

## РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д.*  
3-D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания

*Ларцев А.М.*  
Особенности производства двигателей воздушного охлаждения большой мощности

## СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

*Цыпленкин Г.Е., Иовлев В.И.*  
Очередной шаг в развитии двухступенчатых систем наддува (обзор докладов конгресса CIMAC)

## ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

*Пунда А.С., Дмитренко В.И.*  
Повышение энергоэффективности морских судов за счет оптимизации скорости хода

## ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

*Маслов А.П., Задорожная Е.А., Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.*  
Информационное пространство для определения геометрических размеров базовых деталей двигателя

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Гребнев В.М., Разуваев А.В., Костин Д.А.*  
Метод расчета системы утилизации теплоты стационарной энергетической установки

## НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

*К. Кристен, Д. Бранд*  
IMO Tier 3: газовые и двухтопливные двигатели — экологически чистое и эффективное решение (материалы конгресса CIMAC 2013)

Новости CIMAC  
(отсрочка введения стандарта IMO Tier 3)

## ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

*Russinkovsky S.Yu. and Chainov N.D.*  
3 3-D Simulation of Heat Exchange Boundary Conditions as a Means of Piston Block Parts' Thermal Analysis

*Lartsev A.M.*  
9 High Powered Air-Cooled Engines: Serial Production Specifics

## ENGINE SYSTEMS AND UNITS

*Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I.*  
12 Development of Two-Stage Turbocharging Systems (Review of Topical Papers Presented at CIMAC-2013)

## ENVIRONMENTAL ISSUES

*Punda A.S. and Dmitrenko V.I.*  
25 Sea-Craft Speed Optimization as a Means of Energy Efficiency Enhancement

## CALS TECHNOLOGIES

*Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Yenikeev R.D. and Chernousov A.A.*  
31 Information Environment for Basic Engine Parts Sizing

## MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

*Grebnev V.M., Razuvayev A.V. and Kostin D.A.*  
37 Analysis of Stationary Power Unit Heat Recuperation System

## ENGINE BUILDING NEWS

*C. Christen and D. Brand*  
42 IMO Tier 3: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution (CIMAC 2013)

56 News from CIMAC  
(stalling in the introduction of IMO Tier 3 regulation)

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

## ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.А. Рыжов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
Е.С. Васюков	<i>техн. директор</i>	<i>ЗАО УК БМЗ, г. Брянск</i>
В.А. Егоров	<i>ген. директор</i>	<i>ОАО РУМО, Н. Новгород</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО РУМО, Н. Новгород</i>
М.В. Бояркин	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
Р.Х. Хафизов	<i>зам. гл. констр. по двиг.</i>	<i>ОАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
А.А. Матюшин	<i>генеральный директор</i>	<i>ОАО ЗМЗ, г. Заволжье</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал</i>
В.В. Коновалов	<i>1-й зам. ген.директора</i>	<i>ОАО «Звезда», Санкт-Петербург</i>
В.С. Мурзин	<i>дир.-гл. конструктор</i>	<i>ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

## НИИ

В.С. Папонов	<i>ген. директор</i>	<i>ОАО НИКТИД, г. Владимир</i>
Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>1 ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>директор</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенок	<i>президент</i>	<i>ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»</i>
Б.А. Зеленев	<i>директор</i>	<i>НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург</i>
А.М. Махмудов	<i>с.н.с.</i>	<i>ФГУП ГНЦ РФ «ЦНИИ им. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург</i>

## ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой ДВС</i>	<i>СПбГПУ, Санкт-Петербург</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
О.К. Безюков	<i>зав. кафедрой ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой СЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск</i>
С.П. Косырев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	<i>БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ТАМ</i>	<i>БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково</i>

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный инженерно-технический институт» (ВИТИ), филиал «Военной академии тыла и транспорта», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук ([www.vak.ed.gov.ru](http://www.vak.ed.gov.ru)).

