005009969

УДК 621.436

Барченко Филипп Борисович

РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР ПОВЕРХНОСТЕЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

05.04.02 — Тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

1 0 ФЕВ 2012

Барченко

Москва – 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана на кафедре «поршневых двигателей».

Научный руководитель	–	доктор технических наук, профессор Иващенко Николай Антонович
Официальные оппоненты	–	доктор технических наук, профессор Фомин Валерий Михайлович
	–	кандидат технических наук, доцент Голосов Андрей Сергеевич
Ведущая организация	–	ОАО «Коломенский завод»

Защита состоится «15» марта 2012 г. в 14 часов, на заседании Диссертационного Совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана, по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-Лабораторный корпус, аудитория 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба высылать по адресу 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю Диссертационного Совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «1» февраля 2012г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н, доцент Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время исследование рабочих процессов дизелей не представляется без математического моделирования. Зачастую при расчете рабочего процесса дизеля, температуры поверхностей деталей задаются либо в явном виде, либо рассчитываются упрощенно. Такой подход приводит к ошибкам при расчете рабочего процесса и, как следствие, эффективных, экологических и других показателей. Для повышения качества анализа рабочих процессов, исключения тупиковых вариантов на этапе проектирования, сокращения сроков проектирования и доводки двигателей, необходима математическая модель (ММ) и комплекс программ, позволяющих производить совместное моделирование рабочего процесса и теплового состояния составных деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) с учетом особенностей как рабочего процесса, так и реальной конструкции ЦПГ. Такая ММ и компьютерная программа позволит сократить сроки проектирования современных и перспективных двигателей.

Цель работы состоит в создании ММ и комплекса программ для совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния составных деталей ЦПГ, а также верификации их по экспериментальным данным. Для выполнения поставленной цели в диссертационной работе решались следующие **задачи**: создание метода совместного моделирования рабочего процесса и теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания, на основе развития существующих методов моделирования; проведение верификации ММ рабочего процесса, теплообмена и теплопроводности по опубликованным экспериментальным данным для различных классов дизелей; проведение идентификации ММ рабочего процесса, теплообмена и теплопроводности. Идентификация проводится с целью повышения достоверности результатов моделирования при расчете форсированных режимов работы двигателя и при изменении конструкции ЦПГ.

Методы исследования. Для выполнения поставленных задач применялось численное моделирование. Расчеты выполнялись на ЭВМ с использованием созданных программ. По экспериментальным данным, полученных другими исследователями, была выполнена верификация и идентификация ММ рабочего процесса, теплообмена и теплопроводности.

Научная новизна работы заключается:

- в разработке ММ совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния деталей камеры сгорания (КС), имеющих конкретную конструкцию с учетом взаимосвязи теплового состояния основных деталей КС и рабочего процесса, а также кинематического и теплового взаимодействия между деталями КС;
- в проведении исследования и результатах по выявлению влияния температуры поверхности КС на рабочий процесс двигателя, а также исследования особенностей рабочего процесса и конструкции КС на тепловое состояние КС;

- в обосновании необходимости учета: локальных температур на рабочий процесс; теплового состояния основных деталей образующих КС двигателя для высокофорсированных дизелей.

Достоверность и обоснованность научных положений работы обусловливаются: использованием общих уравнений гидродинамики, теплофизики и термодинамики; совпадением расчетных результатов с экспериментальными данными; согласованием полученных частных результатов с известными.

Практическая ценность работы состоит в разработке компьютерной программы расчета теплового состояния деталей КС для нужд НИР, ОКР, обучения специалистов и студентов; в получении результатов исследований рабочих процессов выпускающихся и перспективных дизелей в интересах промышленности. Результаты расчета граничных условий, температурных полей деталей могут быть использованы при расчете деталей двигателя в трехмерной постановке. Получаемые уточненные тепловые потоки в систему охлаждения создают предпосылки для проектирования вспомогательных систем и агрегатов двигателя.

Реализация результатов работы имела место на ОАО «Пензадизельмаш» (г. Пенза); Aumet Oy (г. Хельсинки, Финляндия). Готовая программа по расчету теплового состояния составных деталей сложной геометрической формы в осесимметричной постановке используется в составе программного комплекса Дизель-РК, как в учебном процессе кафедры, так и в профессиональной деятельности отечественных и зарубежных специалистов, студентов, магистров в области двигателестроения.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на научных конференциях и семинарах: Всероссийская научно-техническая конференция «научно-технические проблемы современного двигателестроения». (Уфа, УГАТУ, 2011); Международная научно-техническая конференция «Двигатель – 2010», посвященная 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, МГТУ, 2010); Международная научно-техническая конференция «Двигатель-2007», посвящённая 100-летию кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, МГТУ, 2007).

