

## The Theoretical Investigation of Aerodynamics Structure, Heat and Mass Transfer Processes in Freeboard Transition Zone of Circulating Fluidized Bed Fire-Chamber

*Maystrenko A.Yu.<sup>1</sup>, Rokhman B.B.<sup>1</sup>,  
Vyfatnyuk V.G.<sup>2</sup>, Chernyavskiy N.V.<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> Coal Energy Technologies Institute of NASU, Kiev

<sup>2</sup> Special Design and Technological Construction Bureau «Energomashproect», Kiev

An attempt to generalize mathematical model of coal transfer and combustion processes in pneumatic transport zone for furnace freeboard (FB) transition zone for calculation case of the large-scale circulating fluidized bed (CFB) installation is performed. The additional members into transport equations of averaged and fluctuating variables for this purpose are introduced. The members describe dispersed phase crossflow of mass, momentum and energy from the flow core to the annular zone. New boundary conditions which consider wall and particles interaction, radiant, conductive and convective heat transfer between gas-particle flow and screens are formulated. The numerical studies results substantially specify representations of transfer processes in wall-attached region in FB zone of CFB furnace.

**Key words:** circulating fluidized bed, gas, annular zone, core, freeboard, furnace, velocity, particle.

УДК 621.43

## Расчетно-экспериментальное исследование процесса сгорания водорода в одноцилиндровом четырехтактном двигателе с искровым воспламенением

*Марченко А.П.<sup>1</sup>, Осетров А.А.<sup>1</sup>, Дубей И.<sup>2</sup>, Маамри Р.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup> Национальный технический университет «ХПИ», Харьков

<sup>2</sup> Университет провинции Квебек, Труа Ривьер, Канада

Обработкой экспериментальных данных получены постоянные эмпирические коэффициенты в формулах Вибе для определения количества выгоревшего топлива и скорости сгорания. Исследовано влияние угла опережения зажигания, степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на динамику и продолжительность сгорания водорода. Показано, что наибольшее влияние на процесс сгорания водорода оказывает коэффициент избытка воздуха в цилиндре. Предложена функциональная зависимость продолжительности сгорания от коэффициента избытка воздуха.

**Ключевые слова:** сгорание, тепловыделение, водород, формула Вибе, одноцилиндровый двигатель, искровое воспламенение, степень сжатия, угол опережения зажигания, коэффициент избытка воздуха.

Обробкою експериментальних даних отримано постійні емпіричні коефіцієнти у формулах Вібе для визначення кількості палива, що вигоріло, та швидкості згорання. Досліджено вплив кута випередження запалювання, ступеня стиснення та коефіцієнта надлишку повітря на динаміку та тривалість згорання водню. Показано, що найбільший вплив на процес згорання водню здійснює коефіцієнт надлишку повітря у циліндрі. Запропоновано функціональну залежність тривалості згорання від коефіцієнта надлишку повітря.

**Ключові слова:** згорання, тепловиділення, водень, формула Вібе, одноциліндровий двигун, іскрове запалювання, ступінь стиску, кут випередження запалювання, коефіцієнт надлишку повітря.

Водород является привлекательным топливом для двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Во-первых, при его сжигании практически отсутствуют выбросы CO, углеводородов и твердых частиц. Некоторое их содержание в отработавших газах объясняется выгоранием смазочного масла. Во-вторых, широкие пределы воспламеняемости водорода позволяют организовать качественное регулирование мощности на эксплуатационных режимах и, как следствие, увеличить КПД двигателя на частичных нагрузках. В-третьих, при сжигании бедных смесей водорода с воздухом можно радикально снизить выбросы NO без существенных материальных затрат. К недостаткам водорода как топлива относят высокую себестоимость его получения, трудности хранения водорода на борту транспортного средства, отсутствие инфраструктуры и др.