Электронные версии журнала (2005–2013 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» ([www.elibrary.ru](http://www.elibrary.ru)) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская  
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник  
Ст. редактор О.Д. Камнева  
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.12.2013  
Подписано в печать 20.12.13  
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7  
Зак. 345. Тираж 1000 экз.  
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:  
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30  
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: [ecology@rdiesel.ru](mailto:ecology@rdiesel.ru)  
[www.rdiesel.ru](http://www.rdiesel.ru)

**ДВИГАТЕЛЕ  
СТРОЕНИЕ**

Типография «СВЕТЛИЦА»  
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,  
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2013. № 4 (254)

## 3-D МОДЕЛИРОВАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*С.Ю. Руссинковский, к.т.н., главный конструктор  
ООО «Завод инновационных продуктов Концерна "Тракторные заводы"», г. Владимир  
Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор  
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

Представлены основные положения методики математического моделирования согласованных между собой взаимозависимых тепловых граничных условий для расчета температурных полей, полей деформаций и напряжений элементов ЦПГ (поршень–кольца–гильза цилиндра и головка цилиндра–клапаны). Выполнен анализ различных условий и видов теплообмена на поверхностях этих деталей. Показано, что температурные поля сопряженных деталей должны быть согласованы между собой и моделироваться совместно в рамках решения общей задачи моделирования ТНДС ЦПГ поршневого двигателя. Приведено описание программы реализующей предлагаемую методику и результаты расчета 2-D и 3-D температурных полей с ее использованием.

При работе дизеля на установившемся режиме поля температур базовых деталей, таких как поршень, втулка (гильза) цилиндра, крышка (головка) цилиндра и даже клапаны практически стационарны. Изменение температуры в течение рабочего цикла невелики и быстро затухают по глубине.

При расчете теплового состояния деталей наиболее напряженным является режим полной мощности, на котором, как правило, температуры деталей достигают своих максимальных значений.

При моделировании температурных полей деталей цилиндропоршневой группы и узла крышка–клапаны решаются схожие задачи расчета температур сопряженных деталей: в первом случае узла поршень–кольца–втулка цилиндра, во втором — крышка–впускные и выпускные клапаны. Особенность этих задач заключается в том, что в обоих случаях температурные поля сопряженных деталей влияют друг на друга и должны быть согласованы при их математическом моделировании. При расчете, например, теплового состояния поршня приходится задаваться условиями теплообмена со стороны втулки, а при расчете температурного поля втулки — со стороны пор-



шня, включая температуру указанных деталей, которая априори неизвестна. Конечно, возможен традиционный подход, но это длительная трудоемкая и приближенная процедура.

В случае сопряжения крышка цилиндра–клапаны имеет место аналогичная ситуация: при расчете температурного поля крышки приходится задаваться температурами фасок клапанов, а при расчете температур клапанов — температурами посадочных поверхностей седел в днище крышки (речь идет о стационарных температурах деталей).

Современные системы вычислительной техники позволяют проводить совместное моделирование температурных полей сопряженных деталей во всех узлах двигателя, в том числе цилиндропоршневой группы и узла крышки (головки) цилиндров–клапанов. Детали рассматриваемых узлов геометрически весьма сложны, особенно крышка цилиндра, поэтому в общем случае требуется применение объемных (трехмерных) конечно-элементных моделей. Однако в первом приближении, особенно в случае цилиндропоршневой группы, возможно использовать и двухмерные осесимметричные модели. Дело в том, что втулка (гильза) цилиндра 4-тактных двигателей обычно представляет собой тело вращения, головка поршня также во многих случаях может рассматриваться как осесимметричная. Разумеется, наличие бобышек поршня в осесимметричном варианте учесть нельзя. Помимо геометрической асимметрии, в осесимметричной постановке невозможно

учесть особенности теплообмена между поршнем и цилиндром, связанные с работой кривошипно-шатунного механизма тронкового двигателя (в частности перекладки поршня в течение рабочего цикла). Поэтому, строго говоря, в конечно-элементную модель следует включать, по крайней мере, головку поршня с учетом возможности моделирования вторичной динамики (перекладок) по углу поворота кривошипа в течение рабочего цикла двигателя. Таким образом, решение задачи моделирования согласованных полей температур сопряженных теплонапряженных деталей предполагает создание многоуровневой иерархической структуры математических моделей различного уровня сложности с повышением точности результатов анализа по мере усложнения модели.

