

А. С. Кулешов

РАСЧЕТ ПЕРИОДА ЗАДЕРЖКИ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ И СКОРОСТИ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ОКИСЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЕ ПРИ БОЛЬШОМ ОПЕРЕЖЕНИИ ВПРЫСКА И РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

Приведены полученные автором уравнения для расчета периода задержки самовоспламенения и скорости низкотемпературного окисления в дизеле при реализации рабочего процесса с большим опережением впрыска пилотных порций топлива (РССИ-процесс) и большой рециркуляцией отработавших газов, применяемых для снижения эмиссии NO_x . Предложенный метод расчета сохраняет применимость к расчету периода задержки в дизеле с традиционным опережением впрыска топлива. Метод проверен по опубликованным экспериментальным данным для разных двигателей, работающих на различных режимах.

E-mail: kuleshov@power.bmstu.ru

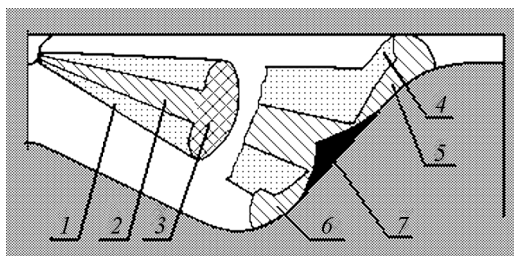
Ключевые слова: дизель, рабочий процесс, сгорание, задержка самовоспламенения, высокотемпературное сгорание, низкотемпературное сгорание, рециркуляция, опережение впрыскивания.

Необходимость математического моделирования и компьютерной оптимизации рабочих процессов дизелей становится все более актуальной в связи с ужесточением нормативов на выброс вредных веществ с отработавшими газами (ОГ), требованиями высокой удельной мощности и экономичности. Совершенствование эффективных и экологических показателей двигателей обуславливают внесение изменений в их конструкции, внедрение новых систем, усложнение процессов топливоподачи, наддува, газообмена, регулирования. Расчет и многомерную оптимизацию процессов в дизеле осуществляют с помощью различных программных средств математического моделирования. Внутрицилиндровые процессы обычно рассматривают в 0-мерной постановке, т. е. параметры газа рассчитывают из системы уравнений баланса массы, сохранения энергии и уравнения состояния. Для расчета скорости тепловыделения используют разные модели, в частности в данной работе использована так называемая РК-модель, предложенная в 1990-х годах профессором Н.Ф. Разлейцевым [1] и развиваемая в настоящее время А.С. Кулешовым [2–4]. Расчет тепловыделения в камере сгорания дизеля основан на предположении о том, что во время впрыска и развития струй скорость сгорания лимитируется в основном скоростью испарения. Зная распределение топлива по характерным зонам топ-

ливной струи, а также условия в этих зонах, можно рассчитать скорость испарения и далее — скорость сгорания с учетом основных влияющих факторов. Схема характерных зон струи представлена на рис. 1. Если в процессе развития струи топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то наряду с указанными на рис. 1 зонами выделяются соответствующие дополнительные зоны.

Рис. 1. Схема характерных зон струи:

1 — уплотненное осевое ядро; 2 — уплотненный передний фронт; 3 — разреженная оболочка свободной струи; 4 — осевое коническое ядро пристеночного потока (ПП); 5 — уплотненное ядро ПП на поверхности поршня; 6 — уплотненный передний фронт ПП; 7 — разреженная оболочка ПП



Проблеме расчета периода задержки самовоспламенения посвящено большое число работ. Далеко не полный перечень публикаций, приведенный в [5], содержит 10 разных формул, причем в него не включены разработки отечественных ученых и некоторые популярные формулы зарубежных авторов. Большинство формул построены на законе Аррениуса. К ним относятся получившие самое широкое распространение формулы Харденберга — Хазе [6], формула Хироясу [7, 8] и формула Толстова [9].

