

УДК 621.43.052

МЕТОДИКА РАСЧЁТА МИНИМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ ЗАЖИГАНИЯ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ

Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., А.Н. Кабанов, доцент, к.т.н.,
Д.В. Швыдкий, аспирант, ХНАДУ

Аннотация. Представлена уточнённая методика расчёта минимальной энергии зажигания в газовом двигателе, учитывающая потери энергии в очаге воспламенения на излучение. Выполнено сравнение результатов расчёта с использованием данной модели с экспериментальными данными. Приведены результаты расчёта минимальной энергии зажигания для газового ДВС при различных значениях коэффициента избытка воздуха.

Ключевые слова: энергия зажигания, газовый двигатель, критический радиус пламени, теплоотдача излучением.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МІНІМАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ЗАПАЛЮВАННЯ ПАЛИВОВОПІТРЯНОЇ СУМІШІ В ГАЗОВОМУ ДВИГУНІ

Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., О.М. Кабанов, доцент, к.т.н.,
Д.В. Швидкий, аспірант, ХНАДУ

Анотація. Представлено уточнену методику розрахунку мінімальної енергії запалювання в газовому двигуні, яка враховує втрати енергії в осередку запалювання на випромінювання. Виконано порівняння результатів розрахунку з використанням цієї моделі з експериментальними даними. Наведено результати розрахунку мінімальної енергії запалювання для газового ДВЗ за різних значень коефіцієнта надлишку повітря.

Ключові слова: енергія запалювання, газовий двигун, критичний радіус полум'я, тепловіддача випромінюванням.

METHOD OF CALCULATION OF AIR-FUEL MIXTURE MINIMUM IGNITION ENERGY IN GAS ENGINE

F. Abramchuk, Professor, Doctor of Technical Science,
O. Kabanov, Associate Professor, Candidate of Technical Science,
D. Shvydkiy, postgraduate, KhNAHU

Abstract. The improved method of minimum ignition energy calculation in a gas engine that takes into account radiation energy losses in a flame kernel has been presented. Comparison of calculation results using this model with experimental data has been performed. Minimum ignition energy calculation results for gas ICE for different values of air-fuel ratios have been presented.

Key words: ignition energy, gas engine, critical flame radius, radiation heat transfer.

Введение

В настоящее время при использовании газового топлива в ДВС наибольшее распространение получили две концепции организации рабочего процесса: стехиометрическая и концепция «бедного горения». Многие фир-

мы являются сторонниками первой концепции (например, фирма Bosch [1]), однако «бедное горение» рабочей смеси при высоких значениях коэффициента избытка воздуха (α) в газовых ДВС завоёвывает всё большую популярность.

Увеличение α , в свою очередь, требует увеличения энергии зажигания смеси, то есть применения высокоэнергетических систем зажигания.

Очевидно, что надёжность зажигания смеси в первую очередь определяется количеством энергии, подведенной к очагу воспламенения. Однако увеличение энергии зажигания приводит к эрозии электродов свечи зажигания, снижению её ресурса. Устранение этих недостатков приводит к увеличению стоимости свечи зажигания. Кроме того, повышаются требования к другим элементам системы зажигания, что также приводит к увеличению её стоимости.

Соответственно выбор правильного подхода к расчёту минимальной энергии зажигания топливовоздушной смеси при заданных α и химическом составе топлива позволит расчётным путём оптимизировать параметры системы зажигания, что, исходя из вышесказанного, в настоящее время является актуальной задачей.

Анализ публикаций

Первые работы по определению минимальной энергии зажигания (МЭЗ) выполнялись в работах Б. Люиса и Г. Эльбе [2]. Данными авторами в [2] предложено эмпирическое уравнение для расчёта МЭЗ

$$Q_{кр} = \frac{\lambda_u \cdot Q_p}{(C_{pu}/M_{кр}) \cdot U_n} = \frac{\lambda_u}{U_n} (T_b - T_u), \quad (1)$$

где λ_u – коэффициент теплопроводности смеси; Q_p – тепловой эффект реакции горения при постоянном давлении; C_{pu} – массовая изобарная теплоёмкость смеси; $M_{кр}$ – масса смеси, к которой подводится энергия; T_u , T_b – температуры несгоревшей смеси и очага воспламенения соответственно; U_n – нормальная скорость распространения пламени.