Эффективность и практическая значимость каждого варианта многоуровневой системы связана с разработкой методики, алгоритма и рабочей программы моделирования температурного поля деталей соответствующего узла двигателя.

В качестве первого примера рассматривается определение согласованных стационарных температурных полей поршневой группы и втулки (гильзы) цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. Выбран может быть любой режим работы, но наиболее интересен режим полной мощности.

В связи с геометрической сложностью деталей ЦПГ современных двигателей при моделировании температурных полей применяются численные методы, в частности метод конечных элементов, который используется при решении задач теплопроводности в одномерной, двух- (плоской или осесимметричной) и трехмерной (пространственной) постановке. Однако в любом случае при расчете первостепенное значение имеет достоверное задание граничных условий теплообмена на поверхностях всех деталей, составляющих рассматриваемый узел двигателя.

Важно заметить, что при использовании универсальных конечно-элементных программных комплексов, таких, например, как ANSYS или NASTRAN, последние предлагается дополнить набором программ, ориентированных на поршневые двигатели, учитывающие в течение рабочего цикла движение деталей — поршень-гильза, головка цилиндра-клапаны, перекладку кольца в канавке, физические процессы на охлаждаемых и нагреваемых поверхностях — в частности теплоотдачу в охлаждающую жидкость с учетом процесса кипения, теплоотдачу в масляный слой с учетом переходных режимов контактного и бесконтактного трения, зависимость теплопроводности контактного слоя и т. д. Для этого создавались и создаются специализированные про-



Рис. 1. Структурная схема программного комплекса ICE

граммы более узкой области применения — а именно для деталей ДВС.

Один из таких программных комплексов ICE рассматривается в данной статье, логическая структурная схема которого представлена на рис. 1.

При расчете температурных полей ЦПГ в первую очередь требуется определить параметры теплообмена в камере сгорания. Кроме этого, следует оценить и учесть взаимодействие и оценить теплообмен в сопряжениях поршень-кольцо-втулка цилиндра или в сопряжении головка (втулка)-клапаны. Наконец, требуется обоснованно назначить условия теплообмена со стороны охлаждающих сред: масла в случае поршня, воды в случае втулки и крышки цилиндра, а также условия теплообмена деталей ЦПГ с картерными газами.

В качестве условий теплообмена на стенках камеры сгорания (огневое днище поршня, крышки, тарелки клапанов) целесообразно использовать условия третьего рода — локальный коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  [Вт/м<sup>2</sup>·К], осредненный за рабочий цикл двигателя, и среднюю результирующую температуру среды  $T_{рез}$ .

Предложено довольно большое число зависимостей для расчета коэффициента теплоотдачи. Для определения текущего значения  $\alpha_r$  по углу поворота коленчатого вала двигателя наибольшее распространение получила формула Вошни [1]:

$$\alpha_r = 130,0 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} P^{0,8} \times \left[ C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (P - P_0) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где  $C_1 = 6,180 + 0,417 C_u / C_m$  — для процессов газообмена ( $C_u$  — окружная скорость газа);  $C_1 = 2,280 + 0,308 C_u / C_m$  — для процессов сжатия, сгорания, расширения;  $C_2 = 0,00324$  — для деталей с непосредственным впрыском.

Приведенная зависимость позволяет оценить лишь осредненный по поверхности камеры коэффициент теплоотдачи без учета его локальности.

