

конце. Разумеется, всегда предусмотрены ограничения для особых случаев движения, в том числе в виде перехода на чисто ручное управление переключением передач.

Конечно, условия работы трактора имеют существенные отличия от условий движения легкового автомобиля. Однако это не может быть препятствием к тому, чтобы управление новыми моделями отечественных тракторов сделать столь же простым и удобным, и вдобавок - эффективным. Кстати говоря, многие фирмы уже в качестве рекламируемого преимущества указывают именно такую лёгкость и простоту.

Реализация предлагаемых способов приведёт к тому, что существенно сократится число органов управления трактором. Основным станет педаль задания скорости, нажатие на которую обеспечит выполнение всех задач управления. Так, первичное нажатие на неё до промежуточного состояния вызовет трогание и разгон трактора до заданного значения скорости, которое можно будет изменять изменением степени нажатия. При этом может быть обеспечено сколь угодно плавное начало движения и тонкое управление перемещением трактора, что необходимо, например, для присоединения навесного орудия. Нажатие педали до упора вызовет автоматический переход к управлению на максимально возможную скорость. Включение привода независимого ВОМ автоматически внесёт необходимые коррективы в алгоритм регулирования.

Автоматизация управления скоростью трактора сулит весомые практические преимущества, но требует определённых теоретических и конструктивных разработок.

#### **Литература.**

1. Ганькин Ю.А., Шипилевский Г.Б. Теория автоматических систем трактора. С.- Пб. ГАУ, 1995 г.
2. Automotive electric and electronic."Bosch SAE" (3-d edition), 1995 г.
3. W. John Foxwell. Engine torque sensing in farm tractors. Landwards spring 2001 г.
4. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. М., «Машиностроение» 1968 г.
5. Гром-Мазничевский Л.И. Испытания трактора с системой автоматического управления двигателем и гидрообъёмной трансмиссией. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства 1969 г. № 9.
6. Шипилевский Г.Б. Качество автоматического управления МТУ. Тракторы и сельскохозяйственные машины 2006 г. № 6.

### **Численное моделирование теплообмена в рубашке охлаждения двигателя внутреннего сгорания**

Жилин А. А., к.т.н. проф. Жаров А. В.

*Ярославский государственный технический университет*

С каждым годом увеличивается доля дизельных двигателей на транспорте. Основными их преимуществами перед бензиновыми аналогами являются более высокая экономичность и более равномерная характеристика крутящего момента. Степень форсирования двигателя могут сдерживать существующие системы охлаждения, которые хотя и справляются с поддержанием температуры большинства деталей на приемлемом уровне, но допускают локальные кратковременные превышения температуры отдельных деталей [1]. Наиболее подвержены перегреву огневое днище головки цилиндра, верхний пояс гильзы цилиндра, днище поршня, верхнее компрессионное кольцо и тарелка выпускного клапана.

Улучшить тепловое состояние названных деталей возможно выравниванием неравномерности полей тепловых потоков и ограничением их абсолютной величины. Для этого следует подобрать толщину стенок и материал охлаждаемых корпусных деталей, а также оптимизировать течение охлаждающей жидкости в системе охлаждения. Предварительно необходимо выявить локальные гидродинамические параметры течения охлаждающей жидкости в непосредственной близости к омываемым деталям и локальные тепловые потоки в тепло-

нагруженных деталях, чтобы предметно судить о недостатках работы системы охлаждения. Для этих целей применяются как экспериментальные, так и аналитические методы.

Для выявления основных характеристик гидродинамики (скорости, направления течения, давления, турбулентности) внутри полости охлаждения двигателя существует несколько методик. Используя термоанемометры, определяют скорость течения жидкости в соответствующих точках. Совокупность точек измерений позволяет получить поля скоростей и проследить за изменением течения жидкости в полости охлаждения. Такой способ, являющийся частным методом термоанемометрии, дает достоверные результаты, но требует длительной подготовки к эксперименту и осуществим только на уже изготовленных деталях.

Способом, позволяющим определить характер течения жидкости в пределах одного цилиндра, является метод отложений [2]. Суть метода заключается в следующем: в двигатель перед натурными испытаниями заливают воду с повышенным содержанием солей кальция и железа. В процессе работы двигателя на стенках гильзы образуются отложения накипи. В местах с интенсивным движением жидкости налет накипи на гильзе почти отсутствует, а в местах с менее интенсивным движением присутствует больший по толщине слой накипи. Таким образом, можно судить о наличии застойных зон в системе охлаждения. Если такие зоны присутствуют, то они могут провоцировать паровые пробки и ухудшать охлаждение двигателя.

С появлением технологий быстрого прототипирования появилась возможность достаточно быстро создавать прототипы корпусных деталей двигателя из прозрачного пластика как целиком, так и в модульно-разборном виде. Такие модели позволяют наглядно исследовать течение охлаждающей жидкости в полостях прототипа, а, заменяя соответствующие модули, можно варьировать гидродинамические параметры [3].

При проектировании двигателя обычно добиваются равномерного распределения потока охлаждающей жидкости по полостям охлаждения каждого цилиндра [4,5]. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания представляет собой сложную гидравлическую цепочку. Аналитический метод расчета сложных гидравлических цепей для исследования распределения потоков жидкости между отдельными цилиндрами известен как метод графов [6]. Система охлаждения разбивается на гидравлические участки с различным сопротивлением, которые связываются в узловых точках и образуют замкнутые кольца. Данный метод основан на применении первого и второго законов Кирхгофа.

