nop} и $\langle u_{nop} \rangle$ - эмпирический коэффициент и средняя скорость поршня;

- динамики давления в цилиндре двигателя

$$\dot{p}\left(V - V_{u}\frac{R}{C_{pu}} - V_{b}\frac{R}{C_{pb}}\right) = -p\dot{V} - p\dot{x}\left[\frac{V_{u}}{1 - x}\left(\frac{H_{u}}{C_{pb}T_{u}} - 1\right) - \frac{V_{b}}{x}\left(\frac{H_{b}}{C_{pb}T_{b}} - 1\right)\right] + \dot{Q}_{u}\frac{R}{C_{pu}} + \dot{Q}_{b}\frac{R}{C_{pb}},$$
(7)

где \dot{Q}_{u} и \dot{Q}_{b} - теплообмен со стенками цилиндра, поршня и крышки зон свежей смеси и продуктов сгорания, соответственно; C_{pu} , C_{pb} и H_{u} , H_{b} средние молярные теплоемкости и энтальпии свежей смеси и продуктов сгорания;

 скоростей химических реакций в смеси перед фронтом пламени

$$W_{i} = k_{p} (p/p_{0}) k_{i} T^{n_{i}} \prod_{ij} A_{ij} \exp(-E_{i}/RT) , \qquad (8)-(50)$$

где k_p - коэффициент влияния давления на скорость химической реакции; k_i и E_i - предэкспонент константы скорости и энергия активации *i*-ой реакции (таблица 1); A_{ij} - концентрации *j*-ой компоненты частиц, вступающих в *i*-ю реакцию);

динамики температуры свежей смеси

$$\frac{T_{u}}{T_{u}} = \frac{R}{C_{pu}} \left(\frac{p}{p} + \frac{Q_{u}}{pV_{u}} - \frac{1}{2\pi np} \sum_{i} h_{i} W_{i} \right),$$
(51)

где *h*_{*i*} - теплота (энтальпия) *i*-ой реакции;

- средней температуры продуктов сгорания

$$T_b = pV_b M_b / (m_a Rx);$$
 (52)

- концентраций компонентов свежей смеси

$$\dot{A}_{j} = \frac{W_{j}}{2\pi n} + A_{j} \left(\frac{\dot{p}}{p} - \frac{\dot{T}_{u}}{T_{u}} - \frac{RT_{u}}{2\pi np} \sum_{i} W_{i} \right)$$
(53)-(83)

и начальные условия в моменты закрытия впускного клапана (индекс *a*) и зажигания (индекс 1):

$$\varphi = \varphi_a, \quad p = p_a, \quad T_u = T_a, \quad A_j = A_{aj}, \quad (84)$$

$$\varphi = \varphi_1, \quad p = p_1, \quad T_u = T_1, \quad A_j = A_{aj}.$$
 (85)

Численное моделирование

Интегрирование системы уравнений (1)-(85) проводилось по собственной программе, с привлечением специальных методов интегрирования систем жестких уравнений. На рисунке 1 представлены зависимости критического угла опережения зажигания, обеспечивающего сгорание без стука и детонации, от частоты вращения коленчатого вала при различных значениях степени сжатия и коэффициентах избытка воздуха. Характер зависимостей соответствует результатам, ранее полученным в [9] с использованием макрокинетического уравнения для химической реакции самовоспламенения смеси перед фронтом пламени. Видно, что существует вполне определенная область углов зажигания, для которых в некоторый момент времени фронтальный режим горения смеси переходит в объемный (со стуком или детонацией) из-за самовоспламенения смеси перед фронтом пламени.



Puc. 1. Графики зависимостей критического угла зажигания φ₁ *от частоты вращения вала n при различ*ных значениях степени сжатия ε для смесей разного стехиометрического состава.

Вне полуострова самовоспламенение отсутствует, внутри полуострова – область стука или детонации.

$$a - \alpha = 0.8$$
; $e - \alpha = 1.0$; $c - \alpha = 1.2$

На рисунке 2 приведена динамика самовоспламенения (теплового взрыва) стехиометрической смеси ($\alpha = 1,0$) перед фронтом пламени при степени сжатия $\varepsilon = 11$ и частоте вращения вала n = 2500мин⁻¹ для значения угла зажигания $\phi_1 = -30$ Град ПКВ. Можно отметить следующие особенности динамики процесса самовоспламенения. Температура смеси перед фронтом пламени T_{μ} после момента зажигания плавно растет в результате процессов сжатия поршнем и продуктами фронтального горения смеси. Далее она проходит две точки перегиба во время холоднопламенной стадии, а при переходе ко второй стадии самовоспламенения, проходит третью точку перегиба. Затем в процессе объемного взрывного горения оставшейся смеси температура резко возрастает. При наступлении холоднопламенной стадии самовоспламенения резко возрастает и затем падает концентрация изооктанового перекисного радикала $C_8 H_{17} O_2$, при этом максимальное значение концентрации достигает 4600 ppm (рисунок 2, линия 2).



Рис. 2. Динамика самовоспламенения смеси перед фронтом пламени: 1 - температура смеси T_u; 2 - концентрация радикала C₈H₁₇O₂ в единицах ppm; 3- величина критерия (86)

Дифференциальный критерий самовоспламенения [2]

$$d\ln T_{u}/d\ln p = \text{const}$$
(86)

в начале фронтального горения смеси близок к нулю, во время холоднопламенного процесса перед фронтом пламени его величина достигает нескольких единиц (порядка 1-3) и падает практически до нуля. Причем локальный максимум функции совпадает с максимумом концентрации радикала $C_8H_{17}O_2$ (рисунок 2, линия 3). При переходе ко второй стадии теплового взрыва величина критерия резко возрастает до значения порядка 120. При моделировании углеводородных смесей в двигателе в качестве условия самовоспламенения можно принять значение критерия (86) порядка 20-30.

Отметим, что ранее при теоретическом решении задач самовоспламенения смеси при адиабатическом сжатии, в том числе в ДВС с искровым зажиганием [2, 9], с уравнением макрокинетики, численное значение дифференциального критерия (86) принималось равным единице $d \ln T_u / d \ln p = 1$.