Публикации. По результатам диссертационной работы опубликовано 4 научных работы, из них по перечню ВАК – 3.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, приложения и списка библиографических источников. Объем диссертации составляет 152 страницы основного текста, включающей 88 рисунков, 8 таблиц, список библиографических источников содержит 161 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении раскрывается актуальность темы, поставлены цель и задачи исследования.

Первая глава посвящена анализу работ по моделированию рабочего цикла дизелей, теплообмену в КС, расчетам теплового состояния ЦПГ двигателя.

Сравнивая существующие современные методы расчета рабочего цикла, качество и объем получаемой информации, а также необходимое время и мощность современной вычислительной техники, сделан вывод, что использование «термодинамического» подхода наиболее рационально. При этом, для получения надежных результатов расчета необходимо применение зонных моделей. Из существующего набора моделей расчета смесеобразования и сгорания выбрана модель Н.Ф. Разлейцева, которая успешно используется и развивается А.С. Кулешовым в программе Дизель-РК более 30 лет. После анализа существующих ММ расчета сложного теплообмена ЦПГ сделан вывод о том, что существующий уровень позволяет с достаточной для практики точности производить расчет теплового состояния ЦПГ с привлечением необходимого экспериментального материала для идентификации ММ. Из проведенного обзора также следует, что два таких взаимосвязанных явления, как рабочий цикл дизеля и тепловое состояние деталей его КС в расчетной практике, как правило, моделируются отдельно друг от друга. Это связано с большой распространенностью «термодинамических» моделей рабочего процесса дизеля, которые недостаточно полно учитывают влияние температуры поверхностей КС на рабочий процесс. В то же время время создаваемые новые или развиваемые известные модели рабочего процесса имеют возможность учета температуры поверхности КС на рабочий процесс, но не используют данную возможность в связи с отсутствием развитой модели теплообмена и теплопроводности реальной конструкции ЦПГ.

Во второй главе излагается ММ расчета рабочего цикла дизеля. Ввиду того, что основу составляет модель программы Дизель-РК, она изложена в реферативном виде, с указанием основных положений. Основная цель главы – указать какие именно параметры будут уточнены, и где в ММ используются значения температуры КС. Расчет параметров газа в цилиндре производится в предположении, что цилиндр является открытой термодинамической системой с переменным объемом. Во всем объеме существует одно давление и две зоны: свежего заряда и сгоревшей смеси. Для определения параметров газа в цилиндре решается система нелинейных алгебраических уравнений. Для расчета динамики тепловыделения $dx/d\tau$ используется феноменологическая модель смесеобразования и сгорания, в основе которой лежит многозонная модель струи (рис. 1). Она позволяет рассчитывать смесеобразование и сгорание с учетом взаимодействия со стенками КС. Данное обстоятельство имеет большое значение, так как известно, что большую часть времени развития, на режимах большой мощности и большого крутящего момента, струя находится в контакте со стенкой, и распределение топлива в пристеночных зонах играет существенную роль в процессе сгорания. Расчет развития вершины струи ведется по эмпирическим уравнениям Лышевского А.С., использованные Разлейцевым Н.Ф., и уточненным для современных параметров Кулешовым А.С. Данная модель позволяет учитывать наличие вихря в КС, при этом рассчитывается деформация струи в тангенциальном направлении, в процессе свободного развития в КС и при растекании по поверхности КС. Распределение топлива в зонах струи рассчитывается по

полуэмпирическим соотношениям. Детальный расчет распределения топлива по характерным зонам создает предпосылки для достаточно точного расчета скорости испарения топлива и тепловыделения в цилиндре на любых режимах работы двигателя без перенастройки ММ.

Рис. 1. Схема зон топливной струи: 1 – уплотненное осевое ядро; 2 – уплотненный передний фронт; 3 – разреженная оболочка; 4 – осевое коническое ядро пристеночного потока, 5 – уплотненное ядро пристеночного потока на поверхности поршня, 6 – уплотненный передний фронт пристеночного потока, 7 – разреженная оболочка пристеночного потока

Концептуально в основе расчета скорости испарения капли до и после воспламенения используется уравнение Б.И. Срезневского. Уравнение относительной скорости испарения для зоны i:

$$\frac{d\sigma_{ui}}{d\tau} = \left[1-\left(1-b_{ui}\tau_{ui}\right)^{3/2}\right]\frac{\sigma_{zi}}{\tau_{ui}}; \qquad \tau_{ui} = \tau_s - \tau_{s0i}, \qquad b_{ui} = Y K_i / d_{32}^2,$$

