

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ

О.В. Абызов, асп., Ю.В. Галышев, д.т.н., зав. кафедрой, А.Ю. Шабанов, к.т.н., проф. ФБГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Предложен метод численного моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения головки цилиндров форсированного дизеля. Приведены результаты расчета полей температур в головке цилиндров и охлаждающей жидкости в полости охлаждения четырехтактного дизеля размерности $D/S = 15/17,5$. Выполнен анализ сеточной устойчивости предложенных решений.

В условиях постоянного повышения литровой мощности поршневых двигателей важным ограничивающим фактором является тепловая и механическая напряженность деталей, подверженных тепловым нагрузкам. Одна из наиболее теплонапряженных деталей ДВС — головка цилиндра (блока цилиндров). Расчет теплонапряженного состояния головки цилиндра затрудняется большой неравномерностью распределения тепловых потоков в теле детали из-за ее сложной конструктивной формы, сложного характера процессов газодинамики и теплообмена в рабочих полостях головки. Одна из наиболее сложных задач моделирования граничных условий теплового нагружения головки — расчет процессов гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения детали. Эффективное охлаждения головки цилиндра включает в себя комплекс расчетно-конструктивных мероприятий, начальный и наиболее важный этап которых — расчет динамики течения охлаждающей жидкости (ОЖ) и условий теплообмена на границе жидкость—твердое тело.

Развитие компьютерных технологий и постоянное увеличение производительности компьютеров способствует повсеместному внедрению в инженерную практику методик прямого численного моделирования. Применительно к расчету систем охлаждения можно выделить использование методов конечных элементов [5] и контрольных объемов [1] для определения поля скоростей жидкости в объеме полости охлаждения. Тем не менее, дальнейший расчет условий теплоотдачи в стенку по-прежнему производится с использованием полуэмпирических α -формул (Вошни, Эйхельберга и др.), требующих принятия некоторых допущений, как, например, о ква-

зиравновесности, квазистационарности и невязкости потока. Более того, как показано в [1], задача теплообмена в полостях охлаждения должна решаться в сопряженной постановке, поэтому для расчета требуется первоначальное задание распределения температур в теле детали, которое уточняется при выполнении нескольких итераций, что делает методику чрезвычайно громоздкой.

В данной работе предлагается использование метода контрольных объемов (МКО) для расчета гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения высокофорсированного дизельного двигателя размерности $D/S = 15/17,5$. Методика расчета подразумевает создание сопряженной модели жидкости и твердого тела и задание условий теплового нагружения на поверхностях контакта с рабочим телом: огневой поверхности камеры сгорания, фасках клапанов, впускных и выпускных каналах. Алгоритм работы вычислительного пакета (в работе используется ANSYS FLUENT 14.0 и 15.0) включает совместное решение дискретных аналогов уравнений неразрывности, сохранения импульса и энергии для жидкости совместно с уравнением теплопроводности для твердого тела (корпуса головки цилиндров).

При этом отпадает необходимость задания дополнительных условий теплообмена на границе контакта с ОЖ, так как температурные поля в жидкости и металле будут сопряжены. Точность сопряжения полей температур определяется адекватностью выбора модели вязкого пограничного слоя и разрешения расчетной сетки.

Метод контрольных объемов, часто называемый методом конечных объемов, получил широкое применение для задач конвективного и кондуктивного теплообмена с конца 70-х годов благодаря работам С. Патанкара, и Б. Сполдинга [3, 4]. Важнейшее свойство МКО заключается в том, что в нем заложено точное интегральное сохранение таких величин, как масса, количество движения и энергия для любого КО и, следовательно, всей расчетной области. Причем это свойство хорошо проявляется не только при большом количестве узловых точек, но и при ограниченном их количестве. Это означает, что даже решения на грубых сетках удовлетворяют точным интегральным балансам.

Расчет температурного поля крышки цилиндров выполняется в несколько основных этапов:

- построение трехмерной CAD-модели головки цилиндра и полости охлаждения;
- построение расчетной сетки для моделей головки цилиндра и полости охлаждения;
- расчет течения ОЖ в полости охлаждения;
- расчет теплообмена для сопряженной модели жидкость–твердое тело;
- определение температур в жидкости и на охлаждаемой стенке.

Полученные результаты были использованы для моделирования напряженно-деформированного состояния головки цилиндра и внесения изменений в конструкцию по условиям работоспособности.

На рис. 1 представлена трехмерная CAD-модель головки цилиндра, построенная в пакете SolidWorks.

Для построения расчетной сетки принимается допущение, что полость охлаждения и сама головка симметрична плоскости, проходящей между одноименными клапанами. Дальнейшие расчеты производятся для половины расчетной области (ставится граничное условие симметрии). Дискретная модель головки приведена на рис. 2.