Заключение

Численное моделирование самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием на основе ДКМ 43/31 показывает:

 предложенный ДКМ 43/31 для смесей изооктана и н-гептана с воздухом удовлетворительно описывает процесс самовоспламенения смеси перед фронтом пламени и может быть использован для прогнозирования пределов стука (детонации);

 подтверждено существование полуострова самовоспламенения перед фронтом пламени в фазовой плоскости «частота вращения вала – угол зажигания», ранее полученного с уравнением макрокинетики [9];

 с использованием ДКМ подтверждено влияние термодинамических, конструктивных, геометрических, динамических и других параметров процесса на самовоспламенение смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием;

 при самовоспламенении углеводородных смесей в двигателе динамика температуры перед фронтом пламени имеет три точки перегиба по причине двустадийности процесса;

- при самовоспламенении смесей изооктана и н-гептана в ДВС с искровым зажиганием концентрация радикала $C_8H_{17}O_2$ последовательно проходит четко выраженные максимум и минимум на первой (холоднопламенной) стадии процесса, а на второй стадии (перехода к объемному взрыву или детонации) стремится к нулю, что может быть использовано при численном моделировании;

- дифференциальный критерий (86) при самовоспламенении смесей изооктана и н-гептана с воздухом в двигателе имеет два максимума, первый (при прохождении холоднопламенной стадии) является слабовыраженным с численным значением 1-3, а второй (на стадии перехода к взрыву) подобен дельта-функции с максимумом порядка 100-120. При численных расчетах за условие самовоспламенения можно положить достижение критерием (86) значения порядка 20–30.

Список литературы:

1. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях [Текст] / А.Н. Воинов.- М.: Машиностроение, 1977.- 277 с. 2. Сеначин, П.К. Самовоспламенение газа перед фронтом пламени в закрытом сосуде [Текст] / П.К. Сеначин, В.С. Бабкин // Физика горения и взрыва.-1982.- T. 18, № 1.- C. 3-8. 3. Bradley, D. Influence of Autoignition Delay Time Characteristics of Different Fuels on Pressure Waves and Knock in Reciprocating Engines [Text] / D. Bradley, G.T. Kalghatgi // Combustion and Flame.-2009.- Vol. 156.- No. 8.- Р. 2307-2318. 4. Варнац, Ю. Моделирование процессов горения с помощью детальной кинетики элементарных реакций [Текст] / Ю. Варнац // Химическая физика.- 1994.- Т. 13, № 2.- С.3-16. 5. Басевич, В.Я. Сокращенная кинетическая схема для моделирования самовоспламенения воздушных смесей изооктана и н-гептана в течение периода индукции применительно к двигателям внутреннего сгорания [Текст] / В.Я. Басевич, С.М. Фролов // Химическая физика.- 1994.-Т. 13, № 8-9.- С. 146-156. 6. Басевич, В.Я. Моделирование

самовоспламенения изооктана и н-гептана применительно к условиям ДВС [Текст] / В.Я. Басевич, А.А. Беляев, В. Брандштетер, М.Г. Нейгауз, Р. Ташл, С.М. Фролов // Физика горения и взрыва.- 1994.- Т. 30, № 6.-С. 15-25. 7. Басевич, В.Я. Моделирование задержек самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания [Текст] / В.Я. Басевич, В.И. Веденеев, В.С. Арутюнов // Физика горения и взрыва.- 1994.-Т. 30, № 21.- С. 7-14. 8. Сеначин, А.П. Численное моделирование самовоспламенения смесей изооктана и нгептана с воздухом перед фронтом пламени в поршневых двигателях с искровым зажиганием [Текст] / А.П. Сеначин, П.К. Сеначин // Ползуновский вестник.- 2010.-№ 1.- С. 3-12. 9. Сеначин, П.К. Самовоспламенение смеси перед фронтом пламени в поршневых двигателях с искровым зажиганием [Текст] / П.К. Сеначин, В.С. Бабкин, А.В. Борисенко // Физика горения и взрыва.- 1997.- Т. 33, № 6.- C. 3-13.

Bibliography (transliterated):

1. Voinov, A.N. Sgoranie v byistrohodnyih porshnevyih dvigatelyah [Tekst] / A.N. Voinov. M.: Mashinostroenie, 1977. 277 s. 2. Senachin, P.K. Samovosplamenenie gaza pered frontom plameni v zakryitom sosude [Tekst] / P.K. Senachin, V.S. Babkin // Fizika goreniya i vzryiva. 1982. T. 18. No. 1. S. 3-8. 3. Bradley, D. Influence of Autoignition Delay Time Characteristics of Different Fuels on Pressure Waves and Knock in Reciprocating Engines [Text] / D. Bradley, G.T. Kalghatgi // Combustion and Flame. 2009. Vol. 156. No. 8. P. 2307-2318. 4. Varnats, Yu. Modelirovanie protsessov goreniya s pomoschyu de-talnoy kinetiki elementarnyih reaktsiy [Tekst] / Yu. Varnats // Himicheskava fizika. 1994. T. 13. No. 2. S. 3-16. 5. Basevich, V.Ya. Sokraschennaya kineticheskaya shema dlya modelirovaniya samovosplameneniya vozdushnyih smesey izooktana i n-geptana v techenie perioda induktsii pri-menitelno k dvigatelyam vnutrennego sgoraniya [Tekst] / V.Ya. Basevich, S.M. Frolov // Himicheskaya fizika. 1994. T. 13, No. 8-9. S. 146-156. 6. Basevich, V.Ya. Modelirovanie samovosplameneniya izooktana i n-geptana primeni-telno k usloviyam DVS [Tekst] / V.Ya. Basevich, A.A. Belyaev, V. Brandshteter, M.G. Neygauz, R. Tashl, S.M. Frolov // Fizika goreniya i vzryiva. 1994. T. 30. No. 6. S. 15-25. 7. Basevich, V.Ya. Modelirovanie zaderzhek samo-vosplameneniya metanovozdushnyih smesey v dvigatele vnutrennego sgoraniya [Tekst] / V.Ya. Basevich, V.I. Vedeneev, V.S. Arutyunov // Fizika goreniya i vzryiva. 1994. T. 30. NO. 21. S. 7-14. 8. Senachin, A.P. Chislennoe modeli-rovanie samovosplameneniya smesey izooktana i n-geptana s vozduhom pered frontom plameni v porshne-vyih dvigatelyah s iskrovyim zazhiganiem [Tekst] / A.P. Senachin, P.K. Senachin // Polzunovskiy vestnik. 2010. No. 1. S. 3-12. 9. Senachin, P.K. Samovosplamenenie smesi pered frontom plameni v porshnevyih dvigatelyah s is-krovyim zazhiganiem [Tekst] / P.K. Senachin, V.S. Babkin, A.V. Borisenko // Fizika goreniya i vzryiva. 1997. T. 33. No. 6. S. 3-13