Согласно первому закону Кирхгофа, баланс расходов в каждом узле равен нулю:

$$\sum_{i=1}^{i=p} X_i = 0,$$

где:  $X_i$  - расход в  $i$ -м участке цепи, м<sup>3</sup>/с.

Согласно второму закону Кирхгофа, сумма потерь давления в каждом замкнутом кольце графа равна нулю:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \Delta P_{0i} = \sum_{i=1}^{i=k} S_i X_i^2 = 0,$$

где:  $\Delta P_{0i}$  - перепад статического давления на участке цепи, входящем в исследуемое кольцо, Па;

$S_i$  – коэффициент гидравлического сопротивления участка, Па/(м<sup>6</sup>/с<sup>2</sup>);

$k$  – количество замкнутых колец гидравлической цепи.

Величина перепада статического давления на участках цепи и коэффициентов гидравлических сопротивлений определяется опытным путем, затем составляется и решается система нелинейных уравнений. После ее решения получают количественную картину распределения потоков по участкам цепи. Скорректировав гидравлические сопротивления участков, можно добиться равномерного распределения охлаждающей жидкости по цилиндрам и улучшить охлаждение деталей двигателя.

Экспериментальными способами затруднено определение вихревого характера потока охлаждающей жидкости. Для определения локальных гидродинамических параметров течения охлаждающей жидкости с учетом турбулентности и вихревого характера потока в каналах используют численные методы на основе CFD (Computational Fluid Dynamics) моделей, в частности метод конечных элементов, реализуемый с помощью CAE (Computer-aided engineering) технологий [7,8]. В специализированной CAD (Computer-aided design) программе создается объемная модель полости охлаждения двигателя. В качестве граничных условий принимаются скорость на входе в полость системы охлаждения и противодавление в канале для подвода жидкости к головке цилиндра и отвода пара. В качестве физических свойств жидкости задаются ее плотность и динамическая вязкость. Результаты расчета методом конечных элементов могут быть представлены в виде полей векторов скоростей течения жидкости во внутренней полости системы охлаждения. При этом каждый вектор соответствует определенному значению скорости. Аналитические методы, такие как метод графов [5], применяются в основном для оценки распределения потока охлаждающей жидкости по полостям охлаждения каждого цилиндра и требуют предварительных экспериментальных исследований.

Получить данные о температуре в интересующих точках теплонагруженных деталей позволяет термометрия. Термопары, установленные непосредственно в металл детали позволяют увидеть теплораспределение в деталях и судить о тепловом потоке в них. Однако «вживление» термопар вызывает определенные трудности, а иногда и сама термопара может влиять на характер распределения тепла.

Сегодняшние компьютерные технологии позволяют создать модель теплонагруженной детали в CAD программе, а воспользовавшись соответствующей CAE программой, смоделировать тепловую нагрузку на деталь. Наглядно продемонстрировать теплопередачу в металле могут результаты теплового расчета методом конечных элементов, представленные в виде полей температур или тепловых потоков.

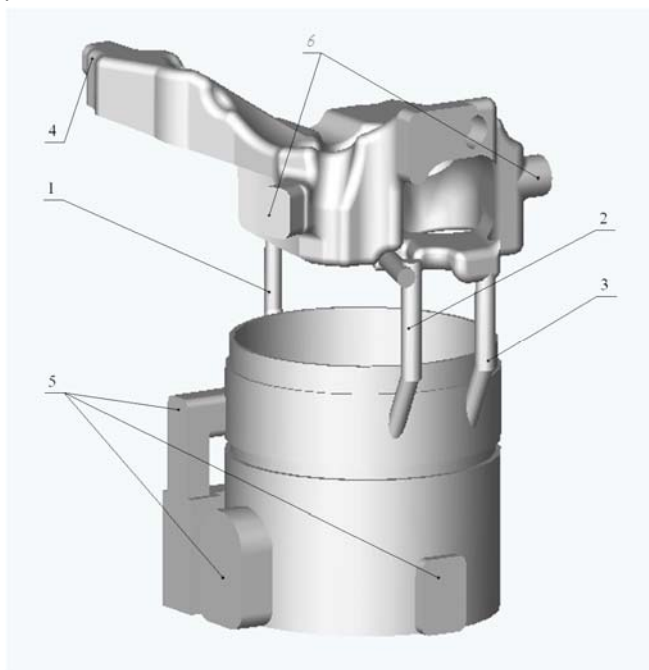
Одним из важных вопросов при моделировании теплопередачи в рассматриваемой детали является величина и форма граничных условий теплового нагружения как со стороны горячих газов, так и со стороны охлаждающей жидкости. Со стороны горячих газов присутствует теплоотдача к стенкам деталей как в виде излучения, так и в виде конвекции, при этом форма эпюры теплового потока меняется циклично с течением времени. Со стороны охлаждающей жидкости, обычно имеющей в своей основе воду, присутствует теплообмен как за счет конвекции в жидкой фазе, так и за счет фазового перехода воды в парообразное состояние.

Создание численной компьютерной модели, учитывающей все эти процессы в совокупности, представляется весьма сложной задачей. Такая модель должна включать в себя как минимум три подмодели – это тепловую CFD модель движущегося горячего газа в камере сгорания, модель окружающих камеру сгорания деталей и тепловую CFD модель охлаждающей жидкости. Причем из-за изменяющегося надпоршневого объема все эти модели должны быть увязаны по времени, а также должны учитывать передачу тепла к гильзе через поршневые кольца.