Однако в [2] показано, что результаты, полученные с использованием уравнения (1), занижены иногда в 2–3 раза по сравнению с экспериментальными. Это вызвано тем, что в зависимости (1) не учтены геометрические показатели очага воспламенения, позволяющие рассчитать плотность энергии в нём, а также параметры теплоотдачи в несгоревшую смесь. Следовательно, для расчёта МЭЗ

должна использоваться методика, наиболее полно учитывающая эти величины.

В работах [3, 4] показано, что для того чтобы очаг воспламенения развился до критического объёма $V_{кр}$, достижение которого позволяет превратить горение в самоподдерживающийся процесс, МЭЗ должна равняться энтальпии, достаточной для увеличения температуры объёма $V_{кр}$ от T_u до T_b

$$\begin{aligned} Q_{кр} &= M_{кр} \cdot C_{pu} \cdot (T_b - T_u) = \dots \\ &\dots = V_{кр} \cdot \rho_b \cdot C_{pu} \cdot (T_b - T_u), \end{aligned} \quad (2)$$

где ρ – плотность смеси.

В работе [5] также поддерживается данная формулировка. В данной работе авторы предлагают следующую зависимость для нахождения критического объёма

$$V_{кр} = \delta_{пл}^3,$$

где δ – толщина фронта ламинарного пламени.

В [4] для определения критического объёма $R_{кр}$ сферической формы предлагается зависимость

$$R_{кр} = 3 \cdot \delta_{пл}.$$

Однако в [5] показано, что данная зависимость работает только для больших значений $R_{кр}$ и $\delta_{пл}$ и не применима для условий искрового промежутка.

Так как термодинамические параметры рабочей смеси в очаге воспламенения определяются с использованием известных методик, точность расчёта $Q_{кр}$ в зависимости (2) определяется точностью расчёта $V_{кр}$. На значение последней величины, в свою очередь, сильно влияют условия теплоотдачи от очага воспламенения в несгоревшую смесь.

Цель и постановка задачи

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования является выбор и уточнение методики расчёта минимальной энергии зажигания, позволяющей наиболее полно учитывать отвод теплоты от очага воспламенения в несгоревшую смесь.

Методика расчёта критического объёма сферической формы

Для расчёта МЭЗ была выбрана модель, приведенная в работе [3]. Данная модель отвечает основным требованиям к методике расчёта МЭЗ, приведенным выше.

В основе модели для расчёта критического объёма в уравнении (2) лежит уравнение энергетического баланса

$$Q_{\text{подв}} = Q_{\text{отв}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{подв}}$ – энергия, подведенная к объёму $V_{\text{кр}}$; $Q_{\text{отв}}$ – энергия, отведенная от этого объёма.

В работе [6] сделано допущение, что энергия $Q_{\text{подв}}$ подводится за счёт горения топлива в критическом объёме, что позволяет представить уравнение (3) в виде

$$\frac{\partial M_{\text{T}}}{\partial \tau} \cdot \Delta H_{\text{гор}} \cdot V_{\text{кр}} = \lambda_{\text{и}} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{\text{кр}}} \cdot S_{\text{кр}}, \quad (4)$$

где M_{T} – масса топлива в критическом объёме; τ – время, за которое выгорает топливо массой M_{T} ; $\Delta H_{\text{гор}}$ – увеличение энтальпии рабочей смеси в объёме $V_{\text{кр}}$ за счёт сгорания топлива; $\lambda_{\text{и}}$ – коэффициент теплопроводности несгоревшей смеси; $S_{\text{кр}}$ – площадь поверхности критического объёма; $r_{\text{кр}}$ – критический радиус (условное расстояние от точки возникновения очага воспламенения до поверхности критического объёма).

Как правило, критический объём условно представляется в виде сферы [3, 4]. Чтобы найти объём полученной сферы, достаточно найти её критический радиус. Соответственно, если подставить в уравнение (4) значения объёма критической сферы $V_{\text{кр}}$ и площади поверхности критической сферы $S_{\text{кр}}$

$$V_{\text{кр}} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}}^3; \quad S_{\text{кр}} = 4 \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}}^2, \quad (5)$$

уравнение (4) преобразуется к виду

$$\frac{\partial M_{\text{T}}}{\partial \tau} \cdot \Delta H_{\text{гор}} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}}^3 = \lambda_{\text{и}} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{\text{кр}}} \cdot 4 \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}}^2. \quad (6)$$

Примем следующие допущения

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{\text{кр}}} = \frac{T_b - T_u}{r_{\text{кр}}},$$

$$\Delta H_{\text{гор}} = M_{\text{кр}} \cdot C_{\text{пу}} \cdot (T_b - T_u), \quad (7)$$

$$U_{\text{н}} = \left(\frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot a}{\rho_{\text{и}}} \cdot \frac{\partial M_{\text{T}}}{\partial \tau} \right)^{0,5},$$

где $M_{\text{кр}}$ – масса рабочей смеси в критическом объёме; $C_{\text{пу}}$ – средняя массовая изобарная теплоёмкость смеси в интервале температур от T_u до T_b ; $U_{\text{н}}$ – нормальная скорость пламени; $\rho_{\text{и}}$ – плотность несгоревшей смеси; $a = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho_{\text{и}}}$ – коэффициент температуропроводности несгоревшей смеси.