Поступила в редакцию 04.06.2013

Сеначин Андрей Павлович – канд. техн. наук, докторант кафедры двигателей внутреннего сгорания Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова «АлтГТУ», Барнаул, Россия, e-mail: senachin.ap@yandex.ru

Сеначин Павел Кондратьевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова «АлтГТУ», Барнаул, Россия, e-mail: senachinpk@mail.ru

МОДЕЛЮВАННЯ ЯВИЩА СТУК ПЕРЕД ФРОНТОМ ПОЛУМ'Ї У ДВИГУНІВ З ІСКРОВИМ Запалюванням на основі детальної хімічної кінетики

А.П. Сеначін, П.К. Сеначін

Наведено результати чисельного моделювання меж самозаймання сумішей изооктана і нормального гептану перед фронтом полум'я в двигуні з іскровим запалюванням у фазовій площині «частота обертання - кут запалювання» при

варіюванні ступеня стиснення і коефіцієнта надлишку повітря. Запропоновані математична модель і детальний кінетичний механізм задовільно описують процес самозаймання суміші і можуть бути використані для прогнозування меж стуку або детонації у двигунах. Підтверджено існування півострова самозаймання суміші у зазначеній фазовій площині. Вплив термодинамічних, конструктивних, геометричних, динамічних та інших параметрів процесу на самозаймання відповідає відомим експериментальним даним.

SIMULATION OF THE PHENOMENA A KNOCK BEFORE OF THE FLAME FRONT IN THE SPARK IGNITION ENGINE ON THE BASIS OF A DETAILED CHEMICAL KINETICS

A.P. Senachin, P.K. Senachin

The results of numerical simulation of ignition limits of mixtures of normal heptane, isooctane and the flame front of a spark ignition engine in the phase plane of the frequency of rotation - the ignition angle when varying the compression ratio and the excess air ratio is offered. The proposed mathematical model and a detailed kinetic mechanism satisfactorily describe the process of spontaneous combustion mixture and can be used to predict the limits of a knock or detonation engines. The existence of the peninsula ignition mixture in said phase plane is proved. The influence of thermodynamic, structural, geometric, dynamic, and other process parameters on the self-ignition consistent with the known experimental data.

УДК 621.43.03

І.А. Швець

ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЗОПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ПРИ РУСІ ЧЕРЕЗ ЗМІШУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ

Розглянуто питання щодо визначення вихідних параметрів газоповітряного потоку як перший етап чисельного моделювання. Наведено математичні залежності, які значно спрощують отримання чисельних значень вихідних параметрів і, відповідно, вхідних для роботи з CFD комплексами. Вихідними параметрами які підлягають визначенню перед чисельним моделюванням, є перепад тиску в змішувальному пристрої та швидкість потоку на виході. Розглянуто основні допущення, які можуть застосовуватись при роботі з математичними залежностями, та відмічено їх вплив на точність отримання вихідних параметрів газового потоку.

Вступ

Моделювання параметрів потоку газу (рідини) з використанням розрахункових Computational fluid dynamics (CFD) комплексів типу ANSYS, Flow Vision та інших на сьогодні являє собою складний та кропіткий процес, який вимагає від дослідника:

 - фундаментальних знань з гідро- та газодинаміки, для вибору математичної моделі обрахунку параметрів потоку у відповідності до поставленого завдання;

- вмінь швидко та якісно готувати початкові дані для препроцесору;

- навичок роботи на ПЕОМ з інтерфейсом конкретного CFD комплексу;

- значних затрат часу на розрахунок та обробку результатів.

Витрати часу на розв'язання конкретних завдань залежать від:

1) складності геометрії фасеткової моделі;

 рівня складності завдання, що розв'язується та обраної для його розв'язання математичної моделі;

3) кількості та розмірів кінцевих елементів;

4) початкових параметрів потоку, початкових та граничних умов системи, тощо.

Постановка проблеми. Для досягнення найбільшої достовірності результатів, що будуть отримані в ході чисельного експерименту, необхідно забезпечити його тісний взаємозв'язок з натурним експериментом. Тому дані, отримані в ході попереднього натурного дослідження, є основою для дослідження чисельного. За умови відсутності даних, отриманих в ході експериментального дослідження, початкові дані для подальшого чисельного експерименту можуть бути отримані розрахунковим шляхом. Застосування початкових даних, отриманих розрахунковим шляхом, значно зменшує витрати часу при проведенні чисельного експериментального дослідження. Тому отримання математичних залежностей, що дозволять суттєво зменшити час на підготовку початкових даних та обрахунок результатів є на сьогодні актуальним завданням.

В даному випадку вирішується завдання дослідження характеру протікання процесів в камері змішувального пристрою сучасними електроннообчислювальними засобами із застосуванням програмного комплексу Flow Vision з метою визначення ефективності їх протікання. В даній роботі буде розглянуто математичні залежності щодо визначення попередніх параметрів потоку для підготовки та реалізації чисельного експерименту.

Викладення основного матеріалу

При протіканні повітряного потоку змішувач газу може розглядатись як місцевий опір. Для визначення початкових параметрів потоку будуть задіяні основні закони та залежності гідро- та газодинаміки.