В предлагаемую математическую модель включен алгоритм расчета локального коэффициента теплоотдачи со стороны горячих газов, базирующийся на методе расчета радиационно-конвективного теплообмена с использованием теории турбулентного пограничного слоя [2]. Включение конвективного и лучистого тепловых потоков в интегральное соотношение приводит к дифференциальному уравнению относительно потери энthalпии, по значению которой определяют локальные числа Стантона и Нуссельта (коэффициент теплоотдачи  $\alpha_r$ ).

На рис. 2 в качестве примера представлено распределение  $\alpha_r$  по радиусу днища поршня.

Через поршневые кольца отводится значительное количество теплоты от поршня во втулку цилиндра (особенно для неохлаждаемых поршней). Этим объясняются приводимые в литературе высокие значения коэффициента теплоотдачи на рабочей и торцовых поверхностях кольца. Разброс рекомендуемых значений  $\alpha$  достигает тысяч и даже десятков тысяч Вт/м<sup>2</sup>·К. Поэтому уточнению параметров теплообмена в уплотнительном поясе уделяется особое внимание.

Процесс теплопереноса от поршня к втулке в зоне поршневых колец связан с преодолением цепочки термических сопротивлений, включая термосопротивление самого кольца  $R_k = \delta_k / \lambda_k$ , где  $\delta_k$  — протяженность траектории распростра-

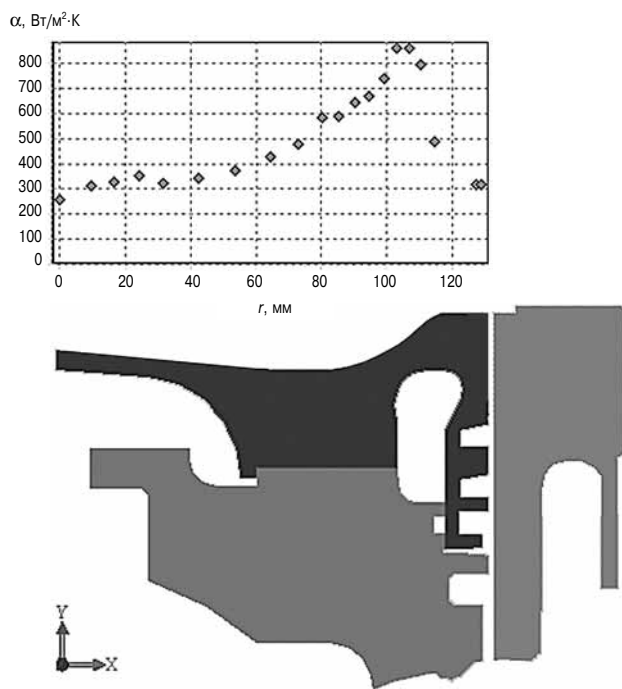


Рис. 2. Распределение осредненного за рабочий цикл локального коэффициента теплоотдачи по радиусу камеры сгорания

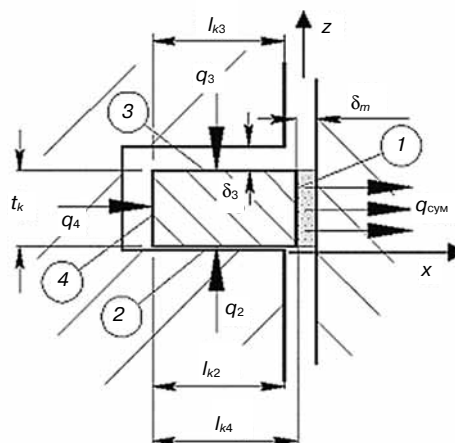


Рис. 3. Схема теплопередачи через поршневое кольцо

нения теплоты в кольце, и термические сопротивления  $R_i$  ( $i = 1, 4$ ) на поверхностях кольца с соответствующими поверхностями канавки поршня и втулки (рис. 3).

На поверхности контакта кольца с канавкой для оценки коэффициента теплоотдачи используется полуэмпирическая зависимость, учитывающая коэффициент теплопроводности среды (в частности, масла), заполняющей пустоты в контактирующей паре [3]. При заполнении канавки смесью масла с газами, проникающими из камеры сгорания, используют приведенный коэффициент теплопроводности эмульсии масла и газа.