Считаем, что в первом приближении, возможно, ограничиться моделированием процессов, происходящих в неподвижных деталях, а сложный по своей природе и по времени тепловой поток из камеры сгорания, от поршневых колец и тарелок клапанов к окружающим деталям заменить на эквивалентный ему стационарный тепловой поток. Возможность такого преобразования подтверждена в источнике [1]. Со стороны полости охлаждения следует использовать тепловую CFD модель охлаждающей жидкости. Она позволит выявить места, подверженные образованию сплошной паровой пленки на теплоотдающей поверхности, которая является основной виновницей появления локальных перегревов корпусных деталей и трещин в них.

Смоделируем процесс охлаждения одного цилиндра дизельного двигателя 8 ЧН 13/14. Для моделирования ограничимся следующими деталями: гильзой цилиндра, головкой цилиндра, форсункой, втулками клапанов, седлами клапанов. К этим деталям добавим твердотельную модель пространства полости охлаждения.

Полость охлаждения состоит из двух частей – объема вокруг гильзы цилиндра и сопряженного объема внутри головки цилиндра. В единое целое объемы соединяют три узких вертикальных канала. В полости имеются следующие элементы (рис. 1): 1- паротводной канал, 2 – «пистолет», 3 – литой канал, 4 – выходное отверстие, 5 – входные отверстия, 6 – технологические приливы.



**Рис. 1. Твердотельная модель полости охлаждения**

Для моделирования гидравлических параметров течения охлаждающей жидкости взяты следующие исходные данные:

- Расход охлаждающей жидкости -  $0,146 \text{ м}^3/\text{с}$  (8786 л/мин).
- Атмосферное давление на выходе из полости -  $10^5 \text{ кПа}$ .

Свойства охлаждающей жидкости приняты исходя из свойств воды при  $100^\circ \text{C}$ :

- плотность -  $1000 \text{ кг/м}^3$ ,
- коэффициент динамической вязкости -  $284 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$ .

Охлаждающая жидкость поступает в нижнюю часть полости через три входных отверстия, поднимается вверх по трем каналам и вытекает через канал в верхней части полости головки цилиндра (рис. 2).

Для описания свойств охлаждающей жидкости приняты: теплоемкость, теплопроводность в зависимости от температуры, теплота парообразования. Для описания свойств материалов деталей приняты: плотность, теплопроводность в зависимости от температуры детали, теплоемкость. Форма тепловой нагрузки со стороны горячих газов принята согласно эпюре на рисунке 3, такое распределение обосновано в источнике [1]. Температура охлаждающей жидкости на входе в полость -  $80^\circ$ , температура окружающей среды -  $70^\circ$  [2].

Моделирование испарения охлаждающей жидкости и связанное с этим изменение теплоотдачи в охлаждающую жидкость основано на представлении об образовании «тепловой трубы», возникающей внутри отдельно взятого пузырька пара, и прекращении работы такой «тепловой трубы» при образовании сплошной паровой пленки [1]. Для интерпретации такого механизма моделировалось резкое повышение теплопроводности жидкости в области,

где происходит пузырьковое кипение и последующее понижение ее теплопроводности при образовании сплошной паровой пленки. Так как процесс возникновения и исчезновения пузырька связан с температурой, то можно выразить местную конвекцию в паровом пузырьке или паровой пленке через теплопроводность жидкости. Такое преобразование описано в источнике [4].

