

УДК 621.431.74.016

**Б.И. Руднев, О.В. Повалихина**

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,  
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

## **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ**

*Рассмотрена зональная модель для расчета радиационного теплообмена в камере сгорания судового дизельного двигателя. Приведены интегральные уравнения математической модели радиационного теплообмена. Выполнена оценка роли эффективного потока излучения.*

**Ключевые слова:** зональная модель, математическая модель, судовой дизельный двигатель, камера сгорания, интегральные уравнения.

**B.I. Rudnev, O.V. Povalikhina**

## **MATHEMATICAL SIMULATION OF LOCAL RADIANT HEAT TRANSFER IN MARINE DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER**

*Zonal model for calculation radiant heat transfer in marine diesel engine combustion chamber is considered. Integral equations of mathematical model radiant heat transfer are given. Estimation of effectual radiant heat flux is accomplished.*

**Key words:** zonal model, mathematical model, marine diesel engine, combustion chamber, integral equations.

Несовершенство ММ радиационно-конвективного теплообмена в КС дизельных двигателей в значительной степени затрудняет достоверное определение локальных тепловых потоков, передаваемых от рабочего тела к стенкам деталей цилиндропоршневой группы на стадии проектирования. Это заставляет разработчиков перспективных моделей решать ряд вопросов экспериментальным путем и увеличивает сроки создания новых дизельных двигателей. В связи с отмеченным совершенствованием существующих и создание новых ММ локального радиационно-конвективного теплообмена в КС по-прежнему остается весьма актуальной проблемой, особенно для современных высокофорсированных дизельных двигателей, к которым предъявляются повышенные требования по эффективным и экологическим характеристикам их работы.

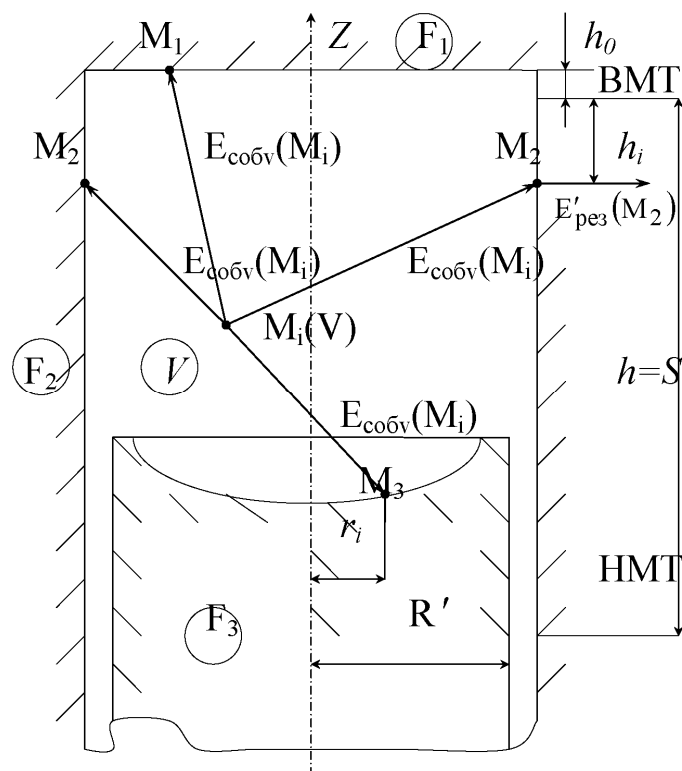
Процесс локального радиационного теплообмена в цилиндре судового дизеля с открытой КС на установившемся режиме работы рассматривается нами на адекватной физической модели, представленной на рисунке. Она представляет собой замкнутую осесимметричную цилиндрическую излучающую систему.

Первая особенность этой системы в том, что она состоит из трех граничных (поверхностных) зон:  $F_1$  – крышка цилиндра,  $F_2$  – боковая поверхность втулки цилиндра,  $F_3$  – днище поршня и объемной зоны  $V$ .