Подставив в зависимость (6) уравнения (7), после ряда математических преобразований получим значение радиуса критического объёма сферической формы

$$r_{\text{кр}} = \sqrt{6} \cdot \frac{a}{U_{\text{н}}}. \quad (8)$$

Таким образом, подставив зависимости (5) и (8) в (2), получим

$$Q_{\text{кр}} = \left(\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}}^3 \right) \cdot \rho_b \cdot C_{\text{пу}} \cdot (T_b - T_u) = \dots$$

$$\dots = \left(\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\sqrt{6} \cdot \frac{a}{U_{\text{н}}} \right)^3 \right) \cdot \rho_b \cdot C_{\text{пу}} \cdot (T_b - T_u).$$

Методика расчёта критического объёма цилиндрической формы

Шлирен-фотографии процесса формирования очага воспламенения, приведенные в [3], показали, что его форма отличается от сферической. Форма очага больше напоминает цилиндр, и по мере увеличения расстояния между электродами приближается к идеальному цилиндру. Соответственно в уравнении (4) допущения (5) примут вид

$$V_{\text{кр}} = \pi \cdot r_{\text{кр}}^2 \cdot L; \quad S_{\text{кр}} = 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{кр}} \cdot L, \quad (10)$$

где L – высота цилиндра (расстояние между электродами). В данном случае $r_{\text{кр}}$ – расстоя-

ние от оси цилиндра до его стенки (внешней поверхности фронта пламени критического объёма). Подставив (10) в (4) и преобразовав данное уравнение с учётом условий (7), получим

$$r_{кр} = 2 \frac{a}{U_H}. \quad (11)$$

Соответственно уравнение (9) примет вид

$$\begin{aligned} Q_{кр} &= (\pi \cdot r_{кр}^2 \cdot L) \cdot \rho_b \cdot C_p \cdot (T_b - T_u) = \dots \\ &= \left(\pi \cdot \left(2 \frac{a}{U_H} \right)^2 \cdot L \right) \cdot \rho_b \cdot C_p \cdot (T_b - T_u). \end{aligned} \quad (12)$$

Методика расчёта критического объёма с учётом теплоотдачи излучением

В зависимости (4) принято, что теплообмен очага воспламенения с окружающей средой осуществляется только за счёт теплопроводности, без учёта излучения пламени. Соответственно возникает необходимость определения влияния теплоотдачи излучением на критический радиус очага воспламенения.

Для выполнения данного исследования в уравнение (4) добавим закон Стефана–Больцмана. Тогда данная зависимость примет следующие формы для сферического и цилиндрического очагов воспламенения соответственно

$$\begin{aligned} \frac{\partial M_T}{\partial \tau} \cdot \Delta h_T \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{кр}^3 &= \dots \\ \dots &= \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r_{кр}} + \varepsilon_{пл} \sigma_0 T_b^4 \right) 4 \cdot \pi \cdot r_{кр}^2; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial M_T}{\partial \tau} \cdot \Delta h_T \cdot \pi \cdot r_{кр}^2 \cdot L &= \dots \\ \dots &= \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r_{кр}} + \varepsilon_{пл} \sigma_0 T_b^4 \right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{кр} \cdot L. \end{aligned} \quad (14)$$

Приведенные уравнения после указанных выше преобразований будут сведены к квадратному уравнению относительно $r_{кр}$

$$\begin{aligned} r_{кр}^2 \cdot \frac{U_H^2}{Ca^2} (T_b - T_u) - \frac{\varepsilon_{пл} \cdot \sigma_0}{\lambda} \cdot T_b^4 \cdot r_{кр} - \dots \\ \dots - (T_b - T_u) = 0, \end{aligned} \quad (15)$$

где для цилиндрического очага пламени $C = 4$, для сферического $C = 6$.