Следует учесть, что коэффициенты теплоотдачи на поверхностях 2 и 3 тел  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$  переменны по углу поворота коленчатого вала, что связано с переключками колец в поршневых канавках под действием сил давления в заколочных объемах, сил инерции самих колец и сил трения [4].

При оценке параметров теплообмена со стороны рабочей поверхности кольца решается задача определения толщины масляного слоя  $\delta_m$  и давления в заколочных объемах по методике, изложенной в работе [4]. При этом определяется давление прижатия кольца  $p$  (с учетом его собственной упругости) к втулке. Кроме того, необходимо учитывать влияние теплоты, выделяющейся при трении кольца о втулку. Теплота трения уменьшает общий тепловой поток, проходящий через рабочую поверхность кольца и увеличивает общий тепловой поток через поверхность втулки цилиндра.

При гидродинамическом режиме работы сопряжения кольцо–втулка составляющие потоков от трения на поверхностях кольца  $q_{тр.к}$  и втулки  $q_{тр.в}$  рассчитываются по формуле

$$q_{тр.к} = \left[ \frac{\mu V_k}{2\delta_m} \pm \frac{V_k \delta_m}{6} \left( \frac{dP}{dz} \right) + \frac{\delta_m^3}{24\mu} \left( \frac{dP}{dz} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость масла при рабочей температуре.

Однако в районе мертвых точек происходит разрушение масляного слоя и имеет место режим граничного (смешанного) трения. Для этого случая используется метод генерирования индивидуальных диаграмм (кривых) Штрибека для заданной геометрии кольца [5].

В работе [5] приводятся приближенные соотношения, позволяющие оценивать коэффициенты трения как в гидродинамической области работы кольца, так и в области смешанного трения (рис. 4).

Рассчитывается тепловой поток от трения и выделяющаяся от трения теплота, представляемая как тепловой источник:  $q_v = q_{тр}/\delta_m$ .

Критическое значение  $S_{кр}$  соответствует минимальной толщине слоя масла, эквивалентной суммарной высоте микронеровностей кольца и втулки цилиндра.

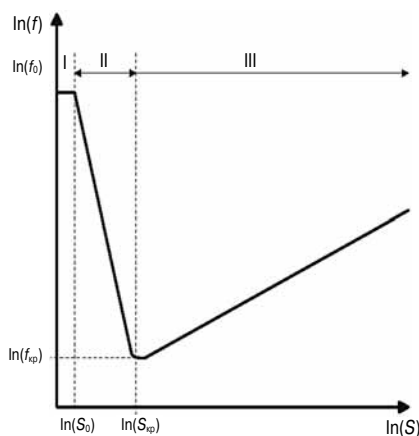
Локальные текущие значения параметров теплообмена в одни и те же моменты времени на поверхности кольца (поршня) и втулки цилиндра не являются одинаковыми из-за влияния  $q_v$ . На поверхности кольца и втулки соответствующий коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$q_{\text{экв.к.г}} = \frac{\lambda_m}{\delta_m} \left[ 1 \pm \frac{q_v \delta_m^2}{2\lambda_m(T_k + T_r)} \right], \quad (2a)$$

где величину  $q_v$  определяют по величине  $q_{тр.к(г)}$  из уравнения (2).

Исходя из принципа суммирования термических сопротивлений при последовательном их соединении, эквивалентный коэффициент теплоотдачи между втулкой и  $i$ -м участком канавки поршня, определяется как

$$\frac{1}{\alpha_{\text{экв.иг}}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l_{ki}}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_i}, \quad (3)$$



**Рис. 4.** Зависимость коэффициента трения от безразмерного параметра  $S = \mu V_k/pt_k$  (кривая Штрибека):

I — режим граничного трения; II — режим смешанного трения; III — режим гидродинамического трения

где  $l_{ki}$  — протяженность траектории теплового потока;  $\alpha_1$  вычисляется по формуле для поверхности кольца, в которой температура кольца принимается как  $T_k = (T_n + T_r)/2$ .