где: τ_s – текущее время; τ_{s0i} – время попадания топлива в зону i; σ_{zi} –доля топлива в зоне i; K_i – константа испарения в i-зоне (см. формулу 1); d_{32} – средний диаметр капель по Заутеру; Y – функция корректирующая неучтенные факторы и погрешности принятых допущений. Общая скорость испарения определяется как сумма скоростей испарения во всех m зонах:

$$\frac{d\sigma_u}{d\tau} = \sum_{i=1}^{m} d\sigma_{ui}/d\tau .$$

Константы испарения топлива в разных зонах определяются из уравнения:

$$K_{ui} = 4\times10^6 Nu_D\, D_p\, p_S / \rho_f, \qquad D_p = D_{p0}(T_k/T_0)(p_0/p), \tag{1}$$

где: Nu_D – число Нуссельта для процесса диффузии (2...3 – для пристеночного потока, ≈ 20 – для переднего фронта); D_p – коэффициент диффузии паров топлива в условиях камеры сгорания; D_{po} – коэффициент диффузии при условиях: p_o=0,1 МПа; T_o=293 К; T_k – температура капли; p – текущее давление в цилиндре; ρ_f – плотность жидкого топлива, кг/м^3; p_S = 2520 exp(-5220/T_k) – давление насыщенных паров топлива. В зонах пристеночного потока, на стенках крышки цилиндра и на зеркале цилиндра константы испарения рассчитываются по уравнениям (1), а T_k есть эквивалентная температура, зависящая от эквивалентной температуры соответствующей стенки T_{wi} (см. формулу 9). В своих последних работах Кулешов А.С. предлагает формулу для

определения величины T_k на основе опыта идентификации модели Дизель-РК, для разных двигателей, с указанием входящих коэффициентов:

$$T_k = \begin{cases} 550 & if \quad T_{wl} \le 400 \\ aT_{wl}^3 + bT_{wl}^2 + cT_{wl} + d & if \quad 400 < T_{wl} < 700 \\ 700 & if \quad 700 \le T_{wl} \end{cases};$$

где: $a = 0{,}243\times10^{-6}$; $b = 1{,}018\times10^{-3}$; $c = -0{,}854$; $d = 709{,}6$.

При расчете скорости тепловыделения используется распространенное допущение о разделении процесса сгорания на 4 основных стадии, которые отличаются своими физическими и химическими особенностями, лимитирующими скорость процесса:

1. период задержки самовоспламенения;
2. сгорание топлива, испарившегося за период задержки, по формуле (2);
3. сгорание впрыскиваемого топлива, по формуле (3);
4. догорание после впрыскивания, по формуле (4).

$$dx/d\tau = \phi_0 P_0 + \phi_1 P_1, \tag{2}$$

$$dx/d\tau = \phi_1 P_1 + \phi_2 P_2, \tag{3}$$

$$dx/d\tau = \phi_3 A_3 K_T (1-x)(\xi_b \alpha - x), \tag{4}$$

где: $P_0 = A_0(m_f/V_i)(\sigma_{wd} - x_0)(0{,}1\cdot\sigma_{wd} + x_0)$; $P_1 = d\sigma_w/d\tau$; $P_2 = A_2(m_f/V_c)(\sigma_w - x)(\alpha - x)$; x – доля выделившегося тепла или доля сгоревшего топлива; x_0 – доля паров топлива, образовавшихся за период задержки и сгоревших к текущему моменту времени; σ_{wd} – доля паров топлива, образовавшихся за период задержки; $\phi_0 \approx \phi_1 \approx \phi_2 = \phi$ – функция, описывающая полноту выгорания паров топлива в зоне сгорания и рассчитываемая по выражению

$$\phi = 1 - \frac{A_1}{\xi_b \alpha - x}\left\{ r_V + \sum_{i=1}^{m_W}\left[300\, r_{Wi} \exp\left(\frac{-16000}{2500 + T_{Wi}} \right)\right]\right\}\frac{dx}{d\tau};$$

Подробный алгоритм расчета и описание всех переменных содержится в работах Кулешова А.С. Для расчета количества теплоты, отведенной в стенки рабочего объема цилиндра, используется уравнение Ньютона-Рихмана. Для определения параметров теплообмена использован ряд методов расчета, наиболее широко используемых в области двигателестроения, предложенных как отечественными, так и иностранными учеными.