Преимущества водорода обуславливают развитие работ, связанных с использованием данного топлива в двигателях внутреннего сгорания [1–7]. Одним из наиболее эффективных инструментов исследования процессов в ДВС, оптимизации его конструкции является математическое моделирование. При разработке математических моделей возникают вопросы, не освещенные достаточно широко в технической литературе. Это относится к динамике тепловыделения в водородном двигателе, влиянию на рабочий процесс конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Цель настоящего исследования — проанализировать процесс сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением, разработать математическую модель, учитывающую особенности процесса сгорания, оценить влияние на процесс сгорания конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

В основу работы положены результаты экспериментов, проведенных на одноцилиндровом четырехтактном двигателе CFR ( $1 \times 8,255/11,42$ ) [5]. Схема экспериментальной установки показана на рис.1. Основные параметры двигателя: диаметр цилиндра — 82,55 мм; ход поршня — 114,2 мм; длина шатуна — 254 мм; степень сжатия — 7–9,5; частота вращения коленчатого вала — 600 мин<sup>-1</sup>.

Двигатель CFR, предназначенный первоначально для опре-

деления октанового числа топлив, был переоборудован для использования водорода. На двигатель установили систему подачи водорода во впускной коллектор. Количество подаваемого топлива изменялось регулированием продолжительности подъема клапана форсунки.

В головку цилиндра был установлен охлаждаемый водой пьезоэлектрический датчик для измерения давления. Также измерялись нагрузка, частота вращения коленчатого вала, положение верхней мертвой точки, массовые расходы воздуха и водорода, давление смеси перед клапанами и отработавших газов на выпуске. В отработавших газах определялось содержание O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, NO и NO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> и несгоревших углеводородов. Частота вращения во всех испытаниях поддерживалась постоянной  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ , степень сжатия изменялась в диапазоне от 7 до 9,5.

Экспериментальные данные, полученные на двигателе CFR, позволили уточнить модель сгорания водорода в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. В настоящее время известны одно-, двух- и многозонные модели сгорания. В основу однозонных моделей положены законы сохранения массы и энергии. Количество выгоревшего топлива к определенному моменту времени и скорость тепловыделения задаются эмпирическими либо полупирическими зависимостями (например, методика И.И.Вибе). Входной координатой является время.

В многозонных моделях уравнения законов сохранения массы и энергии в дифференциальной форме дополняются уравнениями Навье — Стокса, описывающими турбулентное течение газа и куда, помимо времени, вводятся пространственные координаты. В двухзонных мо-

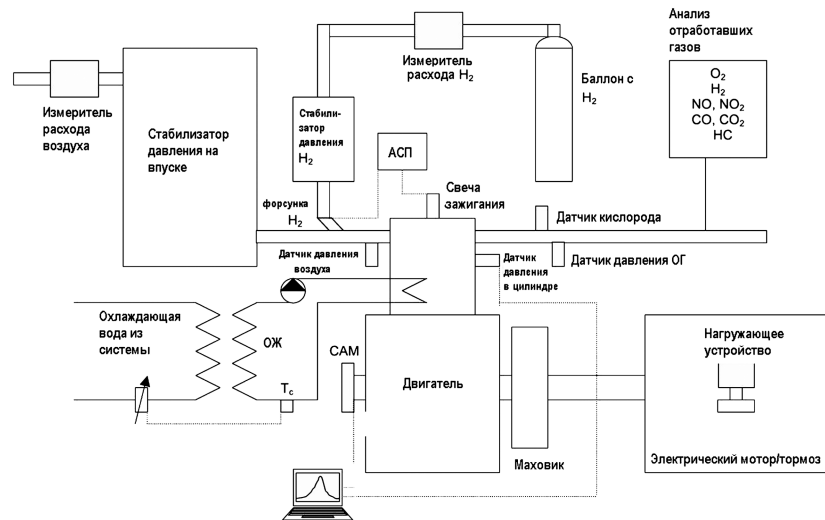


Рис.1. Схема экспериментальной установки.

делях пространственной координатой является радиус фронта пламени. Процесс сгорания моделируется на основе данных о скорости распространения пламени в ламинарных и турбулентных средах.

Недостатком двух- и многозонных моделей является необходимость и сложность задания большого количества граничных условий, полученных в результате экспериментальных либо расчетных исследований, существенные затраты машинного времени. Скорость распространения пламени, как правило, задается эмпирическими формулами на основе экспериментальных данных о скорости ламинарного и турбулентного горения в бомбах [5–9]. Учет специфики сгорания в ДВС производится эмпирическими коэффициентами, что снижает точность расчетов при исследованиях для других типов двигателей. Область применения данных моделей — детальные теоретические исследования процесса сгорания.

