

Расчет и конструирование машин

УДК 621.436

Моделирование рабочего цикла дизеля и теплового состояния деталей камеры сгорания

Ф.Б. Барченко

Предложена методика, уточняющая термодинамический расчет цикла дизельного двигателя за счет повышения точности моделирования теплообмена, смесеобразования и сгорания. Повышение точности расчета достигается благодаря использованию локальных значений температур поверхностей камеры сгорания. Расчет теплового состояния цилиндро-поршневой группы проведен в осесимметричной стационарной постановке методом конечных элементов. Кратко описана система уравнений, в которых используются локальные значения температур деталей камеры сгорания. Приведен пример совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния камеры сгорания, проведено сравнение с экспериментальными данными.

Ключевые слова: термодинамический расчет, дизель, теплообмен, смесеобразование, сгорание, метод конечных элементов.

The article describes a technique to define more exactly the thermodynamic calculation of the diesel engine cycle. Increasing the accuracy of the calculation is due to the use of local surface temperatures of combustion chamber surfaces. The calculation of the thermal state of the piston-cylinder-unit is performed by the finite element method in stationary axisymmetric formulation. An example of combined calculation of the diesel cycle and the combustion chamber thermal state is given, a comparison with experimental data is presented.

Keywords: thermodynamic calculation, diesel, heat exchange, mixture formation, combustion, finite element method.



БАРЧЕНКО
Филипп Борисович
ассистент
кафедры «Поршневые
двигатели»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка двигателей внутреннего сгорания (ДВС) не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Расчет рабочего процесса в цилиндре ДВС — важная и сложная задача. Термодинамические модели расчета рабочего цикла дизеля используются всеми без исключения исследовательскими центрами двиглестроения. Набор таких математических моделей (ММ) весьма широк [1–6] и все они без исключения используют большое количество, либо полуэмпирических, либо эмпирических формул для описания смесеобразования и сгорания. Данный подход оказалось возможным реализовать благодаря огромному количеству экспериментальных работ, проведенных во всем мире. Среди этого разнообразия ММ следует особо выделить две модели: Хироясу (Hiroyasu) [7–9] и Разлейцева [10]. Обе модели были разработаны независимо друг от друга в начале 80-х гг. XX в. Модель Хироясу за границей принята как негласный стандарт, и включена в профессиональные программы [11–13] GT-POWER (Gamma Technologies, США), AVL-BOOST (AVL, Австрия), WAVE (Ricardo software, Великобритания). Однако, последние 10–15 лет, в печати нет сообщений о дальнейшем развитии этой ММ.

С конца 1980-х гг. модель Н.Ф. Разлейцева продолжила свое развитие в программном комплексе Дизель-РК, созданном А.С. Кулешовым [14–19]. Модель цилиндра представляет собой открытую термодинамическую систему, обменивающуюся массой и энергией с окружающей средой. Модели впускной и выпускной систем двигателя используются для корректного описания наполнения и очистки рабочего цилиндра. Расчетная схема цилиндра показана на рис. 1.

Основу модели Разлейцева составляет модель смесеобразования и сгорания струи топлива, схематически представленная на рис. 2. Модель струи представляет собой зонную модель, каждая из которых имеет свои параметры смесеобразования и сгорания. В данной статье описано уточнение модели смесеобразования, сгорания и теплообмена, заключающееся в более точном расчете теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания (КС).

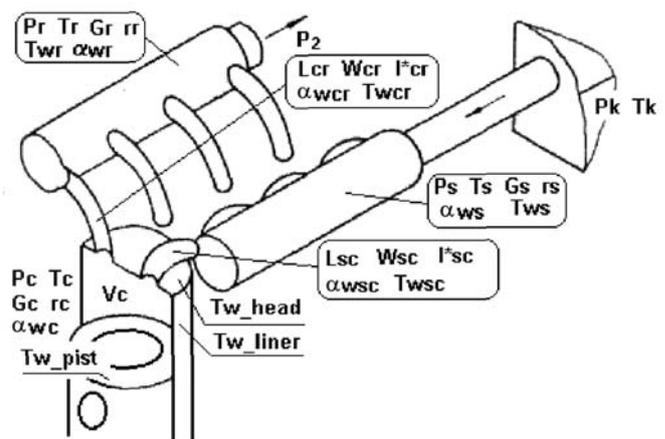


Рис. 1. Расчетная схема термодинамической модели рабочего цилиндра ДВС [19]