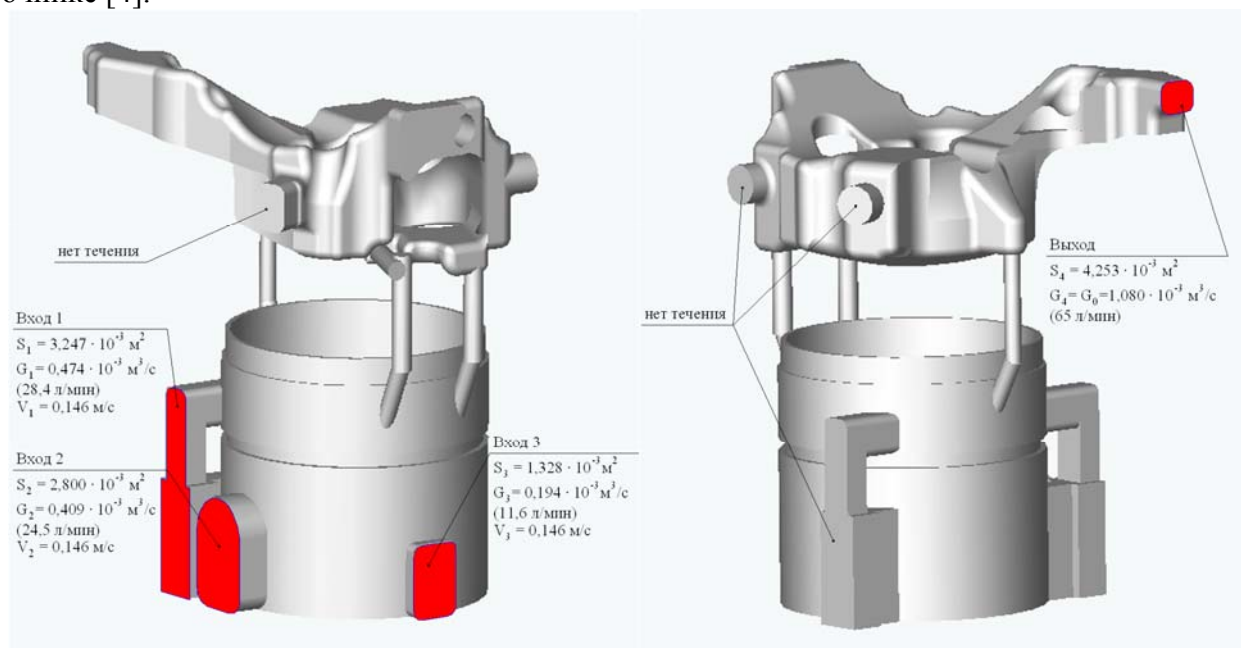


Рис. 2. Схема входа и выхода охлаждающей жидкости

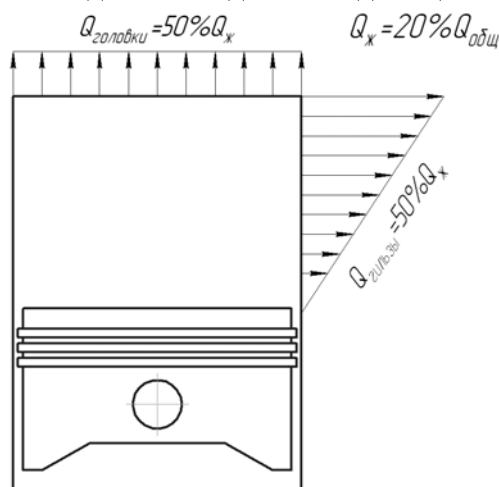
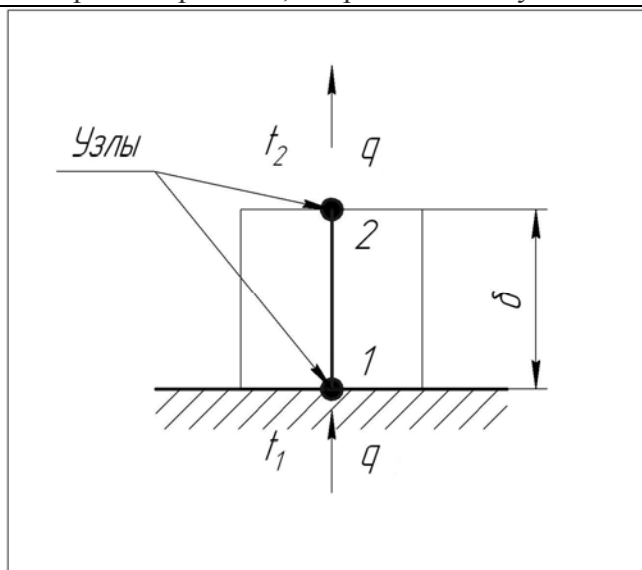


Рис. 3. Тепловая нагрузка со стороны горячих газов

Если принять размер парового пузырька равным размеру ребра конечного элемента (рис. 4), моделирующего жидкость, то можно условно выразить локальный перепад температур  $\Delta t = t_2 - t_1$  в конечном элементе через процесс теплоотдачи от стенки к испаряющейся воде. Представим себе установившийся тепловой поток от нагретой стенки в жидкость, взятый в элементе малой размерности толщиной  $\delta$ . Со стороны стенки, нагретой до температуры  $t_1$  (она может быть выше температуры насыщения жидкости), сквозь элемент проходит тепловой поток  $q$ . На другой стороне конечного элемента имеем температуру  $t_2$ . Удельную теплопроводность элемента примем как величину  $\lambda$ .

Таким образом:

$$q = \frac{\lambda(t_1 - t_2)}{\delta} \quad (1)$$



**Рис. 4. Интерпретация теплового потока в конечном элементе у стенки**

С другой стороны, если принять, что процесс теплоотдачи от нагретой стенки, обычно выражаемый через коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , происходит в пределах этого же конечного элемента, то

$$q = \alpha(t_1 - t_2) \quad (2)$$

Приравняв правые части уравнений получим, что

$$\lambda = \delta \cdot \alpha \quad (3)$$

Такое преобразование в сущности косвенно приравнивает размер конечного элемента к толщине пограничного слоя и размеру пузырька. В действительности они отличаются, однако с учетом принятых размеров конечных элементов по отношению к габариту модели считаем оправданным подобное допущение. Величина  $\delta$  (характерный размер грани конечного элемента) принималась для полости системы охлаждения, равной 3 мм.

Далее зададимся зависимостью коэффициента теплоотдачи от температуры. Поскольку процесс теплоотдачи при кипении мало зависит от скорости охлаждающей жидкости над нагретой поверхностью (при тех значениях скоростей, которые наблюдаются в системе охлаждения двигателя [5, 9]), то можно принять процесс теплоотдачи эквивалентным таковому при кипении охлаждающей жидкости в отсутствии вынужденного ее течения, с учетом давления, под которым находится жидкость (рис. 5).