Для математической модели сгорания современного ДВС необходимо, чтобы метод расчета периода задержки самовоспламенения позволял не только учитывать традиционные условия работы дизеля, но и достаточно точно описывать условия работы с высоким уровнем содержания остаточных газов в свежем заряде, ибо современный дизель может работать со степенью рециркуляции ОГ до 50 %. При расчете следует учитывать отрицательные углы опережения впрыскивания, что характерно для двигателей с низким содержанием оксидов азота в отработавших газах и, наоборот, — очень большие углы опережения впрыскивания (до $100^\circ \dots 120^\circ$ до ВМТ), что характерно для дизелей, реализующих технологию PCCI (Premixed Charge Compression Ignition — раздельного сгорания) или HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition — гомогенного сгорания), а также расчет задержек при многократном впрыскивании. Период задержки самовоспламенения при многократном впрыскивании рассчитывают для каждой порции впрыскиваемого топлива. Топливо второй, третьей и последующих порций может быть подано в цилиндр после ВМТ с большой задержкой и в газовый заряд, содержащий значительную долю продуктов

сгорания предыдущих порций и имеющий высокую температуру. В этих специфических условиях не удастся использовать для расчета периода задержки классические формулы в исходном виде. Для решения этой проблемы в данной работе на основании анализа результатов экспериментов для разных двигателей были получены соотношения, позволяющие рассчитывать период задержки для каждой порции топлива при многократном впрыскивании. Период задержки самовоспламенения τ_{ij} для каждой j -порции можно вычислять двумя путями, учитывая изменение параметров заряда во время самой задержки:

1) пошаговым расчетом задержки, начиная от угла начала впрыскивания Θ_i и до момента, когда угол начала сгорания Θ_c начнет увеличиваться,

$$\Theta_c = \Theta_i + 6n \tau_{ij}, \quad (1)$$

где $\tau_{ij} = \tau_{it} C_t C_r$; τ_{it} — период задержки самовоспламенения j -порции, полученный по модифицированной эмпирической формуле Толстова (3) [9]; C_t — поправочный множитель, учитывающий рост температуры во время периода задержки для j -порции; C_r — коэффициент, учитывающий концентрацию продуктов сгорания в цилиндре во время периода задержки j -порции;

2) методом интегрирования выражения Ливенгуда — Ву вида (2) [10, 11]. Равенство интеграла единице является условием вспышки паров топлива

$$\int_0^{\tau_{ij}} \frac{d\tau}{C_t C_c \tau_{it}} = 1; \quad (2)$$

$$\tau_{it} = 3,8 \cdot 10^{-6} \left(1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n\right) \sqrt{\frac{T}{p}} \exp\left(\frac{E_a}{8,312 T} \frac{70}{CN + 25}\right), \quad (3)$$

где $E_a = 23\,000 \dots 28\,000$ кДж/кмоль — условная энергия активации предпламенных реакций; CN — цетановое число топлива; T и p — текущие температура, К, и давление, МПа, в цилиндре; n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Для учета величины цетанового числа топлива автор добавил в формулу Толстова элемент из уравнения Харденберга — Хазе [6], имеющего такую же структуру.

Для расчета множителя C_t , учитывающего скорость изменения температуры во время задержки самовоспламенения, предложено уравнение, полученное путем обработки экспериментальных данных:

$$\begin{aligned} C_t &= 1, & \text{if } x_t > 30; \\ C_t &= -4 \cdot 10^{-7} x_t^3 + 5 \cdot 10^{-5} x_t^2 - 0,0032 x_t + 1,0832, & \text{if } x_t < 30; \\ x_t &= \frac{T_\Theta - T_{\Theta-1}}{1000} 6n, \end{aligned} \quad (4)$$

где T_{Θ} и $T_{\Theta-1}$ — средние значения температуры в цилиндре в данный момент времени (при значении Θ угла поворота коленчатого вала) и на предыдущем шаге (при значении $\Theta - 1$ угла поворота коленчатого вала). На рис. 2 представлена зависимость $C_t = f(x_t)$, построенная по экспериментальным данным, для дизеля Caterpillar $D/S = 137/165$ мм [12] и для тепловозного дизеля Д49 ($D/S = 260/260$ мм) с двухразовым впрыскиванием (предоставлены Коломенским заводом).