Для участка втулки, взаимодействующей через кольцо с поверхностями канавки, коэффициент теплоотдачи определяется по аналогичной формуле, где  $\alpha_1$  вычисляется по формуле для поверхности втулки и  $\alpha_i$  с учетом суммирования потоков теплоты на 2, 3 и 4-й поверхностях канавки, принимается  $\alpha_i = \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4$ . При этом принимается осреднение температуры поршня по поверхностям канавки. Коэффициент теплоотдачи  $\alpha'_4 = \alpha_4 \bar{\alpha}_i$ , где  $\bar{\alpha}_i > 1$  учитывает отличие температуры газа и кольца на тыльной стороне последнего. Ввиду того, что  $\alpha'_4$  значительно меньше, чем  $(\alpha_2 + \alpha_3)$ , можно принять  $\alpha_i = \alpha_2 + \alpha_3$ , а  $l_{ki} = 0,5(l_{k2} + l_{k3})$ . Окончательно для участка втулки, взаимодействующей через кольцо с поверхностью канавки:

$$\alpha'_{\text{экв.иг}} = \frac{1}{\frac{\delta_m}{\lambda_m + \left[ 1 + \frac{q_v \delta_m^2}{\lambda_m(T_n + T_r)} \right]} + \frac{l_{ki}}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_i}}. \quad (4)$$

Значение коэффициента теплоотдачи на поверхностях со стороны картерных газов  $\alpha_k$  ориентировочно принимают в пределах 58–174 Вт/м<sup>2</sup>·К [6–8].

Более точно определить значение  $\alpha$  на указанных поверхностях поршня и втулки можно на основе теории обтекания турбулентным потоком участка трубы соответствующего диаметра.

Масляное охлаждение поршня может быть струйным, циркуляционным или инерционным.

При назначении граничных условий со стороны охлаждающей жидкости в зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, температуры, скорости и давления жидкости в системе охлаждения имеет место один из трех режимов теплообмена: вынужденной конвекции, поверхностного кипения и докризисного развитого кипения, характерный для наиболее теплонагруженной центральной части днища и начала выпускных патрубков.

Форсирование рабочего процесса может привести к такому режиму, когда охлаждающая жидкость приобретает температуру насыщения. С этого момента режим работы контура охлаждения вступает в область развернутого кипения. Режим развернутого кипения в системах охлаждения не допускается, поскольку циркуляция теплоносителя может быть нарушена паровыми пробками, что вызовет местный перегрев охлаждаемых деталей.

Для режима вынужденной конвекции большинство предлагаемых зависимостей для коэф-

коэффициента теплоотдачи могут быть представлены в следующем виде:

$$\alpha_w = A + B\omega_w^{0,8}, \quad (5)$$

где  $A$  и  $B$  определяются теплофизическими свойствами охлаждающей жидкости и конструкцией проточных частей.

Из методов, обычно применяемых для построения единого процесса конвективного теплообмена из области вынужденной конвекции в область кипения с учетом требования непрерывности функции перехода при  $\alpha_q/\alpha_w \leq 0,5$ , общий коэффициент теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией ( $\alpha_{охл} = \alpha_w$ ). При  $\alpha_q/\alpha_w \geq 2$  общий коэффициент теплоотдачи зависит только от развитого кипения ( $\alpha_{охл} = \alpha_w$ ). Между этими случаями лежит промежуточная область  $0,5 < (\alpha_q/\alpha_w) < 2$ , в которой действуют оба фактора и теплоотдача выражается зависимостью

$$\alpha_{охл} = \alpha_w \frac{4\alpha_w + \alpha_q}{5\alpha_w - \alpha_q}. \quad (6)$$