В настоящей работе для исследования и моделирования процесса сгорания водорода принята однозонная термодинамическая модель, в основу которой положены полуэмпирические формулы Вибе для определения количества выгоревшего топлива и скорости сгорания:

$$x = 1 - \exp(C \bar{\varphi}^{m+1}); \quad (1)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -[C(m+1) \bar{\varphi}^m] \times \exp(C \bar{\varphi}^{m+1}) / \varphi_z; \quad (2)$$

где  $\bar{\varphi}$ ,  $\varphi$ ,  $\varphi_z$  — соответственно относительное время сгорания, текущее время от начала сгорания и продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала,  $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_z$ ;  $C$  — константа (например, при условии окончания сгорания в момент, когда доля выгоревшего топлива равна 0,999, константа  $C = \ln(1 - 0,999) = -6,908$ );  $m$  — показатель характера сгорания, константа, определяющая динамику процесса сгорания.

Константы  $\varphi_z$  и  $m$  в данной модели подбираются эмпирически из условия обеспечения удовлетворительного согласования расчетной и экспериментальной индикаторной диаграмм (закона сгорания). Как правило, исследователи определяют зависимости  $\varphi_z$  и  $m$  от конструктивных и режимных параметров рабочего процесса, а затем используют данные зависимости в оптимизационных и других работах. В настоящей работе поставлена задача определить влияние конструктивных и режимных параметров рабочего процесса на закон сгорания и, следовательно, параметры  $\varphi_z$  и  $m$  модели И.И.Вибе.

На рис.2 показано влияние продолжительности сгорания  $\varphi_z$  и показателя характера сгорания  $m$  на форму индикаторной диаграммы. Видно, что для режима  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_e = 1,3 \text{ кВт}$  наилучшее совпадение расчетной и экспериментальной диаграмм достигается при  $\varphi_z = 22^\circ$  и  $m = 2,75$ . Однако и в этом случае наклон расчетных и экспериментальных кривых давления не совпадает. Очевидно, что сгорание проис-

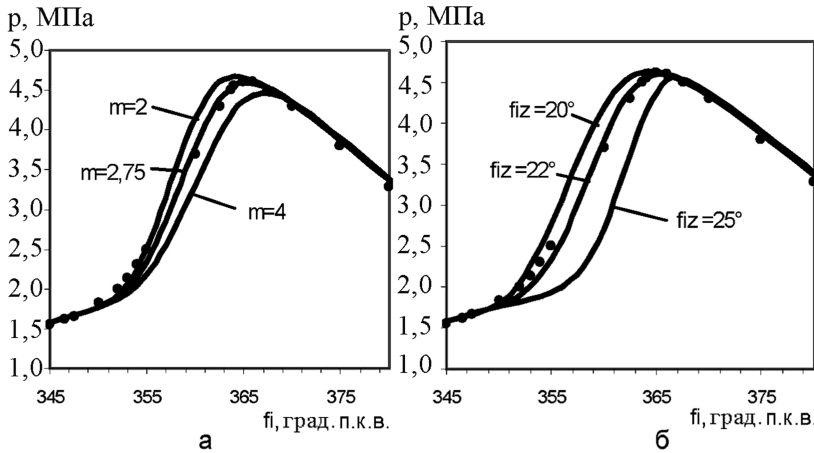


Рис.2. Подбор показателя характера сгорания  $m$  (а) и продолжительности сгорания  $\varphi_z$  (б) в формулах (1) и (2) для режима  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_e = 1,3 \text{ кВт}$ . Точками показана экспериментальная диаграмма.

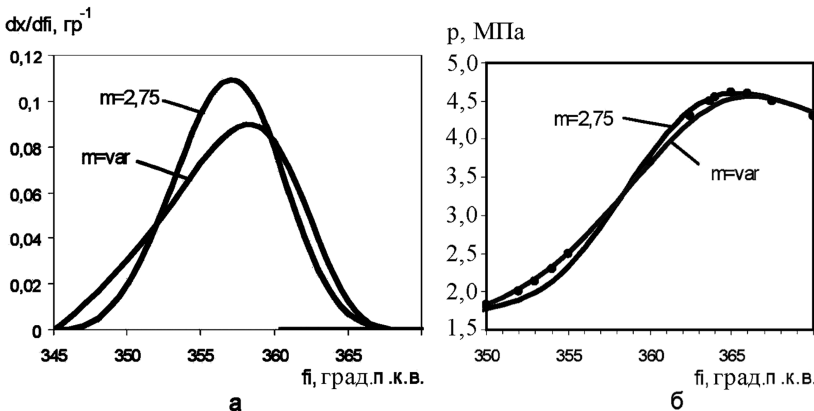


Рис.3. Скорость сгорания (а) и индикаторная диаграмма (б) при постоянном и переменном показателе динамики сгорания  $m$ . Продолжительность сгорания  $\varphi_z = 22^\circ$  поворота коленчатого вала. Точками показана экспериментальная диаграмма.