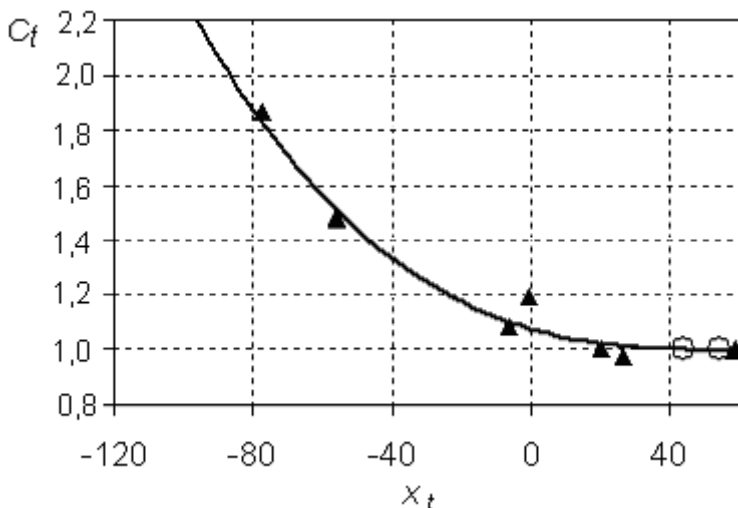


Рис. 2. Поправочный множитель C_t , учитывающий изменение температуры во время периода задержки самовоспламенения:

▲ — данные М. Бакенхуса и Р. Райца [12]; ○ — данные Коломенского завода

Коэффициент C_r , учитывающий концентрацию продуктов сгорания, рассчитывают как функцию от доли стехиометрических продуктов сгорания r в объеме цилиндра во время периода задержки самовоспламенения. Зависимость $C_r = f(r)$, полученная автором путем обработки опубликованных экспериментальных данных [12–14], представлена на рис. 3.

Оба поправочных коэффициента C_t и C_r равны единице для стандартных дизелей с обычными значениями опережения впрыскивания. Однако если впрыскивание начинается после ВМТ или последующие порции топлива подаются в заряд, в котором уже имело место сгорание предыдущих порций, представленные зависимости позволяют рассчитывать период задержки самовоспламенения с учетом этих факторов. Следует отметить, что пошаговый расчет дает завышенные значения задержки самовоспламенения по отношению к методу интегрирования Ливенгуда — Ву при условиях, когда задержка превышает 10 градусов поворота коленчатого вала. Для оценки точности предложенных методов рассчитаны периоды задержки самовоспламенения для различных дизелей на разных режимах работы (таблица).

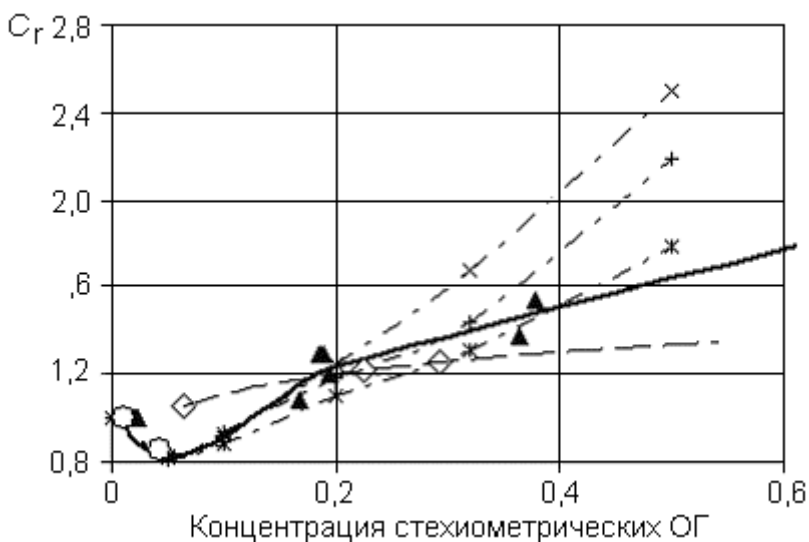


Рис. 3. Поправочный множитель C_r , учитывающий концентрацию продуктов сгорания во время периода задержки самовоспламенения:

▲ — данные М. Бакенхуса и Р. Райза [12]; ◇ — данные В. Шнайдера и др. [13]; ○ — данные Коломенского завода; данные, полученные в бомбе [14] при $T = 700$ К (*); $T = 773$ К (×); $T = 823$ К (+)