На интенсивность теплообмена при кипении оказывает влияние большое количество факторов (давление охлаждающей жидкости, превышение температуры стенки над температурой насыщения жидкости, характер шероховатости поверхности, краевой угол смачиваемости и др.). Из многочисленных формул, предложенных различными авторами для определения коэффициента теплоотдачи при кипении, наилучшее совпадение результатов расчета температурного поля и экспериментальных данных для крышек цилиндров дает применение формулы, предложенной Кутателадзе [9]:

$$Nu^* = 7,0 \cdot 10^{-4} (Re^* Kp)^{0,7} Pr^{0,35}. \quad (7)$$

На основе приведенных и аналогичных им зависимостей разработана методика и алгоритм расчета граничных условий по теплообмену деталей камеры сгорания двигателей.

Методика и соответствующий алгоритм предназначены для выполнения расчетов согласованных граничных условий теплообмена поршня и втулки цилиндра.

В частности поршень—кольца—гильза (втулка) цилиндра и крышка цилиндра—впускные и выпускные клапаны. В общем случае моделирование согласованных по температурам полей сопряженных деталей и условий теплообмена предусматривают рассмотрение объемных (3-D) конечно-элементных моделей деталей указанных сопряжений.

В качестве примера можно указать на моделирование согласованных температурных полей узла поршень—кольца—гильза (втулка) цилиндра, которые в первом приближении могут рассматриваться в осесимметричной постановке.

Особенность методики состоит в том, что она, моделируя тепловое взаимодействие поршня и втулки цилиндра в процессе возвратно-поступательного движения поршня, путем итерационного пересчета производит подбор согласованных между собой граничных условий на соответствующих боковых (цилиндрических) поверхностях поршня и втулки. Моделирование основано на применении изложенных выше подходов и метода конечных элементов (рис. 5). Расчет производится в осесимметричной постановке, в связи с чем не учитываются некоторые особенности, в частности, овальность поршня и его перекладки.

В качестве входных данных задаются геометрические и теплофизические параметры поршня, поршневых колец и втулки цилиндра, физические свойства окружающих сред — масла, охлаждающей жидкости, а также основные параметры рабочего процесса — индикаторная диаграмма, частота вращения коленчатого вала, длина шатуна и др.

Методика, алгоритм и реализующая их программа построены по модульному принципу, включая шесть относительно независимых структурных элементов (рис. 6).

1. Разработанные методика и алгоритм расчета граничных условий в осесимметричной постановке позволяют определить параметры теплообмена в виде условий теплообмена третьего рода для деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ и КС). Для всех поверхностей деталей ЦПГ вычисляются локальные, осредненные за рабочий цикл двигателя, значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и соответствующая температура среды, окружающей рассматриваемый участок поверхности. Для поверхностей, образующих КС, это локальный коэффициент теплоотдачи от газа  $\alpha_{г ср}$  и средняя результирующая по теплоотдаче температура газа, которая принимается одинаковой по всей камере сгорания.

2. Рассчитанные на базе полученных таким способом условий теплообмена значения темпе-