В третьей главе излагается математическая модель расчета теплового состояния деталей КС. Для определения температур поверхностей КС решается задача теплопроводности для основных деталей КС методом конечных элементов (МКЭ). Многочисленные эксперименты на работающих двигателях различных типов показали, что на установившемся режиме работы температурные поля таких деталей, как поршень, втулка и крышка цилиндра в течение рабочего цикла меняются незначительно и в первом приближении могут считаться стационарными. Тепловое поле ЦПГ и крышки цилиндра рассчитывается в осесимметричной постановке. Для расчета теплового состояния деталей, действительные условия нестационарного периодического теплообмена заменяют некоторыми стационарными условиями. Осредненные

за рабочий цикл значения локального коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ср}$ и результирующей температуры среды $T_{рез}$ определяется по формулам:

$$\alpha_{ср} = \frac{1}{720^\circ}\int_0^{720^\circ}\alpha(\phi)\,d\phi, \qquad T_{рез} = \frac{1}{720^\circ\cdot\alpha_{ср}}\int_0^{720^\circ}\alpha(\phi)\cdot T_{сред}(\phi)\,d\phi, \qquad (5)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $T_{сред}$ – температура среды, омывающей данную поверхность. Первостепенное значение при моделировании температурных полей имеют параметры теплообмена в КС ДВС. Для определения текущего значения α, в данной работе используется формула Г. Вошни. Неравномерность теплового потока, идущего в поршень через КС, моделируется с помощью заданного закона изменения α по радиусу цилиндра, характерного для данного типа КС.

Теплообмен газов с гильзой моделируется по методике, изложенной в работах М.Р. Петриченко: суммируется поток теплоты, идущий в открытую в данный момент часть гильзы. В открытой части гильзы в КС коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле Г. Вошни, со стороны картера коэффициент теплоотдачи принимается равным 100 Вт/(м^2 К). В КС температура газов, омывающих гильзу, берется из расчета цикла дизеля, со стороны картера задается явно – 373К. Большую часть теплоты поршень отводит во втулку, через кольца (до 60% для неохлаждаемых поршней). Расчет параметров теплообмена колец с поршнем и втулкой проводится на основе работ М.Р. Петриченко, В.М. Попова и др. На поверхности контакта 2 и 3 (рис. 2) для оценки коэффициента теплоотдачи используется полуэмпирическая зависимость, приведенная в книге В.М. Попова.

Рис. 2. Схема передачи теплоты через поршневое кольцо

Рис. 3. Расчетная схема для определения параметров теплообмена кольца со втулкой

Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях 2 и 3 переменны в зависимости от угла поворота коленчатого вала, что связанно с перекладками колец в канавках. Для определения взаимодействия кольца с канавкой используется уравнение равновесия кольца в осевом направлении:

$$F_к = F_j + F_г + F_{тр},$$

где: F_j – сила инерции кольца, $F_{тр}$ – сила трения кольца, $F_г$ – сила от давления газов. Если суммарная сила $F_к > 0$, то кольцо прижато к нижнему торцу поршневой канавки, если $F_к < 0$, то к верхнему торцу. На поверхности 4 (рис. 2) коэффициент теплоотдачи определяется величиной соответствующего зазора и теплопроводностью заполняющей его среды, например масла или эмульсии масла и газа, проникающего из камеры сгорания двигателя. Температура среды

определяется как среднее значение между температурами соответствующих поверхностей кольца и канавки кольца. Для расчета теплообмена на поверхности 1 (рис. 2) была использована ММ, включающая теплообмен при гидродинамическом, переходном и граничном режимах трения. В общем случае для решения задачи теплообмена на режимах гидродинамической смазки необходимо решение системы уравнений Навье – Стокса. Однако, принимая во внимание геометрию, условия работы и выбранную расчетную схему в книге Р.М. Петриченко приведена оценка слагаемых системы и приведена упрощенная система уравнений. Используя распределение скорости в поперечном направлении, полученное в книге Н.А. Слёзкина на режиме гидродинамического трения средняя температура масла ($\overline{T}$), и коэффициент теплоотдачи (α_L) под каждым узлом кольца (см. рис. 3) вычисляются по выражениям (вывод формул приведен в тексте диссертации):

$$\overline{T}=\frac{\mu}{\lambda}\left[\frac{U^2}{12}+\frac{1}{\mu^2}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2\frac{h^4}{240}\right]+\frac{T_R+T_L}{2},\qquad \alpha_L=-\left(A+\lambda\frac{T_R-T_L}{h}\right)\Big/\left(\frac{T_R-T_L}{2}+B\right),\qquad (6)$$

где: $$A=\left[\mu\frac{U^2}{2h}-U\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)\frac{h}{6}+\frac{1}{\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2\frac{h^3}{24}\right];\qquad B=\frac{\mu}{\lambda}\left[\frac{U^2}{12}+\frac{1}{\mu^2}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2\frac{h^4}{240}\right];$$