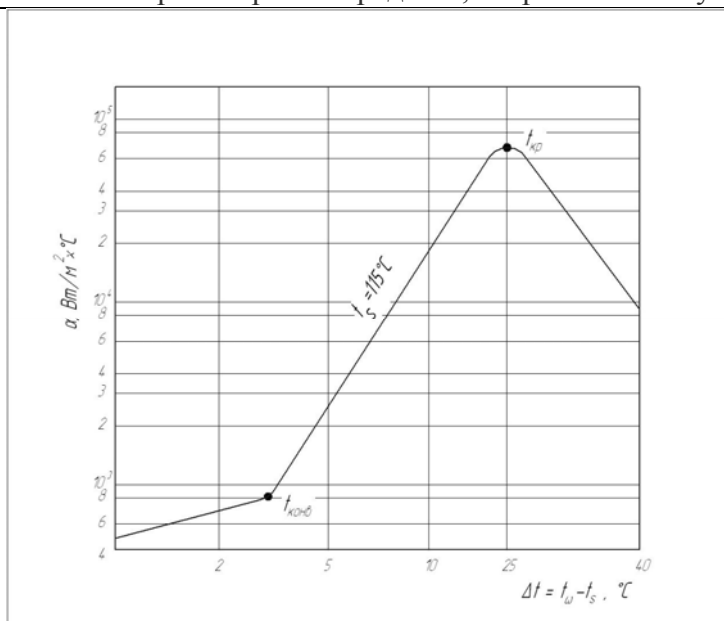
Теплопроводность в таком случае можно считать равной теплопроводности воды до температуры, меньшей некоей температуры  $t_w = t_s + \Delta t$ ,

где:  $t_s$  – температура насыщения воды при данном давлении,

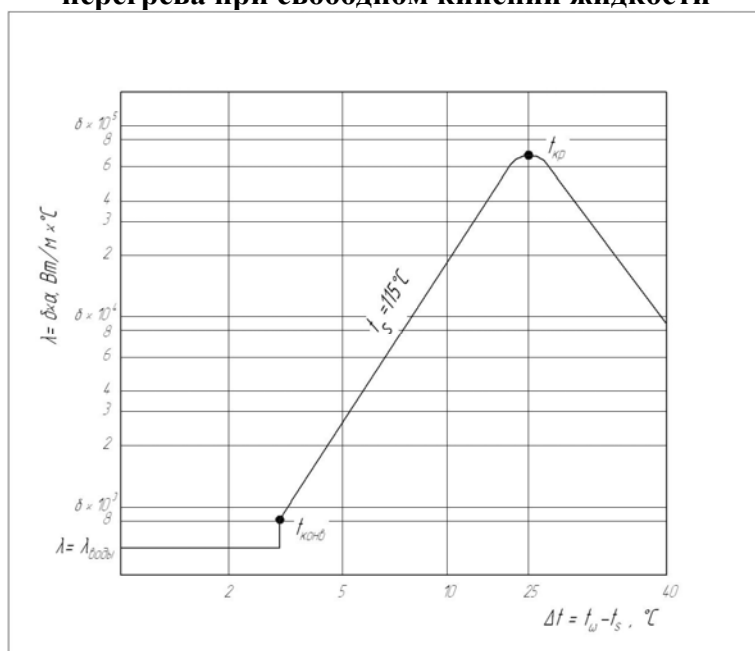
$\Delta t$  – температура перегрева воды при которой начинается кипение.

При превышении температуры  $t_w$  теплопроводность следует определить по формуле 3. Таким образом, принятая зависимость коэффициента теплопроводности охлаждающей жидкости от температуры будет выглядеть как кривая на рисунке 6.

Расчетная CAE программа, обрабатывая CFD модель, будет интерпретировать принятую зависимость коэффициента теплопроводности следующим образом. При температуре охлаждающей жидкости ниже значения  $t_w$ , теплоотдача будет происходить преимущественно с помощью модели массопереноса нагретой жидкости встроенного в стандартный алгоритм CFD (по сути, с помощью конвекции) [8]. Если температура охлаждающей жидкости превысит значение  $t_w$ , теплоотдача будет происходить преимущественно с помощью модели теплотеноса и теплопроводности жидкости (по сути, моделируя тепловую трубу внутри пузырька пара). Такая модель теплопередачи не требует отдельного описания паровой фазы и усложнения самой конечно-элементной модели.



**Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи воды на линии насыщения от ее перегрева при свободном кипении жидкости**

