

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Докт. техн. наук, проф. КУХАРЕНОК Г. М., ЖАРНОВ В. М.

Белорусский национальный технический университет,
УП «Минский моторный завод»

Определение методов улучшения рабочего процесса связано с разработкой комплексных математических моделей, позволяющих учитывать влияние конструктивных, режимных, регулировочных факторов на особенности протекания процессов в цилиндрах и системах дизелей. Основной трудностью математического моделирования является полнота учета оценочных параметров процесса сгорания, что определяет достоверность основных показателей эффективности и экологичности рабочего процесса.

Математическое моделирование процесса сгорания – необходимый инструмент теоретического исследования при разработке основ его управления.

В настоящее время широкое распространение получил предложенный И. И. Вибе метод расчета рабочего цикла, предполагающий монотонный характер развития процесса сгорания в цилиндре двигателя. Метод И. И. Вибе усовершенствовал Е. А. Лазарев [1].

Процесс сгорания он рассматривает как состоящий из двух периодов: начального и основного, которые отличаются механизмом возникновения и распространения пламени (рис. 1). Интегральная характеристика выгорания топлива в этом случае представляется зависимостью¹

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_n}\right)^{m_n - m_o} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m_o + 1}} \quad \text{при } \varphi > \varphi_n; \quad (1)$$

$$m_n = m_o,$$

где x – доля топлива, выгоревшего к углу поворота коленчатого вала φ ; φ_n , φ_z – продолжительность соответственно начального периода и всего процесса сгорания, град. ПКВ; m_n , m_o – показатели характера сгорания соответственно

начального и основного периодов процесса сгорания.

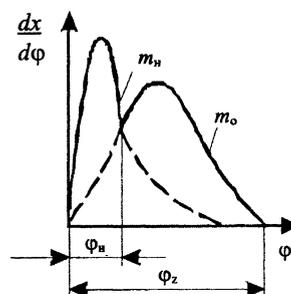


Рис. 1. Модель тепловыделения

Для достижения современных уровней экологических и экономических показателей необходимо увеличивать количество периодов сгорания до трех-шести, добиваясь этим улучшения индикаторных показателей, снижения шума, эмиссии NO_x и сажеобразования [2]. В этом случае каждый период можно рассматривать как отдельный процесс горения поданной в цилиндр доли топлива, имеющий начало горения, конец сгорания и характеризующийся своим показателем процесса сгорания m . Подбирая длительность этих периодов и крутизну кривой выгорания, можно управлять процессом сгорания. Для k периодов сгорания характеристика выгорания представляется следующим уравнением:

$$x = \sum_{i=1}^{i=k} \left(1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z_i}}\right)^{m_i + 1}} \right) D_i, \quad \varphi_{z_i} \geq (\varphi - \varphi_{n_i}) \geq 0, \quad (2)$$

где φ_{n_i} , φ_{z_i} – начало сгорания и условная продолжительность сгорания i -го периода (для первого периода сгорания $\varphi_{n_1} = 0$); m_i – показа-

тель характера сгорания i -го периода сгорания; D_i – доля топлива, поданного в цилиндр в i -м периоде; φ – угол поворота коленчатого вала от начала сгорания до рассматриваемого момента времени.

В случае трех периодов выгорания топлива интегральная характеристика выгорания представлена на рис. 2.

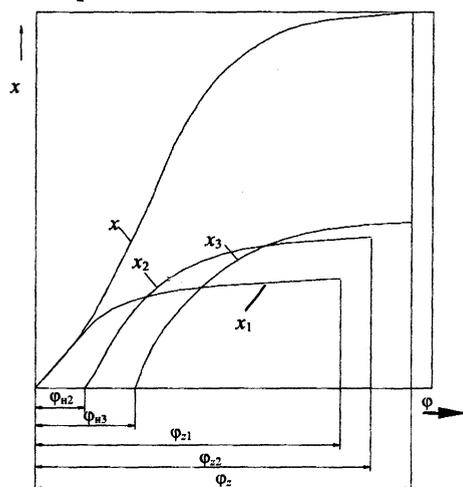


Рис. 2. Характеристика выгорания топлива для трех периодов сгорания

Достоверность результатов численного исследования процесса сгорания определяется точностью нахождения продолжительности сгорания, которая зависит от режимных факторов и эффективности использования воздушно-заряда в цилиндре дизеля.