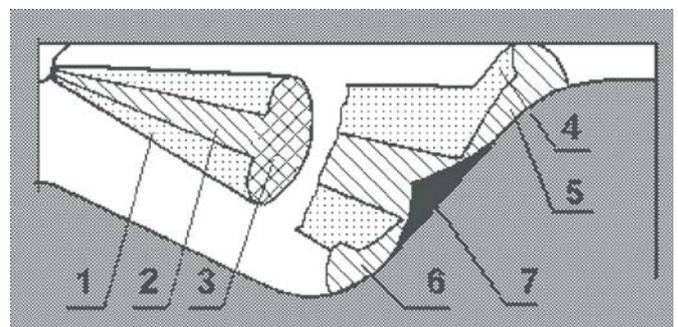


Рис. 2. Зонная модель струи программы Дизель-РК [10]:

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

Локальные температуры КС используются в модели Дизель-РК на следующих этапах расчета:

- при расчете скорости испарения топлива по уравнению

$$\frac{d\sigma_{ui}}{d\tau} = \left[1 - (1 - b_{ui} \tau_{ui})^{3/2} \right] \frac{\sigma_{zi}}{\tau_{ui}};$$

$$\tau_{ui} = \tau_s - \tau_{s0i};$$

$$b_{ui} = YK_{ui} / d_{32}^2,$$

где τ_s — текущее время; τ_{s0i} — время попадания топлива в зону i ; τ_{ui} — время нахождения (испарения) топлива в i -й зоне; σ_{zi} — доля топлива в зоне i ; Y — поправочная функция [14]; $K_{ui} = 4 \cdot 10^6 \text{Nu}_D D_p p_s / \rho_f$ — константа испарения; D_p — коэффициент диффузии паров

Таблица 1

Значения коэффициента пропорциональности

Материал поршня	Материал крышки		
	Сталь	Чугун	Алюминий
Сталь	1,08	1,10	1,15
Чугун	1,035	1,08	1,13
Алюминий	0,83	0,85	1,08

топлива в условиях камеры сгорания; $D_p = D_{p0}(T_k/T_0)(p_0/p)$; $p_s = 2\,520 \exp(-5\,220/T_k)$ — давление насыщенных паров топлива;

$$T_k = \begin{cases} 550 & \text{при } T_{wi} \leq 400 \\ aT_{wi}^3 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & \text{при } 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & \text{при } 700 \leq T_{wi}, \end{cases} \quad (1)$$

где i — номер зоны, см. рис. 2; Nu_D — число Нуссельта для процесса диффузии, характерные значения для условий КС дизеля 2...3; ρ_f — плотность жидкого топлива, кг/м³; D_{p0} — коэффициент диффузии при условиях $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 293$ К; T_{wi} — локальная температура поверхности КС под данной зоной струи; значения коэффициентов a, b, c, d подбирают во время идентификации математической модели;

— при расчете скорости тепловыделения, по выражениям:

в период выгорания паров топлива: $dx/d\tau = \varphi_0 P_0 + \varphi_1 P_1$;

во время впрыска: $dx/d\tau = \varphi_1 P_1 + \varphi_2 P_2$;

после окончания впрыска: $dx/d\tau = \varphi_3 A_3 K_T (1-x)(\xi_b \alpha - x)$,

где коэффициенты $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ описываются выражением

$$\varphi = 1 - \frac{A_1}{\xi_b \alpha - x} \left\{ r_V + \sum_{i=1}^{m_w} \left[300 r_{wi} \exp\left(\frac{-1\,6000}{2\,500 + T_{wi}}\right) \right] \right\} \frac{dx}{d\tau},$$

подробное описание других коэффициентов и способа их расчета можно найти в работах [15–18];

— при расчете теплообмена рабочего тела со стенками КС, по формуле Ньютона – Рихмана.