Примем допущение, что температура пламени определяется количеством теплоты, выделившимся в его зоне. Тогда в данном уравнении определить значение T_b можно с помощью зависимости

$$C_{pu} = \frac{Q_{нс}}{T_b - T_u},$$

где $Q_{нс}$ – низшая теплота сгорания рабочей смеси в данных условиях, Дж/кг, C_{pu} – массовая изобарная теплоёмкость смеси, Дж/(кг·К).

Тогда

$$T_b = T_u + \frac{Q_{нс}}{C_{pu}}.$$

Степень черноты пламени определяем исходя из методики, предложенной в работе [7].

$$\varepsilon_{пл} = 1 - e^{-\tau_\Sigma},$$

где τ_Σ – суммарная оптическая плотность излучения очага горения, рассчитывается по зависимости, предложенной в [7] на основании анализа экспериментальных данных, полученных при испытании газового двигателя с искровым зажиганием

$$\begin{aligned} \tau_\Sigma &= \left[3,5 \cdot x + (2,8 \cdot 10^{-5} \cdot T_b - 0,03) \right] \times \dots \\ &\dots \times \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{C_T}{H_T} \cdot \frac{p}{0,098} \cdot l_{eff}, \end{aligned}$$

где x – доля выгоревшего топлива; α – коэффициент избытка воздуха; C_T , H_T – массовые доли в топливе атомов углерода и водорода соответственно; p – давление в цилиндре, МПа; l_{eff} – средняя длина пути луча, м. Для условий в цилиндре ДВС данная величина рассчитывается с использованием зависимости, предложенной в [7]

$$l_{eff} = 3,6 \cdot \frac{V}{F},$$

где V – текущее значение объёма цилиндра, m^3 ; F – текущее значение площади поверхности камеры сгорания, m^2 .

Решаем полученное квадратное уравнение (15) относительно $r_{кр}$. Корень уравнения, имеющий физический смысл, рассчитывается по формуле

$$r_{кр} = \frac{\frac{\epsilon_{пл} \cdot \sigma_0 \cdot T_b^4 + \sqrt{D}}{\lambda}}{2 \cdot \frac{U_n^2}{Ca^2} (T_b - T_u)},$$

где

$$D = \left(\frac{\epsilon_{пл} \cdot \sigma_0 \cdot T_b^4}{\lambda} \right)^2 + 4 \cdot \frac{U_n^2}{Ca^2} (T_b - T_u)^2.$$

Полученное значение $r_{кр}$ подставляется в уравнение (9) или (12).

Результаты расчётного определения МЭЗ

С использованием полученной модели было выполнено расчетное определение минимальной энергии зажигания для различных форм очага воспламенения, с учётом излучения очагом воспламенения и без его учёта.

Результаты расчетного исследования приведены в табл. 1.

Экспериментальная проверка модели была выполнена на моторном стенде, описанном в [8]. Основой данного стенда является двигатель 6ГЧН13/14, на котором установлена экспериментальная система зажигания с изменяемыми параметрами искрового разряда. Зазор в свече зажигания на исследуемом цилиндре составлял 1 мм.

Согласно [3] МЭЗ считается энергия зажигания, при которой доля пропусков вспышек в цилиндре составляет $\delta = 10 \%$. Последняя величина определялась с помощью индирования двигателя и последующим анализом выборки из 200 индикаторных диаграмм на каждом режиме.

В табл. 2 приведено сравнение расчётных значений МЭЗ с экспериментальными данными. Расчётные значения сравнивались с данными экспериментальных режимов, в которых доля пропусков вспышек составляла $\delta = 10 \pm 3 \%$.

Как видно из табл. 2, в сравнении с экспериментальными данными погрешность расчёта с использованием сферической модели (без учёта излучения) составила 47–66 %, в то время как погрешность расчёта с использованием цилиндрической модели составила 33–37 %.