Рис. 1. Схема змішувального пристрою:

0-0-вхід в змішувальний пристрій;

1—1— найвужчий (критичний) переріз змішувального пристрою;

2 - 2 - місце виходу газового потоку;

3 – 3 – вихід із змішувального пристрою

Представлений на рисунку 1 газозмішувальний пристрій має конструктивні особливості:

1) дотичний принцип розташування отворів подачі газу;

 комбінований щільово-отворовий принцип подачі газового палива.

З метою визначення параметрів робочого тіла в довільному перетині змішувального пристрою використано рівняння Бернуллі:

$$z_{i} + \frac{p_{i}}{\rho_{i} \cdot g} + \alpha_{i} \cdot \frac{v_{cp,i}^{2}}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho_{i+1} \cdot g} + \dots$$

$$\dots + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{cp,i+1}^{2}}{2 \cdot g} + \xi_{i_i+1} \cdot \frac{v_{cp,i+1}^{2}}{2 \cdot g} = \text{const},$$
(1)

де *i* – індекс параметрів потоку рідини (газу) на початку ділянки, що розглядається;

i+1 – індекс параметрів потоку рідини (газу) в кінці ділянки що розглядається;

z_i, z_{i+1} – геометричний напір потоку рідини (газу), відповідно, на початку та в кінці ділянки;

 p_{i} , p_{i+1} — тиск потоку рідини (газу), відповідно, на початку та в кінці ділянки;

ρ_{*i*}, ρ_{*i*+1} – густина потоку рідини (газу), відповідно, на початку та в кінці ділянки;

 α_i , α_{i+1} – коефіцієнт Коріоліса для потоку рідини (газу), відповідно, на початку та в кінці ділянки;

 v_{i} , v_{i+1} – середня швидкість потоку рідини (газу), відповідно, на початку та в кінці ділянки; ξ_{i_i+1} – коефіцієнт місцевих втрат на ділянці, що розглядається.

За умови $z_i=z_{i+1}$, тобто $D_z=0$, та нехтування впливом масових сил для газу справедливим буде допущення $z_i=z_{i+1}=0$, тоді:

$$\frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_{cpi}^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{i+1}}{\rho_{i+1} \cdot g} + \dots$$

$$\dots + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{cpi+1}^2}{2 \cdot g} + \xi_{i_i+1} \cdot \frac{v_{cpi+1}^2}{2 \cdot g}.$$
(2)

Прирівнявши нулю праву та ліву частину рівняння (2), маємо:

$$\left(\frac{p_i}{\rho_i \cdot g} - \frac{p_{i+1}}{\rho_{i+1} \cdot g}\right) + \left(\alpha_i \cdot \frac{v_{cp,i}^2}{2 \cdot g} - \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{cp,i+1}^2}{2 \cdot g}\right) - \dots$$

$$\dots - \xi_{i_{-}i+1} \cdot \frac{v_{cp,i+1}^2}{2 \cdot g} = 0.$$
(3)

Якщо вважати $\rho_i = \rho_{i+1} = \rho = \text{const}$

$$\frac{p_{i} - p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \frac{\left(\alpha_{i} \cdot v_{cp,i}^{2} - \alpha_{i+1} \cdot v_{cp,i+1}^{2}\right)}{2 \cdot g} \dots - \xi_{i_{-}i+1} \cdot \frac{v_{cp,i+1}^{2}}{2 \cdot g} = 0.$$
(4)

Для спрощення рівняння (4) помножимо його ліву та праву частину на множник 2·ρ·g

$$2 \cdot (p_i - p_{i+1}) + (\alpha_i \cdot v_{cpi}^2 - \alpha_{i+1} \cdot v_{cpi+1}^2 - \dots \dots - \xi_{i_{-i+1}} \cdot v_{cpi+1}^2) \cdot \rho = 0.$$
(5)

Виходячи з умови нерозривності потоку [1],

$$Q = f_i \cdot v_{cp,i} = f_{i+1} \cdot v_{cp,i+1} = \text{const} ,$$

де f_{i} , f_{i+1} – площа перетину пристрою відповідно на вході та виході.

Тоді маємо:

$$Q = f_i \cdot v_{cp,i} = f_{i+1} \cdot v_{cp,i+1} = const$$
$$v_{cp,i} = \frac{f_{i+1} \cdot v_{cp,i+1}}{f_i} \quad , \tag{6}$$

$$2 \cdot \left(p_i - p_{i+1}\right) + \left(\alpha_i \cdot \left(\frac{f_{i+1} \cdot v_{cpi+1}}{f_i}\right)^2 - \dots\right)$$
(7)

$$\alpha_{i+1} \cdot v_{cp,i+1}^2 - \xi_{i_{-i+1}} \cdot v_{cp,i+1}^2 \cdot \rho = 0.$$

Зробивши необхідні перетворення отримуємо:

$$2 \cdot (p_i - p_{i+1}) + \left(\alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} - \dots \right)$$

$$\dots - \alpha_{i+1} - \xi_{i_{-i+1}} \cdot \rho \cdot v_{cp,i+1}^2 = 0.$$
 (8)

Тоді на базі даного рівняння (8) отримуємо:

$$\left(\alpha_{i} \cdot \frac{f_{i+1}^{2}}{f_{i}^{2}} - \alpha_{i+1} - \xi_{i_{-}i+1}\right) \cdot \rho \cdot v_{cp,i+1}^{2} = \dots$$
(9)
$$\dots = -2 \cdot \left(p_{i} - p_{i+1}\right)$$

або

$$\left(\alpha_{i+1} - \alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} + \xi_{i_i+1} \right) \cdot \rho \cdot v_{cpi+1}^2 = \dots$$

$$\dots = 2 \cdot \left(p_i - p_{i+1} \right)$$
(10)

Тоді

$$v_{cp,i+1}^{2} = \frac{2 \cdot (p_{i} - p_{i+1})}{\left(\alpha_{i+1} - \alpha_{i} \cdot \frac{f_{i+1}^{2}}{f_{i}^{2}} + \xi_{i_{-}i+1}\right) \cdot \rho}$$
(11)