Вторая особенность излучающей системы заключается в нестационарном положении зоны  $F_3$  вдоль координаты  $Z$ . Это обуславливает нестационарность всех угловых коэффициентов излучения, характеризующих взаимодействие потоков излучения в КС и значительно усложняет решение задачи. Вместе с тем необходимо отметить, что поскольку время распространения электромагнитной волны излучения при ее скорости, равной  $3 \cdot 10^8$  м/с, намного меньше времени перемещения зоны  $F_3$ , обусловленной скоростью движения поршня, то условия квазистационарности (характерное время рабочего процесса,  $t_r$  – время распростране-

ния электромагнитной волны излучения) гарантированно выполняется. Последнее позволяет решать задачу локального радиационного теплообмена в КС судового дизеля применительно к непрерывно-дискретному случаю как квазистационарную для фиксированного момента времени.

При этом предлагается, что все оптические и энергетические характеристики излучающей системы в течение времени  $\Delta t$  неизменны и изменяются скачком при переходе к следующему интервалу времени. Объемная зона  $V$  представляет собой сферу переменного по углу поворота коленчатого вала радиуса  $R_V$ . Вначале процесса сгорания радиус сферы (объемной зоны  $V$ ) составляет примерно 0,25 радиуса цилиндра  $R'$ , к концу процесса сгорания выполняется условие  $R_V = R'$ .



Зональная модель излучающей системы в цилиндре судового дизеля с открытой камерой сгорания  
Zonal model radiant system in cylinder of marine diesel engine with open combustion chamber

Ю.А. Суриновым [1] показано, что в зависимости от способа задания граничных условий возможны восемь постановок задачи локального радиационного теплообмена, обладающих единственностью решения. В нашем случае рассматривается модифицированная фундаментальная постановка задачи. Как известно [2, 3], при фундаментальной постановке задаются оптические и энергетические характеристики всех зон, т.е. их степени черноты и температуры. Модификация фундаментальной постановки задачи состоит в том, что эффективные (или по классификации работы [3] исходящие) потоки излучения от поверхностных зон  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F_3$  не учитываются. Авторами настоящей статьи рассматривается процесс локального радиационного теплообмена между объемной зоной  $V$  и соответствующими поверхностными зонами  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F_3$ . При такой постановке задачи отпадает необходимость в ряде допущений, принятых в работе [4], а современные экспериментальные данные [5–8] и расчетные методы [9–13] позволяют задавать локальные значения оптических и энергетических характеристик объемной зоны  $V$ . В частности, характеристики объемной зоны  $V$ , степень черноты  $\alpha(t)$  и температуры пламени  $T(t)$  рассчитываются и определяются по приведенным в [14–19] методикам и экспериментальным данным.

Схема задания краевых условий для модифицированной фундаментальной постановки задачи о локальном радиационном теплообмене в КС судового дизеля имеет следующий вид:

Граничные условия	Начальные условия
Геометрические характеристики системы	
$R_1 = R_2 = R' = const;$	$t_H = t_0;$
$h_{min} = h_0; h_{max} = h_0 + h;$	$h_H = h_0;$
или $h_{max} = h_0 + S$	$R_{1,0} = R_1 = R'; \quad R_{3,0} = R_3 = R';$
Оптические характеристики системы	
$\varepsilon_V = f(r, t)$	$\varepsilon_{V,0} = \varepsilon'_V(t_0)$
$i = 1, 2, 3, \dots, m$	
Энергетические характеристики системы	
$T_V = f(r, t);$	$T_{V,0} = T'_V(r, t_0)$
$i = 1, 2, 3, \dots, m$	

Временной интервал изменения граничных условий принят в соответствии с рекомендациями [4] и рассматривается от начала видимого сгорания до начала открытия выпускных органов.