В модели жидкости реализован сеточный структурированный пограничный слой из призматических элементов, необходимый для адекватного воспроизведения пристеночных функций.

При расчете задачи гидродинамики рассматривается течение вязкой жидкости в области с одним входом и одним выходом. В качестве ОЖ используется вода с параметрами при нормальных условиях. В данном тестовом расчете на входе ОЖ принимаются осредненные параметры расхода и турбулентности и равномерный профиль скоростей, т. е. все возмущения вверх

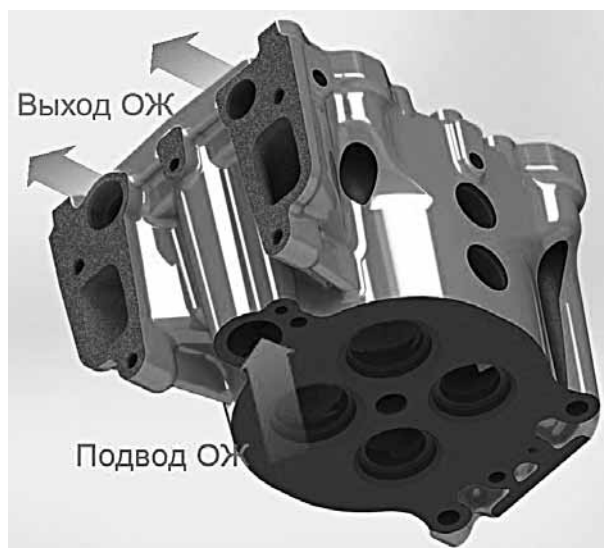


Рис. 1. CAD-модель головки цилиндра

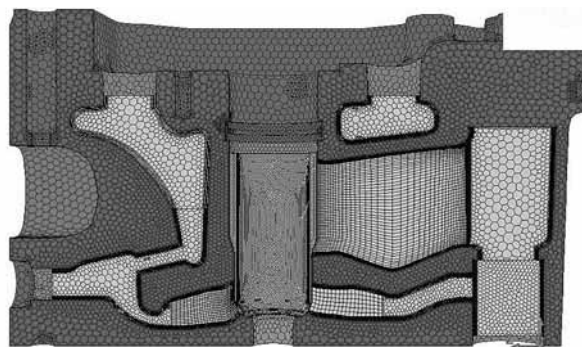


Рис. 2. Расчетная сетка для сопряженной задачи

по потоку (в рубашке охлаждения цилиндра) игнорируются. В качестве граничных условий задается массовый расход охлаждающей жидкости. Используется модель турбулентности $k-\omega$ SST, имеющая приемлемую точность в ядре потока и вязком подслое и малочувствительная к параметрам сетки в пограничной области.

При расчете использовались схемы дискретизации второго порядка. Для определения сходимости, помимо контроля невязок, производился контроль дисбаланса массовых потоков и давлений на входе и выходе, а также скоростей в точках. Полное выравнивание интегральных параметров происходило после 100–400 итераций в зависимости от сетки.

Для оценки сеточной устойчивости решения, расчет производился на трех сетках: «грубая» (без пограничного слоя, 399 539 элементов), «промежуточная» (с пограничным слоем, 624 810 элементов), «подробная» (с пограничным слоем, 1 445 440 элементов). При этом точность разбиения менялась только для модели жидкости.

Контроль параметров производился в 10 точках мониторинга и 20 сечениях. Измерялась скорость и массовый расход через сечения. Исследование показало, что отклонение параметров для разных сеток в целом не превышает нескольких процентов. Поскольку сетка без пограничного слоя не подходит для расчета теплообмена, для дальнейших расчетов была выбрана промежуточная сетка.

Поле скоростей в объеме жидкости, полученное в результате расчета (рис. 3.), демонстрирует высокие скорости течения ОЖ в каналах, окружающих впускные и выпускные клапана. В критической с точки зрения тепловой нагрузки зоне перемычки между выпускными клапанами (I) наблюдается максимум скоростей, что должно хорошо сказаться на теплоотдаче. Застойные зоны с минимальными скоростями имеются в районе перемычки между впускными клапанами (II) и вокруг выпускного канала (III).