В базовой ММ программы Дизель-РК используются три характерных температуры: $T_{вп}$ — температура огневой поверхности поршня, $T_{вк}$ — температура огневой поверхности крышки цилиндра, $T_{вб}$ — температура втулки цилиндра. При этом температура $T_{вб}$ должна быть задана в явном виде. Расчет температуры стенки головки цилиндра выполняют на основе решения одномерной задачи теплопроводности для многослойной стенки, температуру поршня находят по выражению [20]

$$T_{вп} = CT_{вк}, \quad (2)$$

где C — коэффициент пропорциональности (табл. 1).

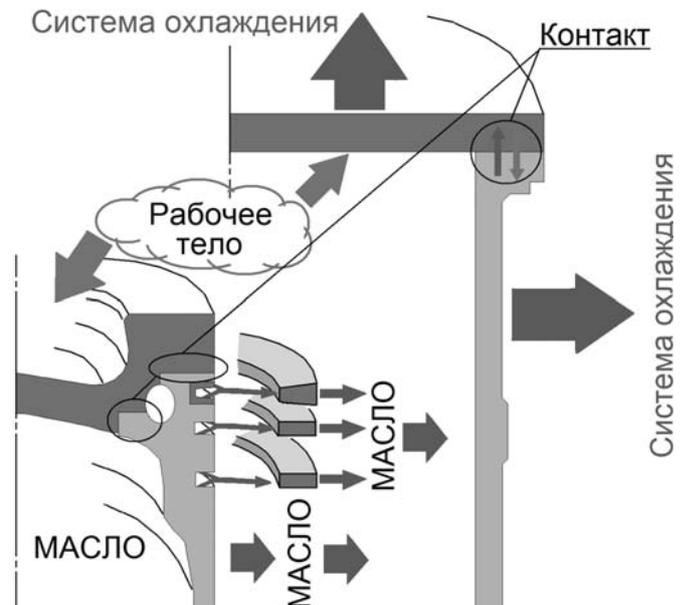


Рис. 3. Расчетная схема предлагаемой модели теплового состояния КС

Расчетная схема к предлагаемой ММ расчета теплового состояния КС представлена на рис. 3. Как известно [21, 22], температуры поверхностей КС в большинстве случаев нельзя охарактеризовать всего тремя температурами. Поэтому для расчета теплового состояния необходимо использовать более сложную постановку задачи теплопроводности. В данной работе использовалось решение стационарной двухмерной осесимметричной задачи теплопроводности методом конечных элементов (МКЭ). Такая постановка задачи также была использована в работах Н.А. Иващенко, Н.В. Петрухина, А.В. Майорова и других. В работах Иващенко и Петрухина использовалась модель сгорания Вибе, и не учитывалось взаимное влияние теплового состояния КС и рабочего процесса на тепловое состояние КС. Кроме того в упомянутых работах не было согласования теплового состояния деталей КС, а усло-

вия теплообмена между поршнем, кольцами и втулкой задавались на основе экспериментальных данных. А.В. Майоров использовал рабочий процесс как входные данные. Цель его работы — создание согласованного расчета теплового состояния поршня, втулки для уточненного моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). В данной работе использован метод согласования температурных полей деталей ЦПГ, при применении более совершенной модели сгорания.