В основу предлагаемой авторами доклада математической модели (ММ) для расчета локальных радиационных тепловых потоков в камере сгорания (КС) судового дизеля положен итерационно-зональный метод исследования и расчета теплообмена излучением, предложенный Ю.А. Суриновым [1]. При этом реальная излучающая система для условий КС судового дизеля представляется как состоящая из четырех зон: трех поверхностных – поверхность крышки цилиндра  $F_1$ , втулки цилиндра  $F_2$  и поршня  $F_3$ , а также одной объемной зоны  $V$ , заполненной рабочим телом (сажегазовой средой). Проведенный анализ взаимодействия основных потоков излучения в такой системе позволил установить, что результирующий поток излучения для конкретной точки поверхности КС формируется при взаимодействии двух потоков: собственного потока излучения объемной зоны  $E_{cobV}(M_i)$  и собственных потоков излучения поверхностей, образующих граничную поверхность  $E_{cobF}(M_i)$ . При этом собственные потоки излучения граничной поверхности и объемной зоны однозначно определяются по зависимостям

$$E_{cobF} = \sigma_0 \varepsilon_F T_F^4, \quad E_{cobV} = \sigma_0 \varepsilon_V T_V^4. \quad (1)$$

В результате сложного взаимодействия рассмотренных выше потоков излучения между объемной зоной и соответствующими точками граничной поверхности в замкнутой системе формируются результирующие потоки, определяющие радиационную тепловую нагрузку деталей КС. Этот процесс взаимодействия основных потоков излучения описывается системой неоднородных интегральных уравнений излучения (уравнения Фредгольма второго рода). Следуя [4], приведем указанную систему уравнений для условий в точке  $M_k$  граничной поверхности:

$$\left. \begin{aligned} E_{nad}(M_k) &= \sum_{i=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) \cdot L(M_i, M_k) dV + \sum_{j=1}^n \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_j) \cdot K(M_j, M_k) dF, \\ E_{\varepsilon\phi}(M_k) &= E_{cob}(M_k) + R_k \left[ \sum_{j=1}^n \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_j) \cdot K(M_j, M_k) dF + \sum_{j=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) \cdot L(M_j, M_k) dV \right], \\ E_{pez}(M_k) &= \varepsilon_k \left[ \sum_{j=1}^n \int_F E_{\varepsilon\phi}(M_j, M_k) \cdot K(M_j, M_k) dF + \sum_{j=1}^m \int_V E_{\varepsilon\phi}(M_i) \cdot L(M_j, M_k) dV \right] - E_{cob}(M_k), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $R_k, \varepsilon_k$  – коэффициенты отражения и поглощения (степени черноты) поверхности  $F$  в точке  $M_k$ ;  $M_j$  – произвольная точка поверхности  $F$ , лежащая вне окрестности точки  $M_k$ ;  $M_i$  – произвольная точка объема  $V$ .

Интегральные операторы  $K(M_j, M_k)$  и  $L(M_i, M_k)$  называются ядрами уравнения, являются геометрическими функциями точек объема и поверхности и характеризуют систему как единый оптико-геометрический объект.

Ю.А. Суриновым [1] показано, что итерационно-зональный метод обобщает все основные постановки задач о радиационном теплообмене, имеющих единственное решение и различающихся способом задания граничных условий и характеристик поля излучения. Математическую основу этого метода составляет конечная система линейных алгебраических уравнений, аппроксимирующих соответствующую систему интегральных уравнений (2). Указанная система алгебраических уравнений запишется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} E_{nad}(M_k) &= \sum_{j=1}^n E_{cob}(M_j) \Phi(M_j, F_k) + \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V) \Phi(M_V, F_k), \\ E_{эф}(M_k) &= \sum_{j=1}^m E_{cob}(M_k) \Phi(M_k, F_j) + (1 - \varepsilon_k) \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_j) \Phi(M_j, F_k) + \\ &+ (1 - \varepsilon_k) \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V) \Phi(M_V, F_k), \\ E_{pez}(M_k) &= \varepsilon_k \left[ \sum_{j=1}^n E_{cob}(M_j) \Phi(M_j, F_j) + \sum_{V=1}^m E_{cob}(M_V, F_k) - \sum_{j=1}^n E_{cob}(M_k) \Phi(M_k, F_j) \right] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Проинтегрировав функции  $K$  и  $L$ , входящие в систему уравнений (2), по всей граничной поверхности, получим следующие уравнения связи геометрических и разрешающих локальных угловых коэффициентов излучения [4]:

$$\Phi(M_j, M_k) = \int_F K(M_j, M_k) dF = \exp(-\tau) \varphi(M_j, M_k). \quad (4)$$

$$\Phi(M_i, M_k) = \int_F L(M_j, M_k) dF = \exp(-\tau) \varphi(M_j, M_k). \quad (5)$$

где  $\tau = kL$  – число Бугера.