рішенням якого буде:

$$v_{cp,i+1} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_{i+1})}{\left(\alpha_{i+1} - \alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} + \xi_{i_-i+1}\right) \cdot \rho}} \quad (12)$$

Також з рівняння (8) отримуємо залежність для визначення перепаду тиску на ділянці що розглядається:

$$2 \cdot (p_i - p_{i+1}) = -\left(\alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} - \dots \right)$$

...- $\alpha_{i+1} - \xi_{i_{-i+1}} \cdot \rho \cdot v_{cp,i+1}^2$ (13)

або відповідно

$$2 \cdot (p_i - p_{i+1}) = \left(\alpha_{i+1} - \alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} + \dots + \xi_{i_{-i+1}}\right) \cdot \rho \cdot v_{cp,i+1}^2$$
(14)

і тоді

$$\Delta p = \frac{\left(\alpha_{i+1} - \alpha_i \cdot \frac{f_{i+1}^2}{f_i^2} + \xi_{i_-i+1}\right) \cdot \rho \cdot v_{cp,i+1}^2}{2} \quad (15)$$

Необхідно відмітити, що в обох рівняннях (12) та (15) факторами основного та безпосереднього впливу на вихідні параметри потоку є співвідношення квадратів площ перетинів $\frac{f_{i+1}^2}{f_i^2}$ та швидкість потоку на виході $v_{cp,i+1}^2$. Вплив величин α_i , та

кнепь потоку на виході $v_{cp,i+1}$. Внілів величин u_i , на а_{i+1} на вихідні параметри потоку також присутній, але він не суттєвий внаслідок стаціонарності режиму руху газового потоку для перетину, що розглядається. Суттєві зміни в характері руху потоку можливі за умови різкого переходу від ламінарного до турбулентного режиму руху, що в результаті може призвести до коливань а. Так згідно [2] для ламінарного режиму руху $\alpha = 2$, а для турбулентного $\alpha = 1,13...1,15$, а в більшості розрахунків для турбулентного режиму руху потоку приймається $\alpha=1$. Безпосередній вплив коефіцієнту місцевих втрат ξ_{i_i+1} на вихідні параметри потоку відбувається через число Re і найбільш відчутний для ламінарного руху потоку згідно [3]. Враховуючи турбулентний характер руху, для задачі, що розглядається, малу довжину і-тої ділянки перетину змішувального пристрою, коефіцієнт ξ_{i_i+1} умовно можна вважати сталою величиною. Також враховуючи незначний рівень коливань зміни густини газового потоку $\Delta \rho \rightarrow 0$, кінцевий вплив зміни густини потоку на результати для (12) та (15) буде несуттєвий.

Висновки

 Застосування аналітичних залежностей для визначення початкових параметрів потоку, отриманих на базі рівняння Бернуллі, дає можливість зменшити матеріальні та людські витрати під час моделювання із застосуванням (CFD) комплексів.

2) Розрахункове дослідження для початкових параметрів потоку, виконане з використанням рівняння Бернуллі, показало, що головними факторами впливу на вихідні параметри потоку є співвідношення квадратів площ перетинів змішувального

пристрою $\frac{f_{i+1}^2}{f_i^2}$ та квадрат швидкості потоку на виході v_{cni+1}^2 .

иході $v_{cp.i+1}$.

 В зв'язку з незначним рівнем зміни величин α, ξ_{i_i+1} та ρ при русі потоку через змішувальний пристрій, їх вплив на вихідні параметри потоку не суттєвий.

<u>Список літератури:</u>

 Сергель О.С. Уравнение неразрывности /Сергель О.С.– М.: Машиностроение, 1981. – 374 с., ил. – (Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов.) 2. Винников В.А., Гидромеханика: [учебник для вузов] /Винников В.А., Каркашадзе Г.Г. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. – 302 с., ил. 3. Идельчик И.Е. Общие указания / Идельчик И.Е. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: ил.- (Справочник по гидравлическим сопротивлениям – 3-е изд., перераб. и доп./ Под ред. М.О. Штейнберга) 4. Круглов М.Г., Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: [учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»]/ Круглов М.Г., Меднов А.А.. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.: ил.

Bibliography (transliterated):

1. Sergel OS The equation of continuity / Sergel OS - Mashinostroyeniye, 1981. - 374 p., Ill. - (Applied Fluid Dynamics: A Textbook for aviation schools.)2. VINNIKOV VA, Fluid [textbook for high schools] / VINNIKOV VA, GG Karkashadze Moscow: Publishing the Moscow State Mining University, 2003. - 302 p., Ill.3. Idelchik IE, General Instructions / Idelchik IE - M.: Mechanical Engineering, 1992. - 672 s.: Ill. - (Handbook of hydraulic resistance - 3rd ed., Rev. And add. / Ed. Steinberg MO)4. Kruglov MG, Gas dynamics of combined internal combustion engines [Textbook. aid for students enrolled in the specialty "Internal Combustion Engines"] / MG Kruglov, copper AA. - M.: Mechanical Engineering, 1988. - 360 s.: Ill.

Поступила в редакцию 03.07.2013

Швець Ігор Анатолійович – викладач Первомайського політехнічного інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала С.Й. Макарова, Первомайськ, Україна, e-mail: asistent2011@mail.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОЗДУШНОГО ПОТОКА ПРИ ДВИЖЕНИИ ЧЕРЕЗ УСТРОЙСТВО СМЕШЕНИЯ

И.А. Швец

Рассмотрены вопросы определения выходных параметров газо-воздушного потока как первый этап численного моделирования. Приведенные математические зависимости значительно упрощают получение численных значений выходных параметров и, соответственно, входных для работы с CFD комплексами. Исходные параметры, которые подлежат определению, перед численным моделированием есть перепад давления в устройстве смешения и скорость потока на выходе. Рассмотрены основные допущения, применимые при работе с математическими зависимостями и отмечено их влияние на точность получения исходных параметров газового потока.

