

УДК 621.436

*Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мягков, канд. техн. наук, А.Х. Володин, асп.,
Н.С. Маластовский, асп.*

СОПРЯЖЕННАЯ ЗАДАЧА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

По мере форсирования поршневых двигателей неизменно актуальным остается вопрос обеспечения рационального теплового режима образующих камеру сгорания деталей. Поскольку повышение удельных показателей происходит в основном за счет интенсификации рабочих процессов, то увеличивающиеся тепловые потоки в стенки камеры сгорания приводят к повышению их тепловой напряженности и, иногда, к преждевременному выходу из строя двигателя. Существуют различные методы повышения работоспособности теплонапряженных деталей, в частности использование теплоизоляционных покрытий [1] или альтернативных материалов [2]. Однако наиболее эффективными применительно к крышкам цилиндров являются меры по интенсификации теплообмена на теплоотдающих поверхностях.

Поскольку при работе в условиях пониженных температур происходит снижение показателей двигателя, то эффективная с точки зрения теплообмена конструкция должна обеспечить оптимальный тепловой режим. Она должна предотвратить повреждение и вследствие перегрева, и не допускать значительных колебаний температуры на переходных тепловых режимах.

Проведение экспериментов позволяет оценить то или иное конструкторское решение. Однако для ускорения создания новых конструкций, снижения затрат, повышения эффективности производственного процесса в настоящее время при определении тепловой эффективности вариантов, с последующим выбором наилучшего, целесообразно использовать методы численного моделирования [3].

Режимы теплообмена в крышке цилиндров

В полостях охлаждения форсированных дизелей, как правило, реализуется режим смешанного теплообмена. При этом в наиболее термонагруженных зонах имеет место, как вынужденная конвекция, так и пузырьковое кипение (рис. 1). В этой связи при

реализации поверхностного кипения в полости охлаждения авторы [4,5] выделяют, по меньшей мере, два положительных момента:

- значительное увеличение плотности теплового потока при минимальном росте температуры поверхности;
- возможность регулировать теплообмен в зависимости от характеристик системы охлаждения и свойств теплоносителя в достаточно широком диапазоне.

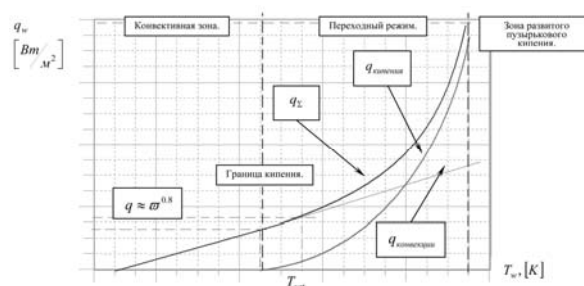


Рис.1. Распределение теплового потока

Рост температуры теплоотдающей поверхности приводит к изменению структуры газовой фазы – происходит переход от пузырькового кипения к пленочному, характеризующемуся снижением воспринимаемого теплового потока. При этом незначительное приращение температуры охлаждаемой поверхности может привести к локальному перегреву конструкции.

Во всех случаях оптимизации теплового режима крышки цилиндров, интенсификация циркуляции охлаждающей жидкости при работе двигателя, является эффективным инструментом в руках конструктора, который позволяет увеличивать конвективную составляющую теплового потока. В работе [5] экспериментально получены результаты влияния скорости движения на тепловой поток в охлаждающую жидкость (рис.2).

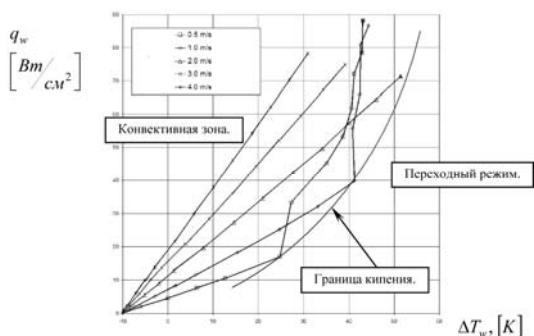


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока от перегрева теплоотдающей поверхности при различных скоростях циркуляции

Наличие отложений и чистота охлаждаемой поверхности крышки значительно влияют на режим и интенсивность теплоотдачи [6,7]. Степень шероховатости определяет число центров парообразования, которое учитывается при определении составляющих теплового потока, связанных с испарением жидкости и движением пузырьков пара в тепловом пограничном слое [8].

Расчетное значение температуры чистой охлаждаемой поверхности за счет отложений, продуктов окисления, коррозии металлов, неметаллических примесей, возникающих в процессе производства и эксплуатации, повышается с $145^0 [C]$ до $200^0 [C]$ и выше [9].