Для решения задачи теплопроводности используют граничные условия третьего рода. Со стороны КС находят среднее значение коэффициента теплоотдачи ($\alpha_{г.рез}$) и среднее эквивалентное значение температуры рабочих газов ($T_{г.рез}$):

$$\alpha_{г.рез} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha(\varphi) d\varphi; \quad T_{г.рез} = \frac{1}{4\pi} \frac{\int_0^{4\pi} \alpha(\varphi) T(\varphi) d\varphi}{\alpha_{г.рез}},$$

где $\alpha(\varphi)$ — значение коэффициента теплоотдачи в КС в зависимости от угла поворота коленчатого вала (вычисляется по формуле Г. Вошни); $T(\varphi)$ — температура газа в КС в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Поскольку тепловой поток в зависимости от радиуса цилиндра распределяется неравномерно, то используют профиль коэффициента теплоотдачи, значения которого можно найти для характерных конструкций камер в опубликованных работах. Граничные условия для расчета теплообмена с системой охлаждения поршня, крышки цилиндра, втулки цилиндра вычисляют на основе критериальных уравнений [24]. Теплообмен с кольцами рассчитывают методами, изложенными также в работе [24]. В зонах контактного соединения используют две модели: модель идеального контакта (залитые вставки) и модель контактного теплообмена, описанную в работе [23], и нашедшую широкое применение при моделировании двигателя [24].

Рассмотренная выше модель сложного теплообмена была включена в расчетный комплекс Дизель-РК. Для чего была написана ком-

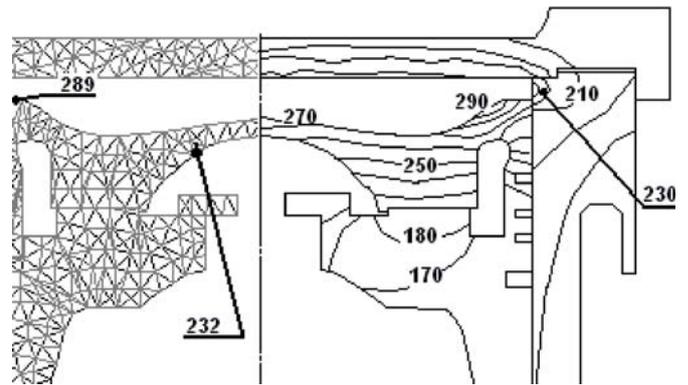


Рис. 4. Тепловое состояние деталей КС двигателя типа ЧН 26/26. На выносных линиях указаны экспериментальные температуры

пьютерная программа на языке ФОРТРАН, и оформлена как динамически подключаемая библиотека (DLL). Пример расчета с помощью программы теплового состояния ЦПГ, приведен на рис. 4, а на рис. 5 представлена характеристика тепловыделения с учетом и без учета локальных температур. Расчет проведен для судового двигателя с форсировкой $Pe = 15,2$ бар. На выносных линиях указаны температуры, полученные в результате термометрирования.

Разница параметров двигателя при расчете с учетом и без учета локальных температур по КС приведены в табл. 2. Анализируя характеристики тепловыделения (см. рис. 5), полученные при расчете видно, что наличие зон на поршне с повышенной температурой приводит к увеличению скорости тепловыделения.

Таблица 2

Изменение расчетных параметров двигателя без учета и при учете локальных температур КС

Параметр	Без учета локальных температур КС	С учетом локальных температур КС	Экспериментальные данные
Мощность, кВт	2831,1	2804,8	2815,0
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч)	217,0	219,1	218,0
Потери тепла в системе охлаждения, кВт	29,0	30,8	—

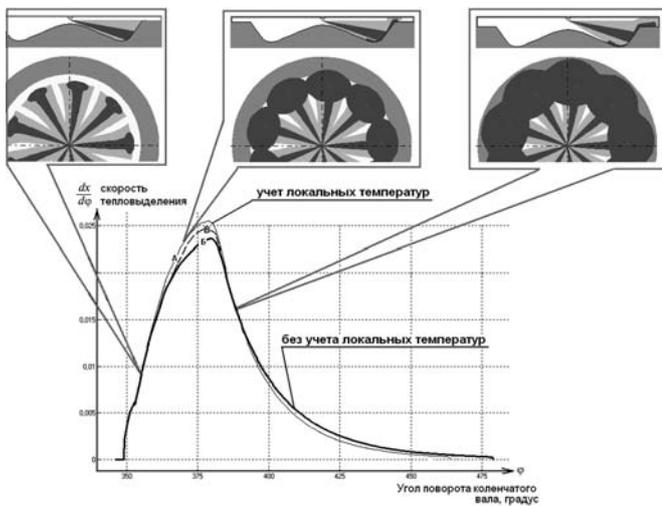


Рис. 5. Характеристики тепловыделения с учетом (А) и без учета локальных температур КС (Б), В — характеристика тепловыделения, полученная в эксперименте

Кроме того, наличие поля температур деталей КС (см. рис. 4) позволяет судить о реально достижимых форсировках при выбранной конструкции, материалах ЦПГ, режимах и способах охлаждения.