Параметры ДВС, для которых рассчитаны значения периода задержки самовоспламенения

Дизель	D/S , мм	n , мин ⁻¹	p_c , бар
ДКРН 74/160	760/1600	120	9,5
VASA 6R46	460/580	500	22,7
		400	13,9
		315	9,5
Д42	300/380	750	16,0
Д49	260/260	1000	15,7
		845	11,0
		563	3,3
Д49 с холодным пуском при -25 °С	260/260	350	0,16
Экспериментальный DI дизель с PCCI-процессом	135/140	1000	0...2,4
КамАЗ 7405	120/120	2200	12,2
		1800	13,8
		1000	12,0

Результаты расчета в сравнении с экспериментальными данными представлены на рис. 4.

Отличия между интегральным способом расчета по уравнению Толстова и пошаговым расчетом наталкивают на мысль использовать среднеарифметическую величину от обеих величин. При малых задержках оба способа дают практически идентичные результаты, хорошо совпадающие с экспериментом для разных двигателей, разных уровней форсирования и частоты вращения, а при больших задержках именно средняя арифметическая величина дает корректные результаты, т. е. этот метод осреднения делает методику расчета достаточно универсальной.

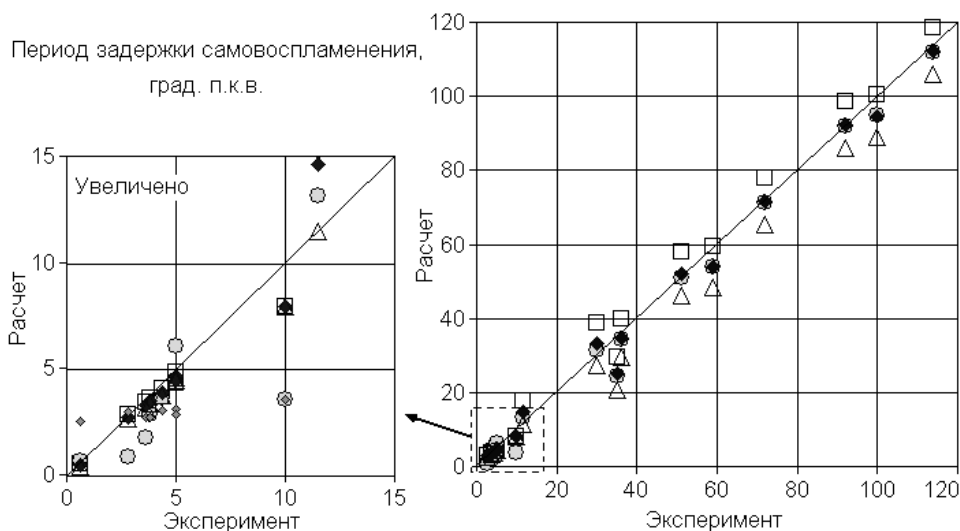


Рис. 4. Результаты расчета периода задержки самовоспламенения в сопоставлении с экспериментальными данными:

○ — пошаговый расчет по уравнениям (1, 3, 4); △ — интегральный расчет по уравнениям (2–4); ◆ — средняя величина от интегрального и пошагового методов; ● — расчет по уравнению Мичиганского университета [15]; ◆ — расчет по уравнению Харденберга — Хазе [6]

Попытки разработать уравнение, пригодное для расчета периода задержки в дизеле, в котором используется процесс НСЦИ/ПССИ, неоднократно предпринимали разные исследователи. По данным Юго-западного исследовательского института США (South-West Research Institute), наибольшего успеха в разработке расчетного метода добилась группа ученых Мичиганского университета [15], предложившая уравнение

$$\int_0^{\tau_i} \frac{d\tau}{\tau_{ign}} = 1; \quad \tau_{ign} = 1,3 \cdot 10^{-4} p^{-1,05} \phi^{-0,77} y_{O_2}^{-1,41} \exp\left(\frac{33\,700}{RT}\right),$$

где ϕ — отношение массы воздуха к массе топлива; p и T — текущие значения давления, атм, и температуры, К; y_{O_2} — текущая концентрация кислорода в цилиндре. Анализ результатов, полученных с помощью этого уравнения (см. рис. 4), показывает, что действительно оно позволяет достаточно точно рассчитывать задержку самовоспламенения в двигателях с процессом РССИ. Однако при моделировании традиционного процесса с величиной периода задержки меньше $5^\circ \dots 7^\circ$ этот метод дает заниженные результаты. Что касается известного уравнения Харденберга — Хазе [6], то оно может быть применимо только к расчету дизелей с традиционной организацией процесса сгорания.