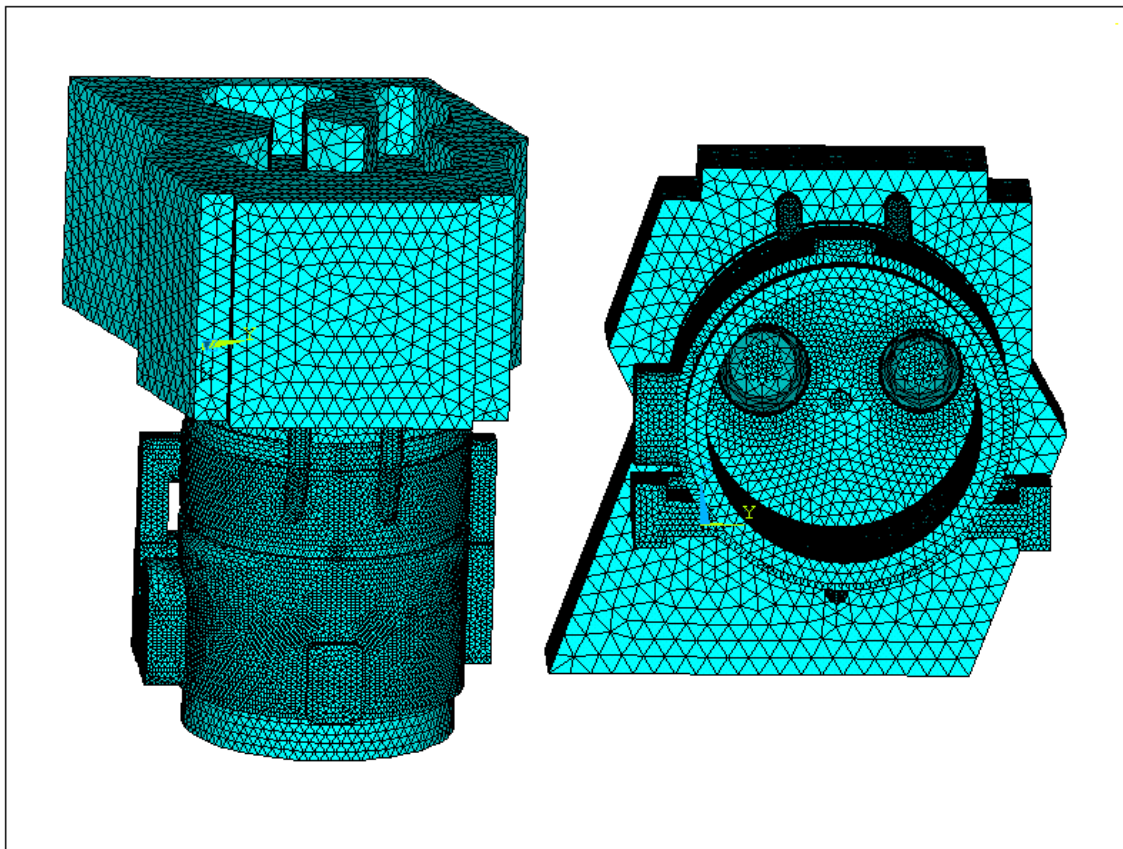


**Рис. 6. Принятая зависимость коэффициента теплопроводности воды от температуры**

Вся твердотельная модель одного цилиндра исследуемого двигателя разбивается на конечные элементы в форме 5 - узловых пирамид. Разбивка на элементы показана на рисунке 7. Общее количество конечных элементов достигает 750000.

Течение жидкости принято турбулентным и несжимаемым, его характер определен в работах [1,4]. Модель турбулентности принята аналогично описанию таковой в работе [7], она известна как «Новая к-ε модель (NKE)».

Результатом решения расчетной модели в части гидродинамики явилось распределение потока охлаждающей жидкости, показанное на рисунке 8. Скорости жидкости показаны в виде векторов. Видны кольцевые потоки вокруг верхней части гильзы цилиндра (точка 1), восходящие потоки в каналах «пистолета» и литом канале (точка 2), восходящий поток в паротводном канале (точка 3). В верхней части полости гильзы непосредственно под буртом гильзы находится кольцевая застойная зона (точка 4).



**Рис. 7. Твёрдотельная модель одного цилиндра разбита на конечные элементы**

Сопоставим полученное распределение скоростей охлаждающей жидкости с тепловыми полями в окружающих деталях. Распределение температуры в охлаждающей жидкости показано на рисунке 9. Жидкость у огневого днища находится в кипящем состоянии. Кольцевая зона, обозначенная ранее как застойная, тоже находится в кипящем состоянии. Красные зоны в точках 1, 2, 3 на рисунке 9 соответствуют кипящей жидкости, находящейся при температуре, близкой к температуре образования сплошной паровой пленки при данном давлении (135 °С). Оранжевый цвет примерно соответствует кипению без риска образования паровой пленки.

Рассмотрим распределение температур в деталях, примыкающих к охлаждающей полости (рис. 10). Максимальная температура наблюдается в центральной части огневого днища, хотя основной тепловой поток сквозь днище проходит в кольцевой области 0,3-0,5 радиуса цилиндра (рис. 11). По-видимому, тепловой поток ведет себя подобным образом прежде всего из-за различной толщины стенки огневого днища.

Сопоставив значение величины теплового потока ( $1,35 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>) в точке 1 и величины теплового потока ( $1,24 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>) в точке 2 на рисунке 11, можно предположить, что на незначительное – 8%-ное увеличение теплового потока в точке 1 оказали влияние направленные потоки охлаждающей жидкости (скорость около 4 м/с) из каналов «пистолет» и литого канала, обозначенные цифрой 2 на рисунке 8.

Обобщим результаты, полученные после расчета по предложенной модели.

Полученная картина распределения температуры в охлаждающей жидкости подтверждает, что основная часть тепла отводится от нагретых деталей при кипении охлаждающей жидкости.

Температурные зоны, выделенные красным цветом на рисунке 9, можно считать потенциально опасными для образования паровой пленки.