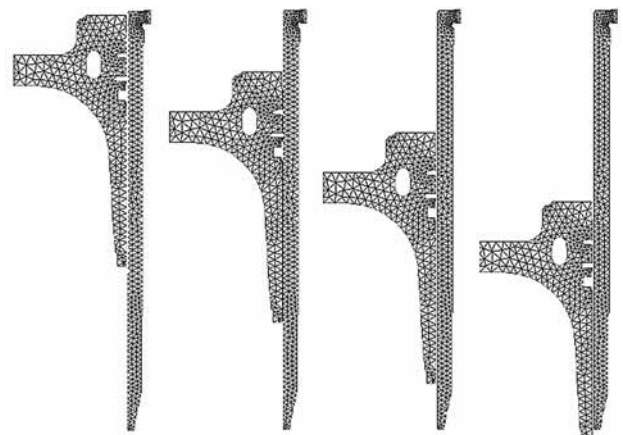


Рис. 5. Моделирование теплообмена поршня и втулки в движении



Рис. 6. Структурная схема программы ICE

ратур являются стационарными и могут сравниваться с результатами термометрирования на установленном режиме работы двигателя. При этом для определения параметров теплообмена используется экспериментальная или расчетная индикаторная диаграмма, соответствующая рассматриваемому режиму работы двигателя. Несмотря на то, что осесимметричная модель определения условий теплообмена не учитывает ряд особенностей конструкции (наличие бобышек поршневого пальца, выточек под клапана, маслоотводящие отверстия и др.), а также изменения в течение рабочего цикла зазора между юбкой поршня и втулкой, результаты расчета температур, как правило, находятся в удовлетворительном

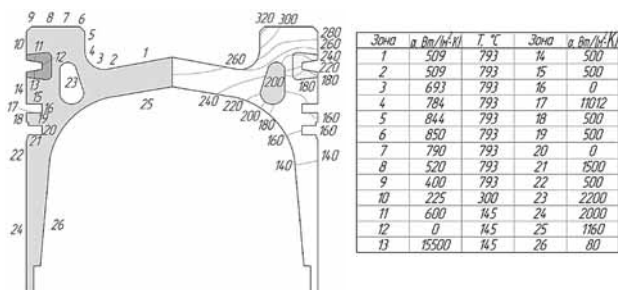


Рис. 7. Осесимметричная модель поршня из алюминиевого сплава, его температурное поле и параметры теплообмена по зонам

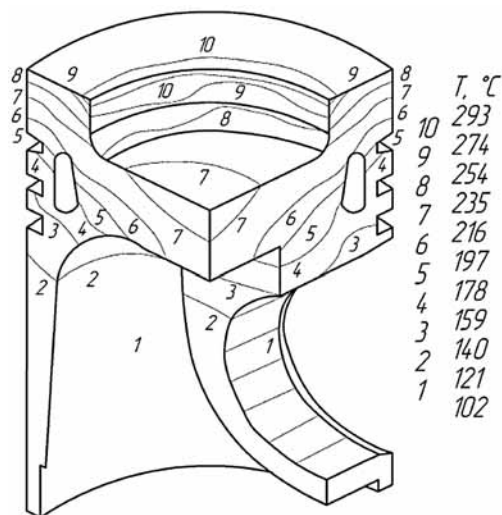


Рис. 8. Трехмерная модель и температурное поле поршня из алюминиевого сплава

соответствии с данными эксперимента. По втулке цилиндра значения температур практически совпадают.

На рис. 7–8 представлены результаты расчета по программе ICE соответственно для осесимметричной (2-D) и объемной (3-D) моделей.

### Литература

1. Конструирование двигателей внутреннего сгорания : учебник для вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков ; ред. Н.Д. Чайнов — 2-е изд. — М. : Машиностроение, 2011. — 494 с.
2. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 592 с.
3. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М. : Энергия, 1971. — 217 с.
4. Элементы САПР ДВС / под ред. Р.М. Петриченко. — Л. : Машиностроение, 1990. — 329 с.
5. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly/ R.Stanley, D.Taraza, N.Henein, W.Bryzik // SAE technical paper series 1999-01-0974. International Congress and Exposition Detroit, Michigan, March 1–4, 1999.
6. О К.П., Ли К.Г., Генка П.К. Упругогидродинамическая смазка юбки поршня // Проблемы трения. — 1988. — № 1. — С. 125–132.
7. Устинов А.Н., Волков Ю.П. Приближенный расчет коэффициентов теплоотдачи на внутренней поверхности поршня в картерные газы // Двигателестроение. — 1981. — № 5. — С. 11–13.
8. Evans G.A., Hay N. Heat transfer model for the cocktail shaker piston // 13th International congress CIMAC, Vienna 1979. P. Д43-1-Д43-18.
9. Теория тепломассообмена / под ред. А.М. Леонтьева. — М. : Высш. шк., 1979. — 496 с.