$\partial p(x)/\partial x=-6\mu\cdot U/h^2(x)+C_1/h^3(x)$, λ, μ – коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости масла, соответственно; U – текущая скорость поршня; p – давление под кольцом; T_R, T_L – температура поверхности кольца и цилиндра, соответственно, C_1, C_2 – коэффициенты, не зависящие от x. Для аппроксимации профиля кольца используется кусочно-линейная функция (рис. 3): $h(x)=a\cdot x+b$, где $a=(h_{i+1}-h_i)/(x_{i+1}-x_i)$, $b=h_i-a\cdot x_i$. Для расчета распределения давления масла под кольцом и определения толщины слоя смазки решается задача динамики движения кольца в радиальном направлении. Используется методика, описанная в работах Р.М. Петриченко, С.А. Аникина, А.В. Майорова. Поршневое кольцо может работать в различных режимах трения: гидродинамическом, переходном, сухом. Для определения текущего режима трения используются соотношения: $S < S_0$ – сухое трение; $S_0 < S < S_{кр}$ – переходный режим трения; $S > S_{кр}$ – гидродинамический режим, где $S_{кр} \approx 10^{-4}$, $S_0 \approx 10^{-9}$, $S=(\mu\cdot U)/(F_R/a)$, F_R – радиальная нагрузка на кольцо, a – осевая толщина кольца (рис. 2). При сухом трении коэффициент теплоотдачи для кольца и втулки вычисляется по выражению, приведенному в книге В.М. Попова. На переходном режиме трения коэффициент теплоотдачи вычисляется как среднее арифметическое между коэффициентами теплоотдачи при сухом и гидродинамическом режимах трения. В используемой ММ учитывается тепло, возникающее при сухом трении колец о гильзу. Тепловой поток от трения вычисляется: $q_{тр}=f\cdot V_к\cdot F_R$, где f – коэффициент трения. При этом предполагается что тепловой поток между кольцом и втулкой распределяется равномерно. Для расчета теплообмена юбки поршня со втулкой использовано допущение, что поршень не совершает поперечного качания, и движется строго по оси, расчет параметров теплообмена проводится по формулам (6). На

поверхности дна поршня, обращенной к кривошипной камере, коэффициент теплоотдачи задается явно. При наличии полости охлаждения в поршне для расчета теплообмена на ее поверхности используются экспериментальные данные. Расчет интенсивности теплоотдачи от охлаждаемых поверхностей в данной работе проводится на основании критериальных формул, приведенных в работах М.Р. Петриченко, Д.А. Лабунцова, М.А. Михеева. Эти уравнения, в зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, температуры, скорости, давления жидкости в системе охлаждения на отдельных участках тепловоспринимающей поверхности, позволяют рассчитывать режимы теплообмена при вынужденной конвекции и в режиме поверхностного кипения. Расчет параметров теплообмена между крышкой цилиндра и охлаждающей жидкостью проводится по аналогичной методике. Средняя температура жидкости в рубашке охлаждения цилиндра и головке задаются явно. Для осреднения параметров теплообмена на поверхностях: поршня, втулки и крышки цилиндра за цикл используются выражения (5). Их расчет ведется с шагом 1 градус поворота коленчатого вала.

В четвертой главе рассмотрен алгоритм совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния ЦПГ. Тепловые нагрузки являются исходной информацией для расчета теплового состояния КС, а полученное тепловое состояние используется как исходная информация для уточненного расчета рабочего цикла. Для согласования рабочего цикла с тепловым состоянием его деталей выполняется несколько итераций. Для оценки сходимости согласования температурного поля поршня и втулки, используется анализ разницы температур во всех узлах сетки на двух последних итерациях:

$$T_{err}^{\max} = MAX\left(\left|T_i^{<k>} - T_i^{<k-1>}\right|\right), \qquad (8)$$

где: $T_i^{<k>}$ – температура i-го узла на k-ой итерации; $T_i^{<k-1>}$ – температура i-го узла на k-1-ой итерации. Для достижения точности порядка $T_{err}^{max} < 0{,}1$К необходимо от 10 до 35 итераций для двигателей с интенсивным охлаждением поршней маслом и до 50 итераций (см. рис. 4) для двигателей без принудительного охлаждения поршней. После того, как тепловое поле этих деталей было согласовано, температуры поверхностей КС передаются в программу моделирования рабочего процесса дизеля. Общая схема расчета теплового состояния деталей ЦПГ выглядит следующим образом. При запуске расчета температур КС задается ориентировочная температура всех деталей, окружающих КС (в программе это происходит автоматически), для расчета ГУ теплообмена. Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи всех поверхностей. Для первой итерации параметры теплообмена КС задаются в зависимости от степени сжатия и давления наддува в предположении, что двигатель работает на номинальном режиме. Эти данные внесены в программу в виде массивов. Значения массива были получены при расчете двигателя типа ЧН13/14 на режиме максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала 2400 1/мин. Для частичных режимов при изменении угла опережения впрыска, фаз газораспределения, размерности двигателя и т.д., параметры теплообмена будут

другими, однако для запуска маршевого алгоритма расчета теплового состояния эта ошибка не имеет существенного значения.