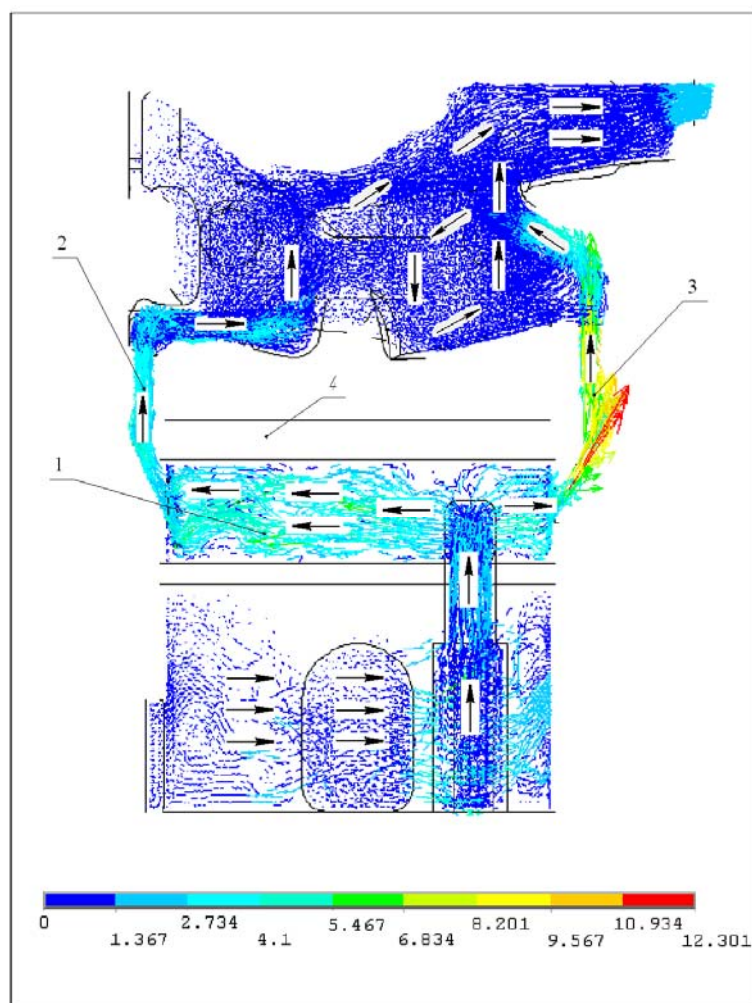


Рис. 8. Распределение потока охлаждающей жидкости

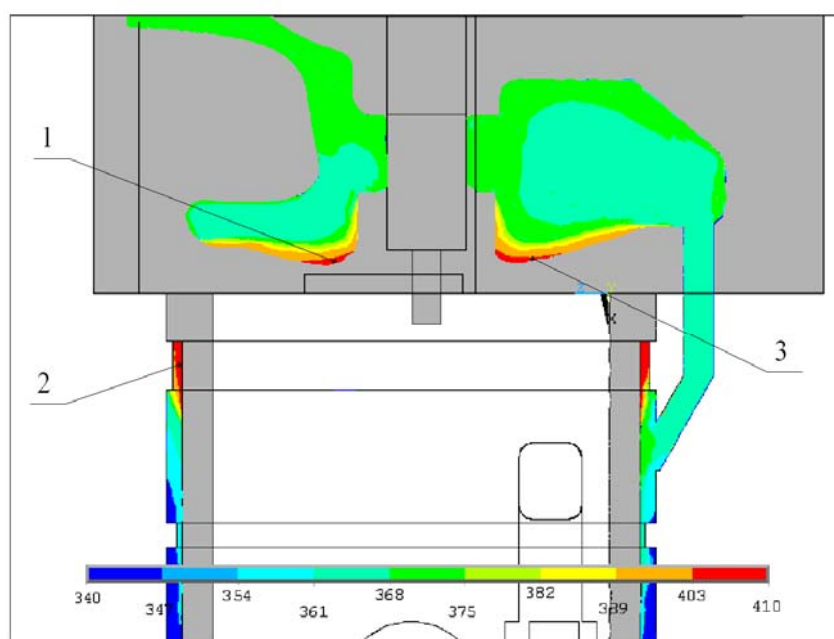


Рис. 9. Температурное поле в охлаждающей жидкости

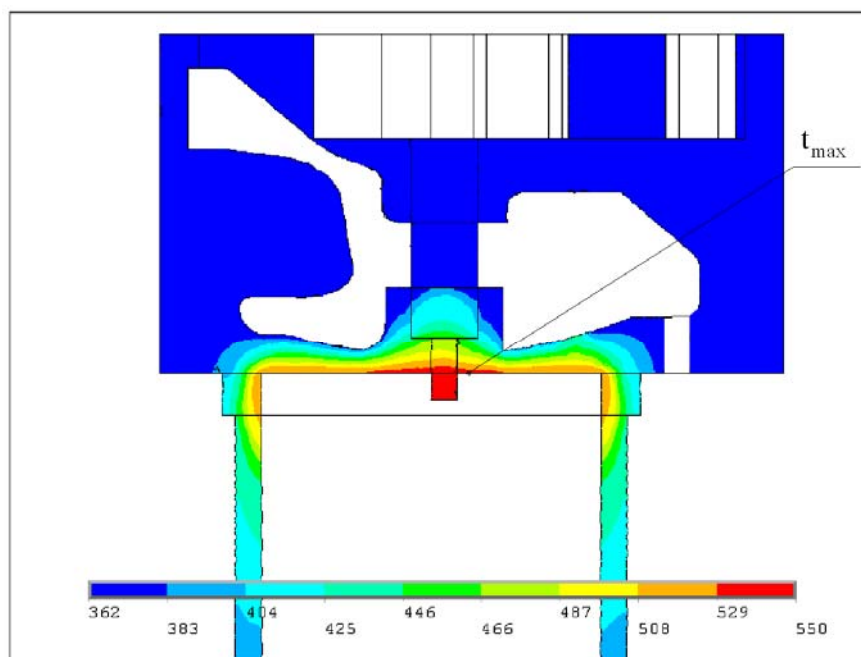


Рис. 10. Температурное поле в сопряженных с полостью охлаждения деталях

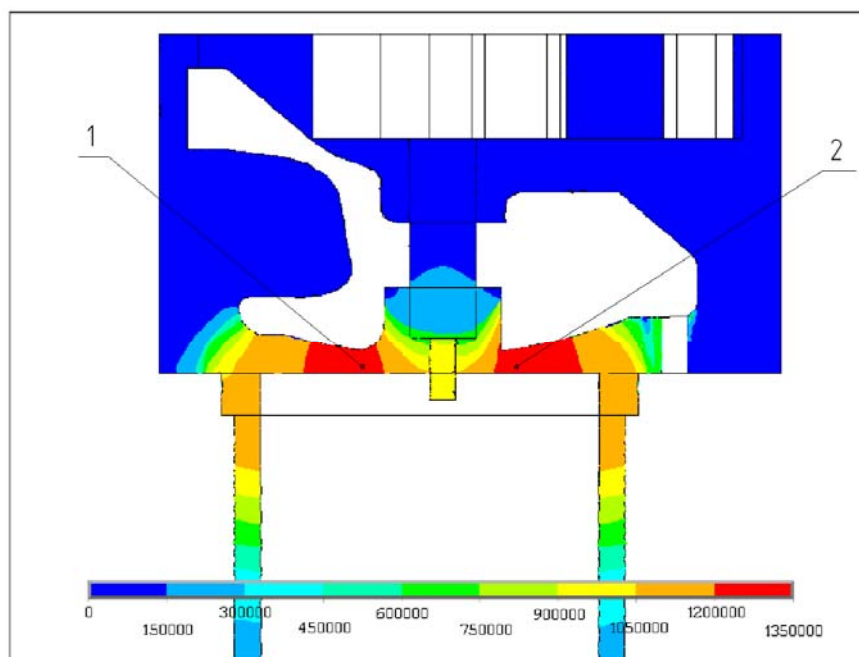


Рис. 11. Распределение теплового потока в корпусных деталях

Распределение теплового потока в днище головки по радиусу цилиндра неравномерное, основная часть тепла проходит в кольцевой области с наименьшей толщиной днища. К такому распределению также располагает более интенсивный процесс кипения охлаждающей жидкости, увеличивающий теплоотдачу с внешней поверхности омываемой детали.

В верхней части гильзы присутствует застойная кольцевая зона, провоцирующая образование паровой пленки. На наш взгляд эту зону необходимо реорганизовать.

На огневом днище головки следует сделать прилив вокруг стакана форсунки более тонким, и за счет этого увеличить эффективную площадь сечения, через которое проходит основной тепловой поток. Это поможет выровнять тепловой поток сквозь огневое днище го-

ловки цилиндра.

Максимальная температура в огневом днище не превысила значение 280°C, что можно считать приемлемым при использовании алюминиевых сплавов.

Считаем, что для конструктора, проектирующего систему охлаждения двигателя и komponующего ее полости с каналами впуска и выпуска, отверстиями под шпильки, приливами и прочим необходимо предварительно проверить результат на работоспособность с помощью предложенной модели и после этого передать ее на более подробную проработку.

#### Литература

1. Стефановский Б. С. «Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей» – Москва, Энергомашиностроение, 1978. - 128с., илл.
2. Лощаков П. А. «Опыт воздействия на температуру поршня и гильзы транспортного дизеля» - Ярославль, 2004. – 157 с. ил.
3. Vollrath K. «Rapid Prototyping optimiert der Fluss in der Motorkuhuling» - VDI-Nachr, 2002 №10, с. 22, Нем.
4. Петриченко Р. М. «Конвективный теплообмен в поршневых машинах» - Ленинград, Машиностроение, отд-ние 1979. -232 с, ил.
5. Кригер А.М., Дискин М.Е., Новенников А.Л., Пикус В.И.. «Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей» - Москва, Машиностроение, 1985.- 176 с, ил.