Для комплексной оценки эффективности использования воздушно-заряда использован параметр [3]

$$K_b = \frac{V_k}{V_c} P, \quad (3)$$

где P – коэффициент равномерности распределения топлива в объеме камеры сгорания; V_k/V_c – отношение объема камеры в поршне к объему камеры сгорания.

При определении отношения V_k/V_c для дизеля выделяются пять паразитных объемов (рис. 3).

Общий пассивный объем рассчитывается следующим образом:

$$V_n = a_1 V_1 + a_2 V_2 + a_3 V_3 + a_4 V_4 + a_5 (V_5 - V_p), \quad (4)$$

где V_1 – объем между поршнем и цилиндром над верхним поршневым кольцом; V_2 – то же

поршнем и головкой цилиндра; V_3 – то же за буртом гильзы; V_4 – то же подклапанных выточек; V_5 – то же канала в головке под распылитель; V_p – то же распылителя; $a_1 \dots a_5$ – коэффициенты значимости.

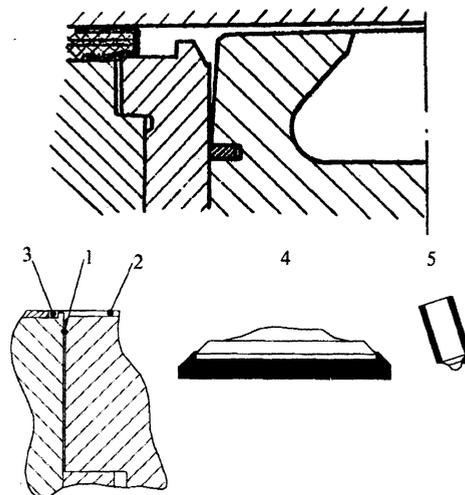


Рис. 3. Схема расчета V_k/V_c

В полуразделенных камерах сгорания с организованным тороидальным воздушным вихрем (типа ЦНИДИ) эффективность использования воздушно-заряда определяется совместным влиянием отношения объема камеры в поршне к объему камеры сгорания и равномерности распределения топлива в пространстве камеры сгорания. Распределение топлива в пространстве камеры сгорания ЦНИДИ оценивалось по степени охвата топливной пленкой боковой поверхности камеры

$$P = \frac{\sum F_\phi}{F_{ст}}, \quad (5)$$

где $\sum F_\phi$ – суммарная площадь поверхности топливной пленки на стенке камеры сгорания; $F_{ст}$ – площадь поверхности боковой стенки камеры сгорания.

Распределение топлива в пространстве камеры сгорания с организованным осевым воздушным вихрем (типа ЯМЗ) оценивалось по степени равномерности распределения топлива в объеме камеры

$$P = \frac{\omega_b}{\omega_r}, \quad (6)$$

где ω_b – угловая скорость воздушного вихря в камере сгорания; ω_r – то же, обеспечивающая

поворот воздушного вихря за время впрыска на угол, равный углу между осями топливных факелов.

После преобразований соотношение (6) представлено в виде

$$P = \frac{H\varphi_{\text{впр}}}{360 / i_{\text{струй}}}, \quad (7)$$

где H – вихревое отношение, равное отношению угловых скоростей вихря и коленчатого вала, $H = \omega_{\text{в}}/\omega$; $\varphi_{\text{впр}}$ – продолжительность впрыска топлива; $i_{\text{струй}}$ – число топливных факелов.

Оценка совершенства процесса смесеобразования проводится по величине параметра K , представляющего собой произведение коэффициента эффективности использования воздушного заряда на коэффициент избытка воздуха:

$$K = \alpha P V_{\text{к}}/V_{\text{с}}, \quad (8)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

Этот параметр учитывает величину коэффициента избытка воздуха, относительного объема камеры сгорания и равномерность распределения топлива в камере. По существу он является эффективным коэффициентом избытка воздуха.