Рис. 4. Процесс сходимости итераций для двигателя ЯМЗ-238 при расчете режимов внешней скоростной характеристики

Решающее значение, при оценке параметров теплообмена, на первой итерации, является значительная ошибка расчета температур деталей КС, которая может составлять (125 … 85) °С при грубой оценке $\alpha_{ср}$, $T_{рез}$. Такая ошибка заставляет делать больше на 4-6 итерации для двигателей с принудительным охлаждением поршней, и больше на 9-13 итераций для двигателей без охлаждения по сравнению с точным определением параметров теплообмена. Во время маршевого счета значения коэффициента теплоотдачи и температуры в цилиндре программа Дизель-РК передает в подпрограмму расчета теплового состояния КС. Рассчитанные параметры теплообмена передаются в программу решения задачи теплопроводности МКЭ, где определяются поля температур всех деталей. После расчета температур и параметров теплообмена всех деталей принимается решение о необходимости дальнейших итераций уточнения параметров теплообмена и теплового состояния системы, согласно (8). Для учета локальных температур при расчете рабочего процесса используется эквивалентная температура (T_{wi}) поверхности камеры сгорания, расположенной под пятном пристеночного потока (рис. 5). Для расчета эквивалентной температуры поверхности камеры сгорания (при моделировании смесеобразования и сгорания) использовались следующие допущения. Элемент поверхности камеры сгорания поршня между соседними узлами (узлы 13 и 14 на рис. 5) представляет собой элемент боковой поверхности конуса, температура от узла к узлу изменяется линейно.

Рис. 5. Схема осреднения температур КС под пристеночным потоком струи топлива

Выражение для расчета эквивалентной температуры имеет вид:

$$T_{wi} = \frac{\sum_{i=1}^{M-1}\sqrt{1+\left(\frac{z_{i+1}-z_i}{r_{i+1}-r_i}\right)^2}\cdot(\phi_{i+1}+\phi_i)\cdot\left[\frac{kT_j}{3}\cdot\left(r_{i+1}^{\ 3}-r_i^{\ 3}\right)+\frac{b_j}{2}\cdot\left(r_{i+1}^{\ 2}-r_i^{\ 2}\right)\right]}{\sum_{i=1}^{M-1}\frac{1}{2}\sqrt{1+\left(\frac{z_{i+1}-z_i}{r_{i+1}-r_i}\right)^2}\left(\phi_{i+1}+\phi_i\right)\left(r_{i+1}^{\ 2}-r_i^{\ 2}\right)}, \qquad (9)$$

где M – количество узлов, описывающих камеру сгорания поршня; i – номер узла; $\phi_i = L_i / r_i$ – угловой размер пятна на данном радиусе; для пристеночного потока, распространяющегося в направлении стенок цилиндра $L_i = 0{,}5\left[\sqrt{1+L1_i^{\ 2}\left(Lw_4/Lw_1\right)^2}+\sqrt{1+L1_i^{\ 2}\left(Lw_3/Lw_1\right)^2}\right]$; для пристеночного потока, распространяющегося в направлении центра камеры сгорания $L_i = 0{,}5\left[\sqrt{1+L2_i^{\ 2}\left(Lw_4/Lw_2\right)^2}+\sqrt{1+L2_i^{\ 2}\left(Lw_3/Lw_2\right)^2}\right]$.

Для удобства работы с созданной программой расчета, а также с целью автоматизации создания файла сетки, был создан препроцессор и постпроцессор, подключаемые непосредственно к оболочке программы Дизель-РК. В разработке и создании интерфейса участвовал инженер Фадеев Ю.М. На рис. 6а приведен фрагмент окна программы Дизель-РК с указанными кнопками для запуска препроцессора (1) создания расчетного файла и поспроцессора (2) для обработки и вывода полученных результатов. Создание конструкции ЦПГ двигателя представляет собой выбор готовой конструкции отдельно поршня и цилиндра с крышкой из набора готовых решений, находящихся в базе данных.

В пятой главе приведены результаты расчета рабочего процесса и сложного теплообмена на важнейших поверхностях, образующих КС. Идентификация математической модели рабочего цикла и теплообмена была проведена для дизелей различного класса: двигатели грузовых автомобилей 8ЧН12/12; 8Ч13/14; двигатель тепловоза 16ЧН26/26. После идентификации ММ были проведены расчетные исследования перспективного дизеля типа 12ЧН26,5/31.

Рис. 6. Интерфейс разработанной программы (а); окно препроцессора (б); окно постпроцессора (в): отображена сетка конечных элементов и изолинии температур

При идентификации ММ дизеля 8Ч13/14 использовались материалы, приведенные в диссертации Лощакова П.А. На рис. 7 приведено сравнение температур поршня в характерных зонах, полученных расчетом по приведенной в диссертации методике и по материалам работы Лощакова П.А. Поля температур ЦПГ, полученные в результате совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния ЦПГ, приведены на рис. 8.