METRICS SPECIFICATION OF GAS-AIR FLOW MOVING THROUGH MIXING DEVICE

I. A. Shvets

The problems of determining the output parameters of the gas-air flow as the first stage of the numerical simulation are considered. These mathematical relationships are much easier to obtain numerical values as junction parameters and input respectively to work with CFD systems. Baseline parameters that must be determined before the numerical simulation is the pressure drop in the mixing device and the flow rate at the outlet. The basic assumptions are applicable when dealing with mathematical relations and noted their influence on the accuracy of the initial parameters of the gas flow.

УДК 621.438

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский, А.Ю. Проскурин ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОНВЕРСИИ БИОЭТАНОЛА ДВС 2Ч 7,2/6

Представлены принцип действия и конструктивные особенности экспериментальной установки TXP-2.0, предназначенной для исследований паровой конверсии биоэтанола в синтез-газ в термохимическом реакторе. Определены основные конструктивные и энергетические показатели реактора на характерных режимах. Минимальная температура, при которой была достигнута 100% конверсия биоэтанола, составила 620 °C при использовании смеси с 54% содержанием биоэтанола. Эффективная мощность реактора в зависимости от состава смеси составляла 252...333 Вт.

Постановка проблемы

Постоянное повышение стоимости нефтяных топлив и их ограниченные запасы приводят к необходимости решения двуединой задачи - поиск новых видов топлива и принципов более эффективного использования этих топлив в энергетических установках. Одним из путей ее решения является использование продуктов термохимической конверсии биоэтанола в качестве топлива тепловых двигателей.

Использование биоэтанола в качестве топлива в тепловых двигателях достаточно подробно изучены отечественными и иностранными специалистами. Биоэтанол в основном используется в автомобильных двигателях с искровым зажиганием в качестве добавки к бензину (Е10, Е25) или в качестве основного топлива [1].

Большая часть биоэтанола производится из кукурузы (США) и сахарного тростника (Бразилия). Наиболее целесообразным с экономической точки зрения сырьем для производства биоэтанола в Украине является кукуруза [2]. Биоэтанол обеспечивает высокие антидетонационные свойства и пониженное содержание токсичных веществ в отработавших газах [3]. Недостатками биоэтанола являются пониженная теплота сгорания (Qн = 26,78 МДж/кг), высокая теплота испарения (Qu = 870 кДж/кг) и низкое давление насыщенных паров (рн = 12,2 кПа) [4].

Термохимическая конверсия биоэтанола позволяет улучшить не только топливноэкономические и экологические характеристики ДВС, но и кинетические показатели процесса сгорания топлива внутри цилиндра.

В энергетических установках с ДВС необходимая энергия для осуществления реакции конверсии может быть получена при утилизации тепла отходящих газов двигателя [5,6]. В результате конверсии химическая энергия полученного синтезгаза превышает энергию исходного биоэтанола на величину утилизированной энергии отходящих газов в реакторе, которая таким образом регенерируется. Большинство известных исследований посвящено конверсии традиционных топлив применительно к топливным элементам, что предполагает максимальный выход водорода [7]. В качестве исходного топлива чаще всего используют метан [8], пропан [9] и метанол [10].

Цель работы – исследование характеристик системы термохимической конверсии биоэтанола применительно к высокооборотному ДВС.

Изложение основного материала

Конверсия биоэтанола в синтез-газ может быть осуществлена тремя известными методами [11]:

паровой конверсией (паровой риформинг)

$$C_2H_5OH + H_2O = 2CO + 4H_2$$

$$\Delta H_{298} = +256$$
кДж/моль,

 $C_{2}H_{5}OH + CO_{2} = 3CO + 3H_{2}$

углекислотной конверсией («сухой» риформинг)

$$\Delta H_{298} = + 297$$
кДж/моль

и разложением

$$C_2H_5OH = CO + H_2 + CH_4$$

$$\Delta H_{298} = +50$$
кДж/моль

В поршневых ДВС целесообразно применять метод паровой конверсии. Реакция углекислотной конверсии по сравнению с паровой конверсией обладает большим эндотермичным эффектом, а реакция разложения обладает небольшим энергетическим потенциалом [11].

Первичная оценка эффективности термохимической конверсии биоэтанола может быть проведена путем сравнения теплотворной способности жидкого биоэтанола и газообразных продуктов его конверсии. Так при сгорании 1 кг жидкого биоэтанола выделяется 26,78 МДж тепловой энергии, а продукты его паровой конверсии могут уже выделить 34,87 МДж (на 23,2% больше) [12]. Увеличение теплотворной способности полученного синтез-газа по сравнению с исходным биоэтанолом является следствием внесения в систему дополнительного количества энергии (теплота реакции конверсии) и не противоречит закону сохранения энергии [13].

При разработке энергетической установки с системой термохимической конверсии биоэтанола особое внимание уделяется вопросам проектирования высокоэффективного реактора, который в широком диапазоне температур отходящих газов должен обеспечивать необходимую степень конверсии биоэтанола в синтез-газ.

С целью детального изучения этих вопросов в центре «Перспективные энергетические технологии» Национального Университета Кораблестроение имени адмирала Макарова создана экспериментальная установка – ТХР-2.0, позволяющая исследовать особенности процесса получения синтезгаза из биоэтанола в термохимическом реакторе.

Экспериментальная установка состоит из ряда систем (рис. 1.):

 по исследованию параметров процесса паровой конверсии биоэтанола в термохимической реакторе;

2) измерений;

3) автоматики и регулирования.



Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки ТХР-2.0

Система по исследованию параметров процесса паровой конверсии биоэтанола в термохимическом реакторе состоит из подсистемы подачи биоэтанола в термохимический реактор (ТХР), и устройств подвода энергии к нему, подсистемы охлаждения, подсистемы конденсации продуктов конверсии и закачки синтез-газа в баллоны. Подвод тепла ОГ ДВС с температурой 500 ... 600 °С, необходимого для протекания реакции, имитируется путем пропускания через реактор постоянного тока от источника питания 5 напряжения 24...31 В. Подсистема измерений позволяет измерять расхода, давления, плотности и температуры всех теплоносителей, а также электрическую нагрузку на термохимический реактор.