Подводя итог сказанному, следует отметить, что для решения оптимизационных задач необходимо обеспечить непрерывность корректного расчета рабочего процесса дизеля при смене способа его организации. Учитывая также то, что расчетный метод, построенный на среднем арифметическом от результатов пошагового и интегрального расчетов, позволяет получить высокую точность как при обычной организации процесса сгорания, так и при РССИ, именно этому методу было отдано предпочтение при построении математической модели сгорания в дизеле.

Из многочисленных экспериментальных данных следует, что при большой задержке самовоспламенения сгоранию в дизеле предшествует дополнительный пик скорости тепловыделения или дополнительная фаза сгорания, называемая низкотемпературным окислением или LTC (Low Temperature Combustion). В этом случае основное сгорание называется высокотемпературным (HTC — High Temperature Combustion). Определить момент начала низкотемпературного окисления можно, проводя расчет кинетики предпламенных реакций, например с помощью программы CHEMKIN. Некоторые авторы предлагают оценивать момент начала LTC по характерной температуре его начала, которую оценивают как $770 \dots 810$ К. Однако опыт показывает, что этот подход не обладает необходимой для практики точностью. В данной работе предлагается оценивать момент начала LTC на основе предварительно рассчитанного периода задержки основного “горячего” сгорания.

Анализ и обработка многочисленных опубликованных экспериментальных данных [16–22] позволяет получить простую зависимость для задержки начала низкотемпературного сгорания τ_{iLTC} как функции задержки высокотемпературного сгорания τ_{iHTC} и степени рециркуляции ОГ. На рис. 5 приведена зависимость разности между периодами задержки “горячего” $\Theta_{iHTC} = \tau_{iHTC} \cdot \omega n$ и “холодного” $\Theta_{iLTC} = \tau_{iLTC} \cdot \omega n$ сгораний, выраженных в углах поворота коленчатого вала в функции от периода задержки “горячего” сгорания для разных двигателей, которые работают на различных нагрузках и частотах вращения с разными температурами воздуха на впуске и разной степенью рециркуляции ОГ [16–22].

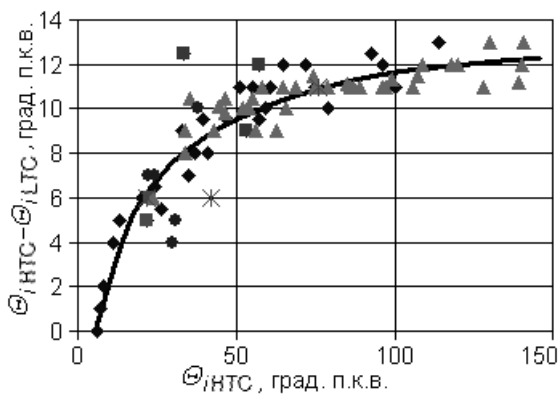


Рис. 5. Зависимость разности между периодами задержки “горячего” Θ_{HTC} и “холодного” Θ_{LTC} сгораний, град. п.к.в., в функции от периода задержки “горячего” сгорания для разных двигателей

Представленные на рис. 5 данные аппроксимируются зависимостью

$$\Theta_{\text{LTC}} = 8,281 + 1,0259 \Theta_{\text{HTC}} - 4,8822 \ln \Theta_{\text{HTC}} - \sqrt{31,602 C},$$

где C — степень рециркуляции ОГ.

Доля топлива, сгорающего по механизму низкотемпературного окисления, может быть рассчитана по эмпирическому уравнению, полученному путем обработки тех же экспериментальных данных [16–22]:

$$x_{\text{LTC}}^{\max} = (0,102 - 0,0392 C) \left(\frac{81,6}{\exp \Theta} - \frac{8,88}{\Theta} + 1,2261 \right),$$

где $\Theta = \max(6, 7, \Theta_{\text{LTC}})$.