Рис. 7. Температуры поршня в характерных зонах: $Tw_{центр}$ – в центре камеры сгорания, $Tw_{ккс}$ – на кромке камеры сгорания, $Tw_{1к}$ – в районе 1 кольца

Ошибки при расчете температур поршня в характерных точках (рис. 9) составляют не более: 5К (2,2%) для центра камеры сгорания, 9К (3,6%) для кромки камеры сгорания и 12К (6,3%) для температуры в районе первого поршневого кольца. Причина повышенной ошибки при расчете температур в зоне первого кольца лежит, скорее всего, в несовершенстве модели теплообмена колец. В дальнейшем необходимо совершенствование указанной модели для включения данной температуры в список ограничений многопараметровой оптимизации программы Дизель-РК. В целом модель

сопряженного теплообмена поршень-кольцо-втулка следует признать достоверной, т.к. ошибка в расчет температур камеры сгорания менее 5%.

Рис. 8. Тепловое состояние ЦПГ дизеля ЯМЗ-238 при работе на трех режимах внешней скоростной характеристики

На рис. 9а приведено сравнение тепловыделения на трех режимах внешней скоростной характеристики ЯМЗ-238, рассчитанных по старой и усовершенствованной методике. Приведенные температуры поверхности поршня под пристеночным потоком струи топлива (рис. 9а), рассчитанные с использованием различных методик: МКЭ и многослойной стенки показывают, что прежняя методика расчета сбалансирована на режим максимального Ре, так как на других режимах температура поверхности поршня получается заниженной. Это приводит к отличию dx/dφ на режимах, отличающихся от указанного. Учитывая наличие уточненного расчета смесеобразования и сгорания, а также теплообмена рабочего тела со стенками камеры сгорания (рис. 9б), получаемые интегральные эффективные показатели дизеля точнее описывают работу двигателя в широком диапазоне режимов. В качестве подтверждения этих слов приведена таблица 1, где приведено сравнение параметров двигателя на внешней скоростной характеристике с теми же параметрами, полученными в программе Дизель-РК без конечно-элементного

расчета теплового состояния основных деталей, и с учетом локальных значений температур.

а) б)

Рис. 9. Рассчитанные характеристики а) тепловыделения (dx/dφ) и температуры стенки под пристеночным потоком (Tw_{nwf}); б) осредненные температуры поверхностей: $T_{w.п}$ – поршня, $T_{w.вт}$ – втулки, $T_{w.г}$ – головки при работе ЯМЗ-238 на трех режимах внешней скоростной характеристики

Таблица 1.

Экспериментальные данные и результаты расчета интегральных параметров ЯМЗ-238 (без наддува) по внешней скоростной характеристике

n, 1/мин	Ne, кВт			ge, г/(кВт ч)		
	эксперимент	расчет без МКЭ	расчет с МКЭ	эксперимент	расчет без МКЭ	расчет с МКЭ
1100	95,8	97,9	96,6	243,5	238,3	241,4
1300	119,4	120,7	119,1	239,5	236,6	240,2
1500	139,1	140,3	138,2	238,8	236,8	240,4
1700	155,0	156,1	153,4	241,2	239,5	241,7
1900	166,9	168,0	168,8	246,9	245,3	246,2
2100	174,9	175,8	176,5	255,8	254,5	253,7

n – частота вращения коленчатого вала; Ne – мощность; Pe – среднее эффективное давление цикла; ge – удельный эффективный расход топлива.

При расчете двигателя 8ЧН12/12 использовались данные по деформации поршня из работы В.Н.Никишина. Сравнение результатов расчета Ne, ge на 3 режимах внешней скоростной характеристики с экспериментальными данными приведено на рис. 10. Температура поршня, вдоль образующей юбки (см. рис. 11), хорошо согласуется с результатами эксперимента из работы В.Н.Никишина.

Рис. 10. Внешняя скоростная характеристика дизеля --- – расчет; –о– эксперимент

Рис. 11. Температура вдоль образующей поршня; --- – расчет МКЭ; –о– эксперимент

Расчет проводился для режима: n=2200 1/мин, Pe = 0,92 МПа. Поршень охлаждается маслом с помощью орошения днища из установленной внизу цилиндра форсунки. С целью апробации ММ применительно к двигателям с высоким Pe были проведены расчеты дизеля 16ЧН26/26 по винтовой характеристике. При идентичной настройке ММ рабочего процесса применение уточненной методики расчета теплового состояния позволяет точнее рассчитывать эффективные показатели двигателя.

Таблица 2.