Таблица 1 Результаты расчётного определения МЭЗ для метановоздушной смеси

α	$Q_{кр}, Дж$			
	Очаг воспламенения сферической формы ($C = 6$)		Очаг воспламенения цилиндрической формы ($C = 4$)	
	с учётом излучения	без учёта излучения	с учётом излучения	без учёта излучения
1	$2,254 \cdot 10^{-5}$	$9,061 \cdot 10^{-6}$	$6,957 \cdot 10^{-5}$	$4,833 \cdot 10^{-5}$
1,1	$2,063 \cdot 10^{-5}$	$1,063 \cdot 10^{-5}$	$7,678 \cdot 10^{-5}$	$5,344 \cdot 10^{-5}$
1,2	$2,495 \cdot 10^{-5}$	$1,473 \cdot 10^{-5}$	$8,807 \cdot 10^{-5}$	$6,606 \cdot 10^{-5}$
1,3	$4,171 \cdot 10^{-5}$	$2,613 \cdot 10^{-5}$	$1,242 \cdot 10^{-4}$	$9,627 \cdot 10^{-5}$
1,4	$1,183 \cdot 10^{-4}$	$7,229 \cdot 10^{-5}$	$2,467 \cdot 10^{-4}$	$1,886 \cdot 10^{-4}$
1,5	$1,12 \cdot 10^{-3}$	$6,508 \cdot 10^{-4}$	$1,243 \cdot 10^{-3}$	$8,117 \cdot 10^{-4}$

Таблица 2 Сравнение расчётных значений МЭЗ с экспериментальными данными

α	$\delta, \%$	$Q_{кр}, Дж$				
		Эксперимент	Очаг воспламенения сферической формы ($C = 6$)		Очаг воспламенения цилиндрической формы ($C = 4$)	
			с учётом излучения	без учёта излучения	с учётом излучения	без учёта излучения
1,62	11,0	$8,90 \cdot 10^{-3}$	$5,4 \cdot 10^{-3}$	$3,88 \cdot 10^{-3}$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	$5,9 \cdot 10^{-3}$
1,57	8,9	$6,48 \cdot 10^{-3}$	$3,88 \cdot 10^{-3}$	$2,26 \cdot 10^{-3}$	$5,76 \cdot 10^{-3}$	$4,25 \cdot 10^{-3}$
1,51	10,5	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$1,12 \cdot 10^{-3}$	$0,65 \cdot 10^{-3}$	$1,243 \cdot 10^{-3}$	$0,81 \cdot 10^{-3}$
1,47	9,2	$0,47 \cdot 10^{-3}$	$0,29 \cdot 10^{-3}$	$0,16 \cdot 10^{-3}$	$0,51 \cdot 10^{-3}$	$0,31 \cdot 10^{-3}$

Учёт излучения в цилиндрической модели позволил снизить погрешность расчёта до 2–12 %. В сферической модели учёт излучения позволил снизить погрешность расчёта до 9–40 %.

Таким образом, сравнение расчётных и экспериментальных данных показало, что для условий в цилиндре газового ДВС целесообразно использовать цилиндрическую модель формирования очага воспламенения, учитывающую теплоотдачу излучением от данного очага в окружающую среду.

Выводы

Предложена уточнённая методика расчёта МЭЗ смеси в газовом двигателе, учитывающая теплоотдачу излучением от очага воспламенения смеси.

Выполнено сравнение расчётных данных, полученных с помощью данной модели, с результатами экспериментальных исследований. Данное сравнение показало, наибольшее соответствие экспериментальным данным показывает методика, представляющая очаг воспламенения в виде цилиндра и учитывающая теплоотдачу излучением в окружающую среду от данного очага.

Литература

1. Решения от Bosch для газовых систем // Диагностическое оборудование Bosch: Материалы технического и диагностического форума Bosch, Минск, 22 ноября 2012 г. – Минск: Robert Bosch GmbH, 2012. – 280 с.
2. Lewis B. Combustion, Flames and Explosions of Gases / B. Lewis, G. Elbe: 2nd edition. – New York: Academic Press, 1961. – 740 p.
3. Bane S. Spark Ignition: Experimental and Numerical Investigation With Application to Aviation Safety: PhD thesis: 115.01.02 / S. Bane. – California Institute of Technology, 2010. – 284 p.
4. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 280 с.
5. Зельдович Я.Б. К теории искрового воспламенения газовых взрывчатых смесей / Я.Б. Зельдович, Н.Н. Симонов // Журнал физической химии. – 1949. – Т. XXIII, № 11. – С. 1361–1374.
6. Turns S. An Introduction to Combustion: Concepts and Applications / S. Turns: 2nd edition. – Washington: McGraw-Hill, 2000. – 676 p.
7. Розенблит Г.Б. Исследование теплопередачи в дизелях: дисс. докт. техн. наук: 05.04.02 / Г.Б. Розенблит. – Харьковский завод транспортного машиностроения им. В.А. Малышева, 1977. – 472 с.
8. Абрамчук Ф.И. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН13/14 с искровым зажиганием и системой распределённой подачи газа / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов и др. // Наукові нотатки. – 2012. – № 36. – С. 4–9.

Рецензент: А.Н. Врублевский, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 11 февраля 2013 г.