Подача биоэтанола в ТХР 6 осуществляется с помощью насоса 3 с электрическим приводом постоянного тока. Расход биоэтанола контролируют ротаметром 4. Охлаждение продуктов конверсии и очистка от остатков воды и не прореагировавшего этанола обеспечивается в теплообменнике 8 типа «труба в трубе» (L = 5 м, $d_{\rm BH} = 7,8$ мм, материал – сталь 12X18H10T), который охлаждается проточной водой. Расход воды фиксируется с помощью водяного счетчика 7 (Ду 15 VALTEC). Водяной пар и не прореагировавшие компаненты, собираются в реторте сконденсированной смеси 9. Количество прореагировавшего биоэтанола определяется весовым способом путем взвешивания реторты 1 с биоэтанолом до начала эксперимента и после его окончания на электронных цифровых весах ВТА-60/6-7-А 2. Количество сконденсировавшейся смеси, после охлаждения в конденсаторе определяется путем взвешивания с помощью электронных цифровых весов 10 (ЈКН-1000). Мгновенный расход синтез-газа замеряют по перепаду на расходомерной шайбе 11. Объем полученного синтез-газа фиксируется газовым счетчиком 12 (Gallus 2000), прошедшим индивидуальную тарировку. Перед ресивером с синтез-газом установлен водяной затвор 13. Полученный синтез-газ с помощью компрессора 14 (САЈ 4492 А) набивается в баллон 15 ($V_6 = 50$ л), где он и хранится.

В процессе исследований решались следующие задачи:

 – определение энергетических показателей реактора паровой конверсии биоэтанола;

 – определение характера изменения температур стенки *T_{cmi}* по длине реактора *L*;

 определение свойств синтез-газа в зависимости от состава и расхода смеси, а также мощности реактора;

Исследовано 4 смеси с различным объёмным содержанием биоэтанола – 54%, 46%, 39% и 25%.

Мощность реактора составляла 1,5 кВт, а расход смеси достигал 1,2 кг/ч. Главным условием было достижение 100% конверсии биоэтанола. В результате исследований выявлены:

 зависимость средних тепловых потерь реактора от средней температуры стенки реактора;

 зависимость максимальной температуры синтез-газа на выходе из реактора при 100% конверсии от состава смеси «биоэтанол-вода»;

 зависимость эффективной мощности реактора от расхода и состава смеси «биоэтанол-вода»;

 – зависимость средней температуры стенки по длине реактора от состава смеси «биоэтанол-вода»;

 – зависимость плотности синтез-газа от состава смеси «биоэтанол-вода»;

 зависимость расчетной теплоты сгорания синтез-газа от расхода и состава смеси «биоэтанолвода».

Результаты исследований приведены на рис. 2-5.

Так средние тепловые потери реактора в диапазоне температур стенки 215...528 °C составили 77...285 Вт.

При исследовании смеси с 54% объемным содержанием биоэтанола были достигнуты минимальное значение температуры (620 °С), при которой произошла 100% конверсия биоэтанола, а также максимальное значение средней интегральной температуры стенки реактора (325,3 °С). Плотность полученного синтез-газа составила 0,898 кг/м³. Расчетное значение удельной массовой теплоты сгорания синтез-газа составило 13,5 МДж/кг. Для осуществления реакции паровой конверсии затрачено наименьшее количество энергии – 252 Вт.

Выводы

1. Определены основные теплотехнические показатели реактора конверсии биоэтанола при различных режимах. Минимальная температура, при которой была достигнута 100% конверсия биоэтанола, составила 620 °С при использовании смеси с 54% содержанием биоэтанола. В этих условиях плотность полученного синтез-газа составила 0,898 кг/м³.

2. Эффективная мощность реактора в зависимости от состава смеси «биоэтанол-вода» составляла 252...333 Вт при условии одинаковой энергии нагрева реактора.

3. Расчетная удельная теплота сгорания полученного синтез-газа в зависимости от состава смеси «биоэтанол-вода» составляла 11,9...13,5 МДж/кг.



Рис. 2. Влияние средней температуры стенки трубки на тепловые потери TXP



Рис. 3. Влияние состава смеси «биоэтанол-вода» на максимальную температура синтез-газа на выходе из реактора и среднюю температуру стенки по длине реактора



Рис. 4. Влияние состава смеси «биоэтанол-вода» на эффективную мощность реактора



Рис. 5. Влияние состава смеси «биоэтанол-вода» на плотность синтез-газа и расчетную теплоту сгорания синтез-газа

<u>Список литературы:</u>

1. Карпов, С. А. Автомобильные топлива с биоэтанолом [Текст] / С. А. Карпов, В. М. Капустин, А. К. Старков. -М. : Колос, 2007. – 216 с. 2. Третьяков, В. Ф. Биоэтанол – стратегия развития топливного и нефтехимического комплекса [Текст] / В. Ф. Третьяков // Химическая техника. – 2008. – № 1. – С. 8-12. З. Данилов, А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения [Текст] /А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И.Менделеева). – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4-11. 4. Работа дизелей на нетрадиционных топливах / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко. – М. : Изд-во «Легион – Автодата», 2008. – 464 с. 5. Носач, В.Г. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации [Текст] / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №2 – С. 57-63. 6. Носач, В.Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – T.31, №3 – C. 42-50. 7. Cheekatamarla P.K. Reforming catalysts for hydrogen generation in fuel cell applications [Text] / P.K. Cheekatamarla, C.M. Finnerty // Journal of Power Sources. - 2006. - P. 490-499. 8. Methane steam reforming for hydrogen production using low waterratios without carbon formation over ceria coated Ni catalysts [Text] / J. Xu et al. // Applied Catalysis A. -. 2008. - P. 119-127. 9. Reactivity of steam in exhaust gas catalysis III. Steam and oxy-gen/steam conversions of propane on a Pd/Al2O3 catalyst [Text] / T. Maillet et al. // Applied Catalysis B. - 1996. - P. 251-266. 10. Production of H2 for fuel cell applications: methanol steam reforming with sufficiently thorough cleaning of H2 from CO impurity [Text] / A. Ya. Rozovskii et al. // Topics in Catalysis. - 2007. - Vol. 42-43. -P. 437-441. 11. Ethanol steam reforming in a microchannel reactor [Text] / Y. Men, G. Kolb, R. Zapf, V. Hessel and H. Lowe. - Trans IChemE, Part B, Process Safety and Environmental Protection, 2007, 85(В5): 413-418. 12. Тимошевский, Б.Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив применяемых в ДВС [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин // Вісник НУК. – 2011. – №3. – С. 36-42. 13. Блинов, Л.М. Справочник по химии [Текст] / Л.М. Блинов, И.Л. Перфилова, Л.В. Юмашева, Р.Г. Чувиляев. – М.: Проспект, 2011. – 160 c.