Результаты расчета и экспериментальные данные дизеля 16ЧН26/26

n, 1/мин	Ne, кВт			ge, г/(кВт ч)	
	эксперимент	расчет без МКЭ	расчет с МКЭ	расчет без МКЭ	расчет с МКЭ
1100	4411	4444	4415	219,8	221,0
1010	2193	2202	2198	233,3	234,1

При расчете двигателя 16ЧН26/26 «базовая» методика программы Дизель-РК расчета теплового состояния дает завышенные значения мощности. После проведения идентификации модели теплового состояния (рис. 12), уточненная методика показала более высокую точность расчета, см. таблицу 2.

Предлагаемая усовершенствованная методика расчета была применена для расчета перспективного двигателя Д500. Идентификация ММ рабочего процесса была проведена Кулешовым А.С. Прототипом конструкции послужил двигатель 10Д49 Коломенского тепловозостроительного завода с камерой сгорания типа «мелкий Гессельман». На рис. 13 приведены рассчитанные граничные условия и общая картина теплового состояния ЦПГ дизеля. Максимальные температуры

поршня не превышают 384 °С. Температура в районе первого поршневого кольца составляет 192 °С.

Рис. 12. Тепловое состояние Д49 на двух режимах винтовой характеристики; на выносных линиях данные термометрирования со стороны впуска и выпуска

Рис. 13. Рассчитанные граничные условия и тепловое состояние ЦПГ и крышки цилиндра дизеля Д500 на режиме максимальной мощности

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. Для уточненного расчета рабочего процесса разработана математическая модель сложного теплообмена на важнейших поверхностях деталей, образующих КС, учитывающая конструктивные и режимные факторы, влияющие на интенсивность теплообмена. Концепция ММ совместного расчета рабочего процесса и теплового состояния КС состоит в учете взаимосвязи параметров рабочего процесса и теплового состояния КС, теплового и кинематического взаимодействия между основными элементами КС.

2. Для точного описания теплообмена поршня, втулки, колец необходима организация итерационного процесса согласования их теплового состояния. В реализованной процедуре расчета необходимо проведение до 35 итераций для двигателей с интенсивным охлаждением поршней маслом и до 50 итераций для

двигателей без принудительного охлаждения поршней, для обеспечения допустимой погрешности 0,1 К.

3. Созданная компьютерная программа для совместного расчета рабочего цикла и теплового состояния основных элементов КС дизеля обеспечивает более обоснованное назначение граничных условий при расчетах и проектировании деталей двигателей.

4. Благодаря уточненной ММ существует возможность учитывать максимальную температуру КС и температуру в районе первого поршневого кольца при оптимизации рабочего процесса и форсировании двигателя.

5. Получено уточнение расчета мощности дизеля 16ЧН26/26 на 29 кВт (0,7%). Снижена ошибка расчета удельного эффективного расхода топлива на внешней скоростной характеристике на (0,9-3,6) г/(кВт ч) безнаддувного двигателя ЯМЗ-238.

6. Проведенная идентификация ММ для дизелей 8ЧН12/12, 8Ч13/14, 16ЧН26/26 позволяет рекомендовать ММ для расчетного анализа рабочего процесса дизелей различного типа.

7. Реализация разработанных программ применительно к перспективному проекту дизеля Д500 показала особую важность решения сопряженной задачи рабочего процесса и теплового состояния для высокофорсированных дизелей. На основании уточненного расчета рабочего процесса, полученных граничных условий при согласовании тепловых полей основных деталей для ОАО «Пензадизельмаш» были рассчитаны тепловые потоки в систему охлаждения перспективного дизеля.

Основное содержание работы опубликованы в следующих работах:

1. Барченко Ф. Б., Иващенко Н.А. Расчет давлений между поршневыми кольцами двигателя внутреннего сгорания // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, специальный выпуск. Серия Машиностроение. 2007. С. 80–84.
2. Барченко Ф.Б. Учет локальных температур камеры сгорания, при моделировании рабочего процесса дизеля // Сб. науч. тр. международной конференции Двигатель – 2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. С. 219–223.
3. Барченко Ф.Б. Расчет толщины масляного слоя между поршневым кольцом и втулкой цилиндра [Электронный ресурс] // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». №9, сентябрь 2011. URL: http://technomag.edu.ru/doc/220534.html (дата обращения 19.10.2011).
4. Барченко Ф.Б. Моделирование рабочего цикла дизеля и теплового состояния деталей камеры сгорания // Известия вузов. Сер. Машиностроение. 2011. №11. С. 3–9.

Подписано к печати 28.01.2012. Заказ объем 1п/л Тираж 100 экз.
Печать офсетная. Формат 60x84 $^1/_{16}$. Бумага офсетная.
Типография МГТУ им.Н.Э.Баумана.