Для расчета теплообмена в полостях охлаждения и тепловых полей в теле головки цилиндра

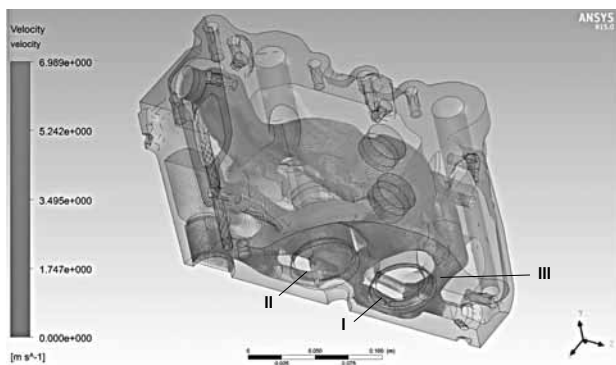


Рис. 3. Векторное поле скоростей в расчетной области

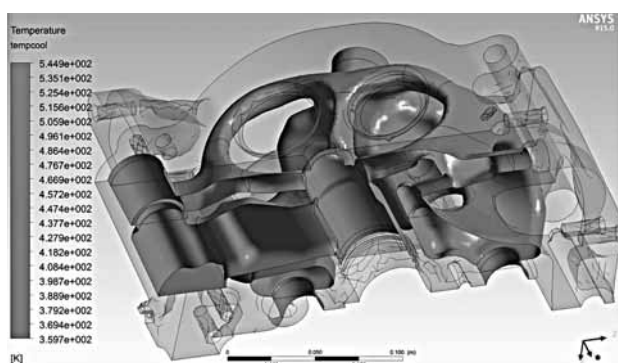


Рис. 4. Температурные поля в головке цилиндров

и в охлаждающей жидкости решалась сопряженная задача. Нагрев головки осуществлялся по огневой поверхности камеры сгорания и по поверхности выпускного канала. Граничные условия для этих поверхностей рассчитывались с использованием методики [5].

Результаты расчета представлены на рис. 4 и 5 (поля температур в детали и в охлаждающей жидкости соответственно). Как видно из рис. 4, на некоторых участках поверхности охлаждения температура превышает температуру начала кипения, а значит в этих областях начинает действовать другой механизм теплообмена.

Уточнение модели теплообмена с учетом возможного фазового перехода предполагается на следующем шаге исследования с использованием соотношений Розенау [9], Пфлаума–Молленхауэра [8] либо аналогичных. Предварительные расчеты по зависимостям для пузырькового кипения в трубах [2] показывают, что температура стенки в наиболее нагретых участках превышает температуру насыщения жидкости всего на несколько градусов, поэтому в первом приближении можно принять для зон кипения $T_w = T_s$.

Представленная в настоящей статье методика расчета теплообмена и определения температурных полей в головке цилиндра позволяет производить оценку работоспособности детали по уровню ее температур. На следующем этапе исследова-

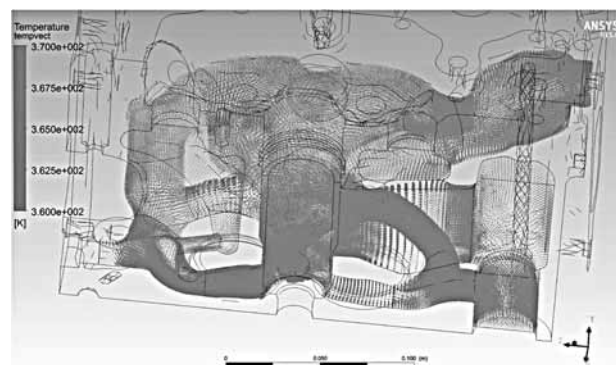


Рис. 5 Температурные поля в охлаждающей жидкости

ний предполагается уточнение методики для учета возможных процессов кипения в полости охлаждения, а также ее комплексная экспериментальная проверка.

Работа выполнена в ФБГОУ ВПО СПбГПУ в рамках реализации постановления Правительства Российской Федерации № 218 от 9.04.2010 г. «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 591 с.
2. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 359 с.
3. Патанкар С., Сполдинг Д. Тепло- и массообмен в пограничных слоях. — М.: Энергия, 1971. — 128 с.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 152 с.
5. Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Маишур М.А. Новый метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Двигателестроение. — 2005. — № 1. — С. 5–9.
6. Шабанов А.Ю., Маишур М.А. Конечно-элементный метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Деп. в ВИНТИ: N1827-B2004 от 19.11.04. — 17 с.
7. Шабанов А.Ю., Сгибнев Ю.Е. Трехмерное моделирование локального теплообмена в КС карбюраторного ДВС с учетом поэтапного выгорания топлива. Тезисы к докл. / Материалы 12-го Всесоюзного межотраслевого научно-технического семинара. — СПб., 1992. — С. 51.
8. Pflaum, W., Mollenhauer, K. Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine // Springer Verlag, 1977.
9. Rohsenow W.M. A method of correlation heat transfer data for surface boiling of liquid // Trans. ASME J. Heat Trans. 74 (1952) 969-976.