При незначительном недогреве жидкости до равновесной температуры, присутствующая газовая фаза влияет на структуру потока (рис. 3).

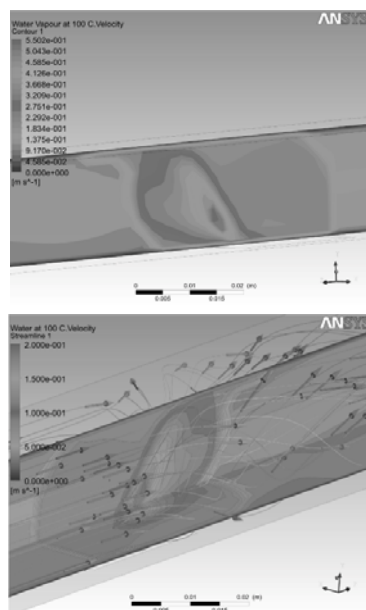


Рис. 3. Изменение структуры потока вследствие интенсивного парообразования

Современные пакеты прикладных программ численного анализа не позволяют смоделировать переход от пузырькового кипения к пленочному, что объясняется трудностями, связанными с изменением морфологии потока [10]. В этой связи численное определение критического теплового потока так же вызывает затруднение. Однако в двигателестроении необходимые расчеты с успехом может быть выполнены [11], если правильно оценить границу перехода, используя дополнительные эмпирические соотношения.

Математическая модель

Движение мультифазной жидкости описывается следующими уравнениями [12]:

- уравнение неразрывности для фазы α :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot U_\alpha) = \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta}$ - массовый поток, приведенный к единице объема за счет фазового перехода,

- уравнение сохранения количество движения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot U_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot (\rho_\alpha \cdot U_\alpha \otimes U_\alpha)) \\ - \nabla \cdot (r_\alpha \cdot \mu_\alpha \cdot (\nabla U_\alpha)) = -r_\alpha \cdot \nabla p_\alpha + \\ \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot U_\alpha - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot U_\beta) + S_M \end{aligned}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot U_\alpha - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot U_\beta)$ - изменение импульса системы за счет межфазового массового перехода, S_M - дополнительный источниковый член, возникающий из-за разности плотностей жидкости и газа, определяется как $(\rho_{fl} - \rho_{void}) \cdot g$.

- уравнение сохранения тепловой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot h_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot (\rho_\alpha \cdot U_\alpha \cdot h_\alpha - \lambda_\alpha \cdot \nabla T)) = \\ \text{гип:} \\ = Q_\alpha + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot h_{\beta S} - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot h_{\alpha S}) \end{aligned}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot h_{\beta S} - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot h_{\alpha S})$ - теплоперенос за счет фазового перехода.

Теплоперенос от одной фазы в другую определяется следующим уравнением:

$$Q_{\alpha\beta} = \alpha_{\alpha\beta} \cdot A_{\alpha\beta} \cdot (T_\alpha - T_\beta).$$

При теплопереносе от газа в жидкость используется модель Ранза – Маршалла, в соответствии с которой число Нуссельта определяется как:

$$Nu = 2 + 0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.3},$$

где $Re = \frac{\rho_\alpha \cdot |U_\alpha - U_\beta| \cdot d_\beta}{\mu_\alpha}$ - число Рейнольдса при обтекании пузырька.

Массовый поток $\Gamma_{\alpha\beta}$ определяется как:

$$\Gamma_{\alpha\beta} = m_{\alpha\beta} \cdot A_{\alpha\beta}$$

где $m_{\alpha\beta} = \frac{q_{\alpha\beta} + q_{\beta\alpha}}{H_{\beta S} - H_{\alpha S}}$ - массовый поток вещества, приведенный к поверхности пузырька.

Для моделирования турбулентности используется модель Вилкокса, в соответствии с которой записаны уравнения для турбулентной кинетической энергии и диссипации турбулентной кинетической энергии:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot k_t) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k_t \right] + P_k - \beta \cdot \rho \cdot k \cdot \omega$$

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2$$

Проведение численного эксперимента

Для проведения расчета создана твердотельная модель нижней части крышки цилиндра двигателя и обозначены соответствующие зоны (рис.4).

В качестве инструмента численного моделирования использовался пакет прикладных конечно-объемных программ – ANSYS-CFX.