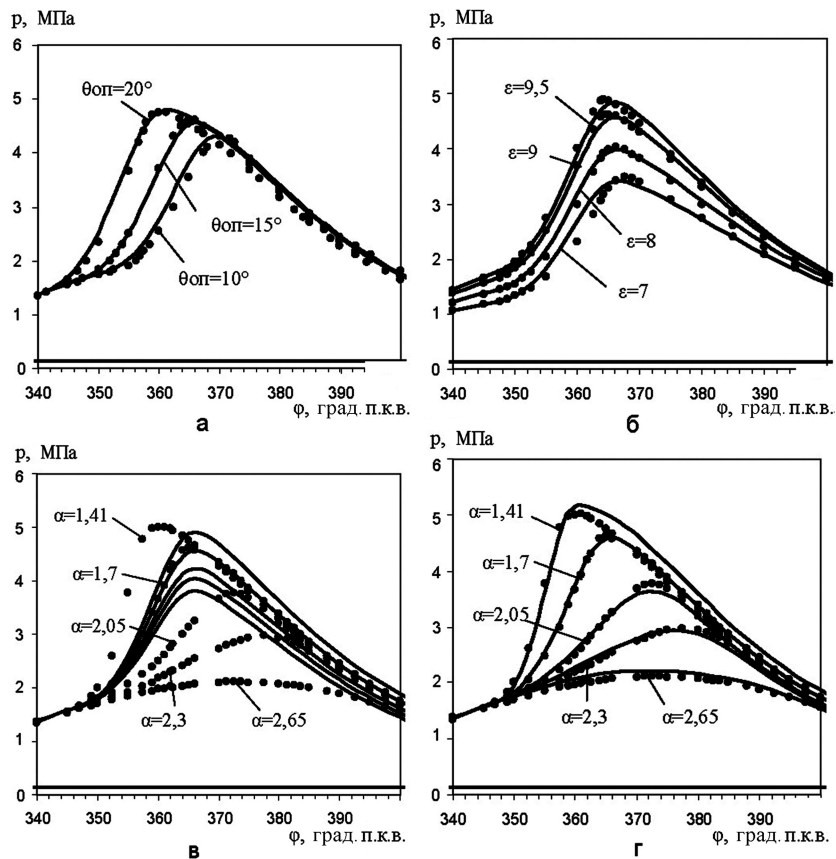


Рис.4. Влияние изменения  $\theta_{оп}$  (а),  $\epsilon$  (б) и  $\alpha$  (в, г) на экспериментальную (точки) и расчетную индикаторные диаграммы.

ходит более интенсивно в начальной фазе и менее интенсивно в конечной фазе, то есть закон сгорания близок к треугольной форме (рис.3).

Видно, что при использовании переменного показателя динамики сгорания  $m$  достигается хорошее совпадение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм на режиме  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $N_e = 1,3 \text{ кВт}$ .

Нами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от  $m_1 = 1,5$  до  $m_2 = 4$ :

$$m = (m_2 - m_1) \bar{\varphi} + m_1. \quad (3)$$

В этом случае скорость сгорания определяется по формуле:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -[C(m+1) \bar{\varphi}^m] [\exp(C \bar{\varphi}^{m+1}) / \varphi_z] \times [(m+1) \bar{\varphi}^m + \bar{\varphi}^{m+1} \ln(\bar{\varphi}^m (m_2 - m_1)].$$

На рис.4 показано влияние изменения степени сжатия  $\epsilon$ , угла опережения зажигания  $\theta_{оп}$  и коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  на экспериментальную и расчетную индикаторные диаграммы. При моделировании показатель динамики сгорания  $m$  задавался линейной функцией

(3), в которой коэффициенты  $m_1$  и  $m_2$  не изменялись, а продолжительность сгорания  $\varphi_z$  принималась постоянной и равной  $22^\circ$  поворота коленчатого вала. Наибольшее влияние на динамику и продолжительность сгорания водорода оказывает коэффициент избытка воздуха (рис.4, в). Влияние изменения угла опережения зажигания и степени сжатия не столь существенно (рис.4, а, б). Этот факт подтверждают экспериментальные данные, приведенные в работе [1].