Уравнения (3) получены в предположении, что излучающая система состоит из  $n$  граничных и  $m$  объемных зон. Их решение позволяет определить мгновенное локальное распределение по элементам граничной поверхности всех видов потоков излучения. Известно также, что в КС дизелей температура объемного излучения  $T_V$  намного превышает температуры поверхностей крышки цилиндра, поршня и втулки. Вследствие этого собственный поток излучения объемной зоны также значительно больше собственного потока излучения соответствующих поверхностей.

Расчеты показывают, что при температурах крышки цилиндра и поршня в пределах 550–620 К, втулки цилиндра 430–450 К  $E_{cobV}(M_i)$  на два порядка больше  $E_{cobF}(M_n)$ . Поэтому можно считать, что роль эффективных потоков излучения поверхностей, образующих КС, в формировании результирующих потоков незначительна и укладывается в пределах 10–15 %, т.е. сопоставима с погрешностью экспериментального определения температуры объемного излучателя

(пламени) и концентрации частиц сажи в цилиндре дизеля. Тогда для точки  $M_k$  граничной поверхности  $F$  можно приближенно считать  $E_{эфF_1}(M_1) = E_{эфF_2}(M_2) = E_{эфF_3}(M_3) \approx 0$ . Учитывая приведенные выше положения в рамках предлагаемой ММ в КС судового дизеля рассматривается взаимодействие только собственного потока излучения объемных зон  $V_i$  и соответствующих граничных (поверхностных) зон  $F_1, F_2$  и  $F_3$ . Основные положения предлагаемой ММ сводятся к следующему. Процесс теплообмена излучением в цилиндре судового дизеля с неразделенной КС на установившемся режиме работы рассматривается нами на адекватной физической модели, весьма подробно представленной в [18]. Проведенная модификация фундаментальной постановки задачи радиационного теплообмена в части учета эффективного излучения позволило предложить для расчета падающих на поверхности крышки цилиндра, втулки и поршня потоков излучения систему уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} E_{над}(M_1) &= E_{соб}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_1) + E_{соб}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_1) + E_{соб}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_1); \\ E_{над}(M_2) &= E_{соб}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_2) + E_{соб}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_2) + E_{соб}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_2); \\ E_{над}(M_3) &= E_{соб}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_3) + E_{соб}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_3) + E_{соб}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_3). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Обобщенные угловые коэффициенты излучения  $\psi(M_{V_i}, F_i)$  от локальных объемных зон в системе уравнений (6) представлены в ММ как произведение угловых (геометрических) коэффициентов и параметра Бугера, учитывающего поглощение излучения в объеме КС:

$$\psi(M_V, F_k) = \varphi(M_V, F_k) \exp(-kL), \quad (7)$$

где  $\varphi(M_V, F_k)$  – угловой (геометрический) коэффициент излучения;  $k$  – коэффициент ослабления;  $L$  – эффективная длина пути луча.

В итоге с учетом принятого в ММ допущения результирующие потоки излучения для поверхностей крышки цилиндра, втулки и поршня могут быть определены следующим образом:

$$E_{pez}(M_1) \approx E_{над}(M_1); \quad E_{pez}(M_2) \approx E_{над}(M_2); \quad E_{pez}(M_3) \approx E_{над}(M_3). \quad (8)$$

Система уравнений (6) с соответствующими краевыми условиями решалась на ЭВМ по специальной программе в квазистационарном представлении. Полученные средние за рабочий цикл значения радиационных тепловых потоков для дизеля 6ЧН 24/36 лежат в пределах 40–90 кВт/м<sup>2</sup>, что с точностью 10–18 % совпадает с известными экспериментальными данными [14, 15, 19] и подтверждает адекватность предложенной ММ. Ее использование позволяет еще на стадии проектирования и доводки прогнозировать теплонапряженное состояние деталей, образующих КС, и решать ряд вопросов, связанных с повышением эксплуатационной надежности современных судовых дизелей.