Таким образом, уточненная ММ позволяет получить более точные показатели рабочего цикла дизеля, а также дополнительную информацию о возможности получения желаемых показателей дизеля при выбранной конструкции ЦПГ.

Для получения надежных результатов широкого диапазона двигателей необходимо провести идентификацию ММ и скорректировать коэффициенты в эмпирических уравнениях.

Литература

1. Chui W.S., Shahed S.M., Lyn W.T. A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion // SAE Tech. Pap. Ser. 1976. N 760128. P. 1—18.
2. Shahed S.M., Chiu W.S., Lyn W.T. A Mathematical Model of Diesel Combustion // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1975. C94/75. P. 119—128.
3. Xiaoping Bi, Minggao Yang, Shu Han, Zhixiong Ma. A multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion // SAE Tech. Pap. Ser. 1999. N 1999—01—0916. P. 1—10.
4. Bi X., Han S. A Multi-Zone Model for Prediction of DI Diesel Engine Combustion and Soot Emission // SAE Tech. Pap. Ser. 1994. N 941900. P. 1—12.
5. Dohoy Jung, Dennis N. Assanis. Multi-zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions // SAE Tech. Pap. Ser. 2001. N 2001—01—1246. P. 1—23.

6. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Development and validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions // SAE Tech. Pap. Ser. 1998. N 981021. P. 1—17.

7. Hiroyuki H., Toshikazu K., Masataka A. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions // Paper 214—12, Bull. JSME. 1983. V. 26. N 214. P. 576—583.

8. Takuo Y., Keiichiro Y., Keiya N. et al. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. 1996. N 961820. P. 1—15.

9. Takuo Y., Keiya N., Hiroyuki H., Kyu-Keun. Song Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. 1994. N 941693. P. 45—56.

10. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шевцова. Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. 352 с.

11. AVL BOOST: [Электронный ресурс]. (<http://www.avl.com>). Проверено 12.09.2008.

12. Ricardo Software: [Электронный ресурс]. (<http://www.software.ricardo.com>). Проверено 12.09.2008.

13. Gamma Technologies Inc.: [Электронный ресурс]. (<http://www.gtisoft.com>). Проверено 12.09.2008.

14. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 2007. Спец. выпуск Двигатели внутреннего сгорания. С. 18—31.

15. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет скорости тепловыделения при многогоразовом впрыске // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 2007. Спец. выпуск Двигатели внутреннего сгорания. С. 32—45.

16. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Tech. Pap. Ser. 2005. N 2005—01—2119. P. 1—16.

17. 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 Tech. Pap. Ser. 2006. N 2006—01—1385. P. 1—17.

18. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model and its application for Matching the Injector Design with Piston Bowl Shape // SAE Tech. Pap. Ser. 2007. N 2007—01—1908. P. 1—17.

19. Кулешов А.С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС. Дисс. ...канд. техн. наук. М.: МВТУ, 1986. 124 с.

20. Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-2/4т. Руководство пользователя. М.: 2001.

21. Woschni G. Experimentelle Untersuchung des Warmeflusses in Kolben und Zylinderbuchse eines schnelllaufenden Dieselmotors // MTZ. 1979. N 12. P. 575—579.

22. Иванченко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов С.С. Высокий наддув дизелей. Л.: Машиностроение, 1983. 201 с.

23. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. М.: Энергия, 1971. 271 с.

24. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Л.: ЛГУ, 1983. 224 с.

Статья поступила в редакцию 12.10.2011 г.