Продолжительность сгорания топлива определяется по формуле [3]

$$\tau_z = \tau_0 + b \left(\frac{K_0 - K}{K^3} \right) \left(\frac{n_{\text{НОМ}}}{n} \right)^{0,92}, \quad (9)$$

где τ_0 – оптимальная продолжительность сгорания; K_0 – значение параметра, соответствующее τ_0 ; b – постоянный коэффициент, зависящий от условий смесеобразования. Для дизелей с камерой сгорания ЦНИДИ $b = 2,4$, с камерой ЯМЗ $b = 2,6$.

На основе приведенных зависимостей разработана математическая модель рабочего процесса дизеля с учетом одно- и многопериодной характеристики выгорания топлива, позволяющая осуществить принцип оптимизации при совершенствовании внутрицилиндрового пространства сжатия и улучшении условий взаимодействия воздушного заряда, а также топлива в дизелях с различными способами смесеобразования.

Были проведены расчетные исследования по выбору параметров, определяющих эффективность использования воздушного заряда, для автомобильного дизеля 4СН 11/12,5 производства ММЗ. Частично результаты исследований приведены на рис. 4...6.

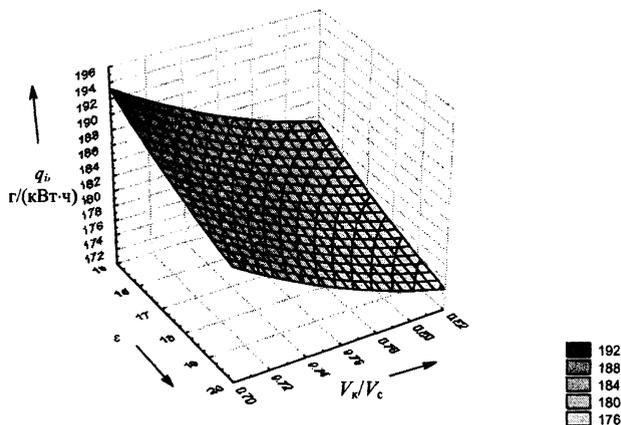


Рис. 4. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива q_i от степени сжатия ϵ и отношения $V_{\text{к}}/V_{\text{с}}$

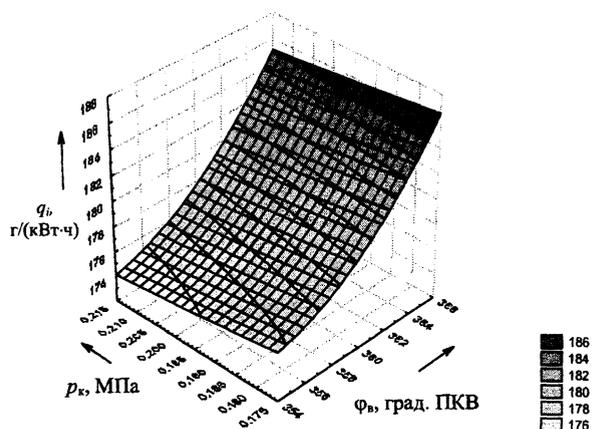


Рис. 5. Зависимость удельного расхода топлива q_i от давления наддува $p_{\text{к}}$ и угла воспламенения топлива $\varphi_{\text{в}}$ (температура воздуха на впуске составляет 305 К)

Определяющее влияние на показатели рабочего процесса оказывают отношение $V_{\text{к}}/V_{\text{с}}$ и продолжительность впрыска топлива. С ростом $V_{\text{к}}/V_{\text{с}}$ на 0,01 удельный расход топлива снижается в диапазоне 1,0...1,5 г/(кВт·ч).