Нами получена эмпирическая зависимость  $\varphi_z$  от  $\alpha$  для режимов с  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ :

$$\varphi_z = (12,652 \alpha^2 - 14,273 \alpha + 9,1265) \psi, \quad (4)$$

где  $\psi$  — коэффициент, учитывающий влияние турбулентности и других факторов на продолжительность сгорания (при расчетах принималось  $\psi = 1$ ).

Из рис.4, г видно, что использование зависимости (4) позволяет получить хорошее совпадение расчетных и экс-

периментальных данных.

Зависимость (4) обеспечивает удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных для двигателя CFR только на режимах с  $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ . Очевидно, что на режимах с большими частотами вращения продолжительность сгорания будет уменьшаться вследствие увеличения турбулизации заряда в камере сгорания. Кроме того, для двигателей другой размерности, отличающихся конструкцией впускной системы, турбулентность в камере сгорания будет изменяться. Следовательно, коэффициент  $\psi$  следует уменьшать или увеличивать. К сожалению, в работе [5] частота вращения не изменялась, оценить ее влияние на продолжительность сгорания для двигателя CFR не представляется возможным.

### Выводы

В результате расчетных исследований показано, что форма кривой скорости сгорания при использовании водорода близка к треугольной. Предложено в модели сгорания И.И.Вибе использовать переменный показатель характера сгорания  $m$ , изменяющийся по линейному зако-

ну, что позволяет более точно описать динамику сгорания водорода.

Показано, что изменение степени сжатия и угла опережения впрыскивания в меньшей степени влияет на продолжительность и динамику процесса сгорания, чем изменение коэффициента избытка воздуха. Учесть это влияние позволяет использование аппроксимирующей зависимости продолжительности сгорания  $\varphi_z$  от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

#### Список литературы

1. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. — Киев : Наук. думка, 1984. — 143 с.
2. Kim J.M., Kim Y.T., Lee J.T., Lee S.Y. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system // SAE, paper nr 952498, 1995.
3. Sierens R., Verhelst S., Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference, ICE 34-3, paper nr. 2000-ICE-285, pp. 9-16, San Antonio, 2000.
4. Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symp. (Int.) on Combustion, pages 375–382, 2000.
5. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines. Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, 2005. — 222 p.
6. Polasek M., Macek J., Takats M., and Vitek O. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials. SAE, paper nr 2002-01-0373, 2002.
7. Ma J., Su Y., Zhou Y., and Zhang Z. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine. Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003.
8. Lipatnikov A.N., Chomiak J. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multi-dimensional simulations. Progress in Energy and Combustion Science, 28:1–74, 2002.
9. Keck J. C., Heywood J. B., and Noske G. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability. SAE, paper nr 870164, 1987.

Поступила в редакцию 01.11.10

## Calculating and Experimental Investigation of Hydrogen Combustion in One-Cylinder Four-Cycle Engine with Spark Inflammation

**Marchenko A.P.<sup>1</sup>, Osetrov A.A.<sup>1</sup>, Dubey I.<sup>2</sup>, Maamri P.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> National Technical University «KhPI», Kharkov

<sup>2</sup> University of Quebec Province, Troyes Rivier, Canada

The constant empirical coefficients for Vibe formulas for burned out fuel amount and combustion velocity determinations by experimental data analysis are resulted. The influence of advance ignition angle, compression degree and excess air coefficient on hydrogen combustion dynamics and duration is investigated. It is displayed that on hydrogen combustion process maximal influences excess air coefficient in the cylinder. The functional dependence of combustion duration on excess air coefficient is proposed.

**Key words:** combustion, heat generation, hydrogen, Vibe formula, one-cylinder engine, spark inflammation, compression degree, advance ignition angle, excess air coefficient.

Received November 1, 2010