6. Белов В. В., Воробьев В. М., Шаталов В. Е. «Теория графов» - Москва, Высшая школа, 1976. – 390 с. ил.
7. Павлов А. А. «Совершенствование гидродинамики течения жидкости в системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания с целью улучшения температурного состояния теплонапряженных деталей» - Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Ярославль, 2004. – 150 с. ил
8. Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смалюк А. Ф. «ANSYS для инженеров. Справочное пособие» - Москва, Машиностроение 2004. – 267 с. ил.
9. Михеев М. А., Михеева А. И. «Тепломассообмен» - Москва, Энергоатомиздат, 1967.- 246с., илл.

#### **Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-236НЕ при работе на смесевом В20 и чистом В100 биодизельных топливах**

д.т.н. Кутенев В.Ф., д.т.н. Козлов А.В., к.т.н. Лукшо В.А., к.т.н. Теренченко А.С.  
ФГУП "НАМИ"

В настоящее время в ведущих странах мира большое внимание уделяется применению в двигателях внутреннего сгорания биотоплив, производимых из растительного сырья, что позволяет уменьшить зависимость от топлив нефтяного происхождения и существенно уменьшить выброс парниковых газов.

В качестве биотоплив для ДВС рассматривают: биоэтанол; биометанол; биодиметиловый эфир; биодизельное топливо; растительные масла; биоводород.

Для дизелей сельскохозяйственной техники и автотранспортных средств, эксплуатируемых в сельском хозяйстве, принципиально возможно использовать биотоплива на основе растительных масел, как в чистом виде, так и в смеси с дизельным топливом, а также переработанное в биодизельное топливо (эфиры жирных кислот растительных масел).

Особенностью биодизельных топлив является их полное смешивание с дизельным топливом. Это позволяет обеспечить постепенный переход от моторных топлив с низким содержанием биодизельного топлива к топливам с более высоким содержанием биодизельного топлива и, в конечном счете, использование его в чистом виде. Также, что немаловажно по экономическим затратам, биодизельное топливо может распространяться с использованием существующей инфраструктуры распределения дизельного топлива.

Биодизельное топливо обеспечивает биологическую безопасность благодаря отсутст-