Скорость тепловыделения для низкотемпературного окисления предложено рассчитывать по формуле Вибе

$$x_{\text{LTC}}(\varphi) = x_{\text{LTC}}^{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-2,9957 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v + 1} \right] \right\},$$

где $m_v = 1,2 + 0,69C$ — фактор формы кривой скорости тепловыделения; φ — угол поворота коленчатого вала, изменяющийся от начала “холодного” сгорания ($\varphi = 0$) до максимальной продолжительности “холодного” сгорания $\varphi_z = 6 \dots 8$ град. п.к.в.

Изложенная выше методика расчета проверена применительно к нескольким двигателям. На рис. 6 приведены кривые скорости впрыска V_{inj} и скорости тепловыделения Heat Release Rate (экспериментальная и расчетная) для двигателя Peugeot DW10-ATED4 ($S/D = 85/88$ мм) с топливной системой Common Rail [19]. На рисунке

также представлены изображения топливных струй в камере сгорания в моменты окончания впрыскивания каждой из четырех порций топлива. Общая доля пилотных порций составляет 35 %.

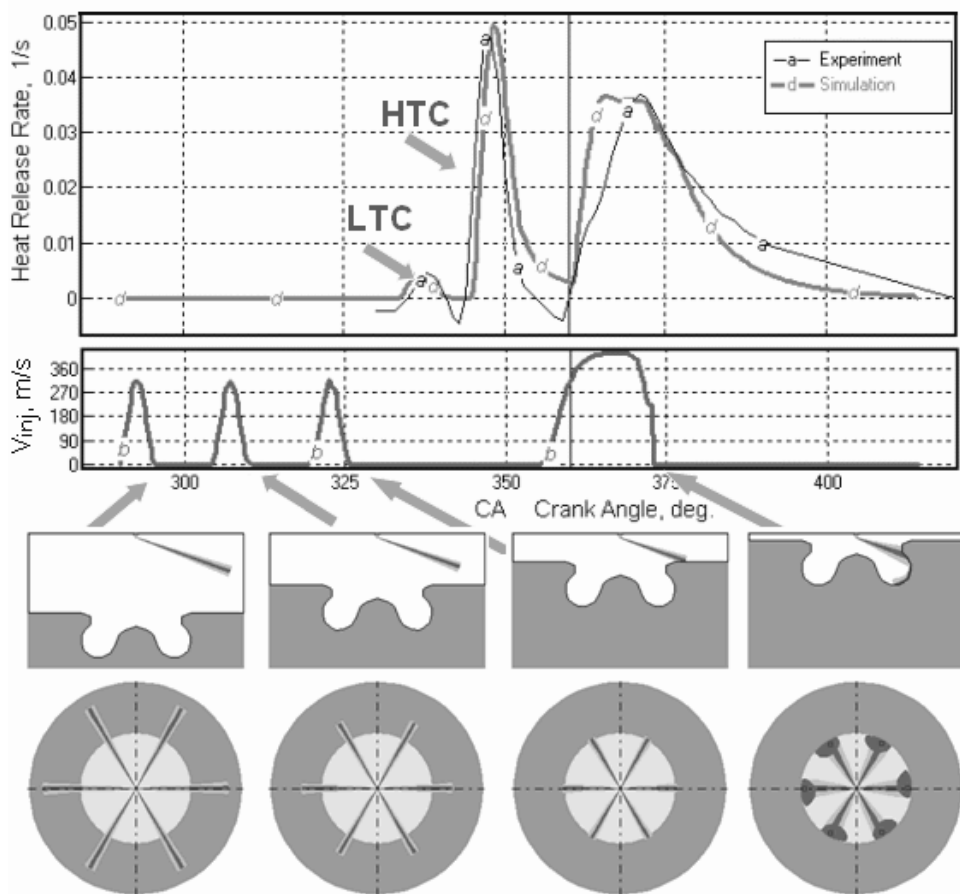


Рис. 6. Результаты расчета смесеобразования и сгорания в дизеле Peugeot DW10-ATD4 с многоразовым впрыском

Результаты расчета для изложенного здесь и других случаев хорошо совпадают с экспериментальными данными, что позволяет рекомендовать предложенную методику расчета для практического применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Процессы в перспективных дизелях / под ред. А.Ф. Шеховцова. Харьков: Изд-во "Основа" при Харьк. ун-те, 1992. 352 с.
2. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Paper. 2005. No. 2005-01-2119.