Bibliography (transliterated):

1. Karpov, S. A. Avtomobilnyie topliva s bioetanolom [Tekst] / S. A. Karpov, V. M. Kapustin, A. K. Starkov. - M. : Kolos, 2007. - 216 s. 2. Tretyakov, V. F. Bioetanol - strategiya razvitiya toplivnogo i neftehimicheskogo kompleksa [Tekst] / V. F. Tretyakov // Himicheskaya teh-nika. - 2008. - # 1. - S. 8-12. 3. Danilov, A. M. Alternativnyie topliva: dostoinstva i nedostatki. Proble-myi primeneniya [Tekst] /A. M. Danilov, E. F. Kaminskiy, V. A. Havkin // Ros. him. zh. (Zh. Ros. him. ob-va im. D.I.Mendeleeva). - 2003. - T. 47, # 6. -S. 4-11. 4. Rabota dizeley na netraditsionnyih toplivah / V. A. Markov, A. I. Gayvoronskiy, L. V. Grehov, N. A. Ivaschenko. - M. : Izdvo «Legion – Avtodata», 2008. – 464 s. 5. Nosach, V.G. Povyi-shenie effektivnosti ispolzovaniya biogaza v teplo-energeticheskih ustanovkah s pomoschyu termohimicheskoy regeneratsii [Tekst] / V.G. Nosach, A.A. Shrayber // Pro-myishlennaya teplotehnika. - 2009. -T.31, #2 - S. 57-63. 6. Nosach, V.G. Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoschyu termohimicheskoy regeneratsii [Tekst] / V.G. Nosach, A.A. Shrayber // Promyishlennaya teplotehnika. – 2009. – T.31, #3 – S. 42-50. 7. Cheekatamarla P.K. Reforming catalysts for hydrogen generation in fuel cell applications [Text] / P.K. Cheekatamarla, C.M. Finnerty // Journal of Power Sources. – 2006. – P. 490-499. 8. Methane steam reforming for hydrogen production using low water-ratios without carbon formation over ceria coated Ni catalysts [Text] / J. Xu et al. // Applied Catalysis A. – 2008. – P. 119-127. 9. Reactivity of steam in exhaust gas catalysis III. Steam and oxy-gen/steam conversions of propane on a Pd/Al2O3 catalyst [Text] / T. Maillet et al. // Applied Catalysis B. – 1996. – P. 251-266. 10. Production of H2 for fuel cell applications: methanol steam reforming with sufficiently thorough cleaning of H2 from CO impurity [Text] / A. Ya. Rozovskii et al. // Topics in Catalysis. – 2007. – Vol. 42-43. – P. 437-441. 11. Ethanol steam reforming in a microchannel reactor [Text] / Y. Men, G. Kolb, R. Zapf, V. Hessel and H. Lowe. – Trans IChemE, Part B, Process Safety and Environmental Protection, 2007, 85(B5): 413-418. 12. Timoshevskiy, B.G. Effektivnost termohimicheskoy konversii uglevodorodnyih topliv primenyaemyih v DVS [Tekst] / B. G. Timoshevskiy, M. R. Tkach, A. Yu. Proskurin // VIsnik NUK. – 2011. – #3. – S. 36-42. 13. Blinov, L.M. Spravochnik po himii [Tekst] / L.M. Blinov, 1.L. Perfi-lova, L.V. Yumasheva, R.G. Chuvilyaev. – M.: Prospekt, 2011. – 160 s.

Поступила в редакцию 12.05.2013

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mksat.net, (050) 948-22-22.

Ткач Михаил Романович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tkach@mksat.net, (050) 521-93-80.

Митрофанов Александр Сергеевич – ассистент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: m.aleksandr.s@mail.ru, (063) 021-30-93.

Познанский Андрей Станиславович – ассистент кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: AndPozn@yandex.ru, (096) 968-51-24.

Проскурин Аркадий Юрьевич – ассистент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mover@ukr.net, (093) 204-80-26.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНВЕРСІЇ БІОЕТАНОЛУ ДВЗ 2Ч 7,2/6

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський, А.Ю. Проскурін

Представлені принцип дії і конструктивні особливості експериментальної установки ТХР-2.0, призначеної для досліджень парової конверсії біоетанолу в синтез-газ у термохімічному реакторі. Визначено основні конструктивні та енергетичні показники реактора на характерних режимах. Мінімальна температура, при якій була досягнута 100% конверсія біоетанолу, склала 620 °C при використанні суміші з 54% вмістом біоетанолу. Ефективна потужність реактора залежно від складу суміші становила 252 ... 333 Вт.

CHARACTERISTICS OF BIOETHANOL CONVERSION EXPERIMENTAL SYSTEM FOR THE 2 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 7,2/6

M.R. Tkach, B.G. Timoshevsky, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky, A.Y. Proskurin

Represented principle of operation and design features of the experimental plant TCR-2.0 for research bio-ethanol steam reforming in syngas by thermochemical reactor. The basic structural and energy performance of the reactor at the characteristic modes are describes. The minimum temperature, which was achieved with 100% conversion ethanol, was 620 ° C when using a mixture containing 54% ethanol. The effective capacity of the reactor depending on the composition of the mixture was 252 ... 333 watts.