### Список литературы

1. Суринов, Ю.А. Об итерационно-зональном методе исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде / Ю.А. Суринов // Изв. СО АН СССР. – 1978. – Вып. 2, № 8. – С. 106–125.
2. Зигель, Р. Теплообмен излучением / Р. Зигель, Дж. Хауэлл. – М.: Мир, 1975. – 934 с.
3. Блох, А.Г. Теплообмен излучением: справочник / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

4. Петриченко, Р.М. Элементы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Р.М. Петриченко, С.А. Батурич, Ю.Н. Исаков и др. – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
5. Гладышев, А.В. Экспериментальное исследование температурно-концентрационных полей в цилиндре дизеля / А.В. Гладышев, В.А. Вагнер, Д.Д. Матиевский // Двигателестроение. – 1990. – № 7. – С. 3–6.
6. Kamimoto, T. Particulate formation structure in diesel engine / T. Kamimoto, M.Yagita // SAE Preprints. – 1989. – № 890436. – 9 p.
7. Oguri, T. Radiant heat transfer in diesel engines / T. Oguri, S. Inaba // SAE Preprints. – 1972. – № 720023. – 19 p.
8. Kostin, A.K. Radiative heat transfer in a diesel cylinder an experiment and method of calculation / A.K. Kostin, B.I. Rudnev // Proceedings 19<sup>th</sup> International Symposium “Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines”. – Dubrovnik, Yugoslavia. – 1987. – P. 439–448.
9. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
10. FIRE. Users Manual Version 8.5. AVL LIST GmbH Graz, Austria, 2007. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU 101107 между МГТУ им. Н.Э. Баумана и APS Consulting).
11. Bozza, F. Numerical simulation of incylinder processes and duct flow in a light duty diesel engine / F. Bozza, M.C. Cameretti, R. Tuccillo // Fourth International symposium on small diesel engine. – Journal of Polish CIMAC. – Warsaw, Poland. – 1996. – Vol. 2, № 1. – P. 51–56.
12. Rudnev, B.I. A simple model of convective heat transfer in the combustion chamber of diesel engine / B.I. Rudnev, V.M. Bepalov, Yu.G. Izrail'sky et al // Fourth International Symposium on small diesel engine. – Journal of Polish CIMAC. – Warsaw, Poland. – 1996. – Vol. 2, № 1. – P. 177–182.
13. Руднев, Б.И. Оптические параметры частиц сажи и энергетические характеристики радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина // Тепловые процессы в технике. – 2013. – Т. 5, № 10. – С. 476–480.
14. Руднев, Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей / Б.И. Руднев. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221 с.
15. Руднев, Б.И. Процессы теплообмена в камере сгорания дизельных двигателей. Эксперимент и математическое моделирование / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина. – Saarbrucken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 112 с.
16. Руднев, Б.И. Расчетные значения оптико-геометрических характеристик радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина // Науч. проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2014. – № 1–2. – С. 199–202.
17. Руднев, Б.И. Анализ взаимодействия радиационных тепловых потоков в камере сгорания дизеля / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина // Materials of the X International scientific and practical conference “Modern European science -2014”. Vol. 17. Technical sciences. – Sheffield. – Science and Education LTD. – 2014. – P. 65–72.
18. Руднев, Б.И. Особенности расчета оптико-геометрических характеристик теплообмена излучением в камере сгорания дизельного двигателя / Б.И. Руднев, О.В. Повалихина // Тепловые процессы в технике. – 2015. – Т. 7, № 2. – С. 87–91.
19. Flynn, P. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating Diesel engine / P. Flynn, M. Mizusawa, O.A. Uyehara et al // SAE Preprints. – 1972. – № 720022. – 32 p.

**Сведения об авторах:** Руднев Борис Иванович, доктор технических наук, профессор; Повалихина Ольга Владимировна, доцент, e-mail: [povalichina@mail.ru](mailto:povalichina@mail.ru).