Для исследуемого дизеля реализованы конструктивные решения, обеспечившие увеличенные $V_{\text{к}}/V_{\text{с}}$ с 0,75 до 0,78. Наиболее эффективным из них является применение фторопластовых окантовок цилиндрических отверстий в прокладке головки цилиндров [4]. Результаты испытаний дизеля с фторопластовыми окантовками представлены на рис. 7.

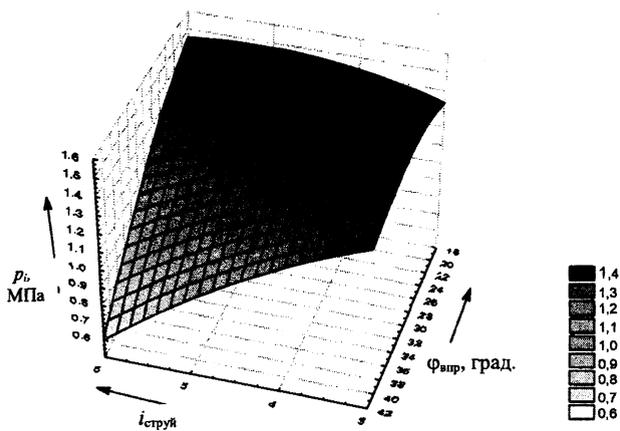


Рис. 6. Зависимость среднего индикаторного давления p_i от продолжительности впрыска топлива $\varphi_{впр}$ и количества сопловых отверстий распылителя $i_{струй}$

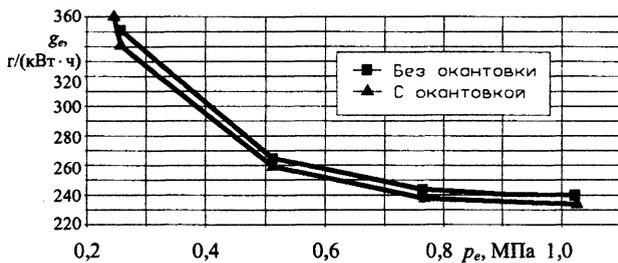


Рис. 7. Влияние фторопластовых окантовок на показатели дизеля

По результатам расчетных исследований с учетом ограничений по экономическим, экологическим показателям, тепловой и механической нагруженности деталей для номинального режима исследованного дизеля при $\alpha = 1,9$; $i_{струй} = 5$ рекомендовано: $\varphi_{впр} = 25...30^\circ$ ПКВ; $p_k = 0,18...0,19$ МПа. С учетом этих рекомендаций проведены экспериментальные исследования по отработке и оптимизации параметров топливной аппаратуры и газотурбинного наддува. Результаты индицирования и осциллографирования процесса топливоподачи при выбранных параметрах показаны на рис. 8.

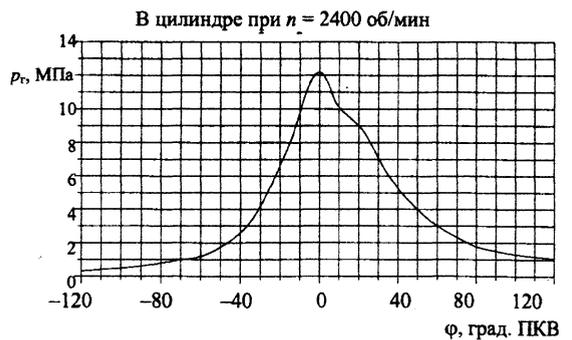


Рис. 8. Результаты индицирования и осциллографирования процессов дизеля

ВЫВОД

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования обеспечили достижение требуемых технических показателей автомобильного дизеля 4ЧН 11/12,5: $N_e = 100$ кВт·ч, $g_e = 210$ г/(кВт·ч) при уровне токсичности отработавших газов, соответствующем ЕВРО-2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лазарев Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 360 с.
2. Грехов Л. В., Ивашенко Н. А., Марков В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учеб. для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
3. Кухаренок Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей: Методы и средства совершенствования. – Мн.: БГПА, 1999. – 180 с.
4. Пат. РБ № 634. Двигатель внутреннего сгорания // А. с. № 1158773.