3. Kuleshov A.S. Use of multi-zone DI diesel spray combustion model for simulation and optimization of performance and emissions of engines with multiple injection // SAE Paper. 2006. No. 2006-01-1385.
4. Kuleshov A.S. Multi-zone DI diesel spray combustion model and its application for matching the injector design with piston bowl shape // SAE Paper. 2007. No. 2007-01-1908.
5. Hiroyasu H. Diesel Engine Combustion and Its Modeling // Int. Symp. on diagnostics and modeling of combustion in reciprocating engines (COMODIA-85). Tokyo, 1985. P. 53–75.
6. Hardenberg H.O., Hase F.W. Empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetane number and from the relevant parameters of direct-injection diesel engines // SAE Tech. Pap. Ser. 1979. No. 790493. P. 1–10.
7. Hiroyasu H., Kadota T. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines // SAE Tech. Pap. Ser. 1976. No. 760129. P. 1–14.
8. Kadota T., Hiroyasu H., Ohya H. Ignition Delay of a Fuel Droplet in High Pressure Gaseous Environments // Trans. JSME. 1975. Vol. 41, No. 348. P. 3475–3485.
9. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // Исследование рабочего процесса и подачи топлива в быстроходных дизелях: Труды НИЛД. М., 1955. С. 5–55.
10. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988. 660 p.
11. Livengood J.C., Wu P.C. Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines // 5th Int. symp. on combustion. Pittsburgh (Pennsylvania), 1955. P. 347–356.
12. Bakenhus M., Reitz R.D. Two-color combustion visualization of single and split injections in a single-cylinder heavy-duty DI diesel engine using an endoscope-based imaging system // SAE Tech. Pap. Ser. 1999. No. 1999-01-1112. P. 1–18.
13. Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnell-laufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung / W. Schneider [und and.] // MTZ. 1993. No 11. S. 588–599.
14. Kwon S.-Ik, Arai M., Hiroyasu H. Ignition delay of a diesel spray injected into a residual gas mixture // SAE Tech. Pap. Ser. 1991. No. 911841. P. 1–9.
15. An experimental and modeling study of iso-octane ignition delay times under homogeneous charge compression ignition conditions / X. He [et al.] // Combustion and Flame. 2005. No. 142. P. 266–275.
16. Approaches to solve problems of the premixed lean diesel combustion / H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume, K. Tsujimura // SAE Pap. 1999. No. 1999-01-0183. 13 p.
17. The Effect of Mixture Formation on premixed lean diesel combustion engine / A. Harada, N. Shimazaki, S. Sasaki, T. Miyamoto, H. Akagawa and K. Tsujimura // SAE Pap. 1998. No. 980533. 10 p.
18. Nishijima Y., Asaumi Y., Aoyagi Y. Premixed lean diesel combustion (PREDIC) using impingement spray system // SAE Pap. 2001. No. 2001-01-1892. 9 p.
19. Neely G.D., Sasaki S., Leet J.A. Experimental investigation of PCCI-DI combustion on emissions in a light-duty diesel engine // SAE Pap. 2004. No. 2004-01-0121. 11 p.

20. Combustion system with premixture-controlled compression ignition / K. Inagaki, T. Fuyuto, K. Nishikawa, K. Nakakita, Ichiro Sakata // Research Report R&D Review of Toyota CRDL. 2006. Vol. 41, No. 3. P. 35–46.
21. Wanhua Su, Tiejian Lin, Yiqiang Pei. A compound technology for HCCI combustion in a DI diesel engine based on the multi-pulse injection and the BUMP combustion chamber // SAE Pap. 2003. No. 2003-01-0741. 10 p.
22. Hasegawa R. Yanagihara H. HCCI combustion in DI diesel engine // SAE Pap. 2003. No. 2003-01-0745. 8 p.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012