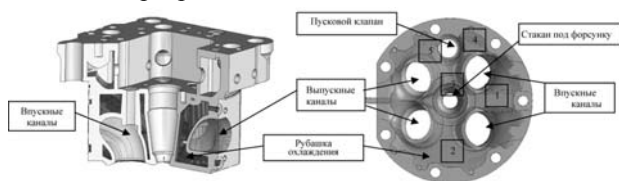


Рис. 4. Твердотельная модель крышки цилиндра (а) и схема днища крышки цилиндра (б)

Для точного задания граничных условий со стороны тепловоспринимающей поверхности произведена локализация осредненного по поверхности коэффициента теплоотдачи в соответствии с результатами, полученными в работе [13], для двигателей типа ЧН 30/38 (рис.5).

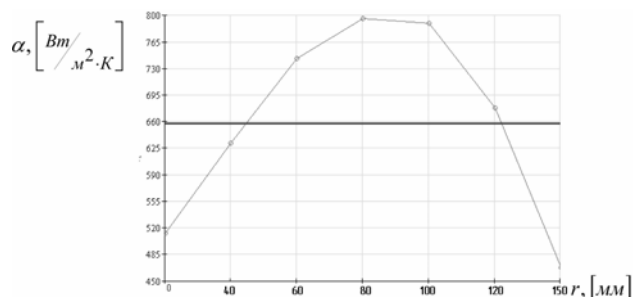


Рис.5. Среднее и локальные значения коэффициента теплоотдачи со стороны камеры сгорания вдоль радиуса цилиндра двигателя ЧН 30/38

Локализация проводилась с учетом равенства суммарного теплового потока в соответствии с зависимостью:

$$\alpha_{cp} \cdot F_{крышки} = \sum_{i=1}^6 \alpha_i \cdot F_i$$

Конечно-элементная модель состоит из 1500 тыс. тетраэдральных элементов, на основании которых производится дискретизация основных уравнений в контрольных объемах (рис. 6).

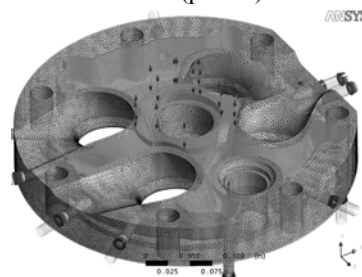


Рис.6. Конечно-элементная сетка расчетной области

В ходе расчета получены: поле скоростей, распределение давления в полости охлаждения и температурное поле крышки цилиндра.

На движение жидкости сказалось изменение направления ее подвода, что можно отчетливо наблюдать вблизи входных каналов, в частности в зоне перемычки выпускной клапан - пусковой (рис. 7).

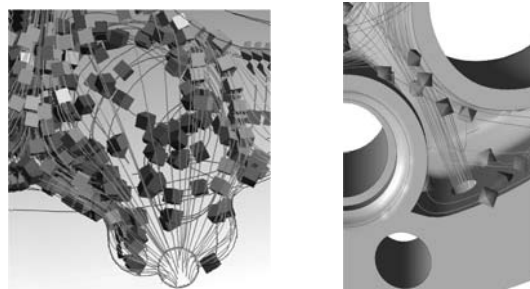


Рис. 7. Структура потока в зоне «5»

Горизонтальный подвод жидкости (рис. 8) позволяет интенсифицировать движение в области как выпускных, так и впускных каналов, что ведет к увеличению конвективной составляющей теплового потока, пропорциональной скорости [14]. В зоне же перемычки выпускной клапан - пусковой клапан отмечается некоторый застой, обуславливающий снижение притока более холодной жидкости и приводящий к локальному повышению температуры.

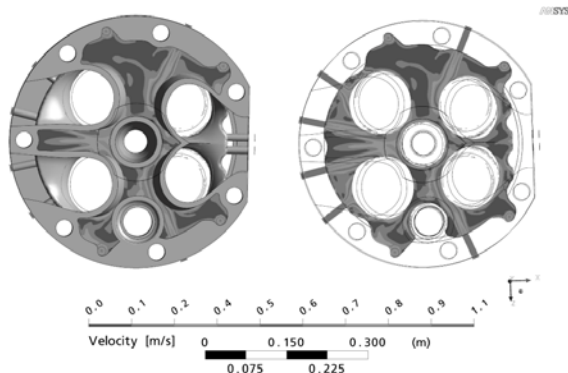


Рис. 8. Распределение скорости (м/с) на высоте 37мм от тепловоспринимающей поверхности

Наиболее термонагруженным участком является перемычка между выпускными клапанами, что объясняется высокими температурными нагрузками не только со стороны камеры сгорания, но и со стороны выпускных каналов, где средняя температура за цикл составляет 800 [K] (рис. 9).

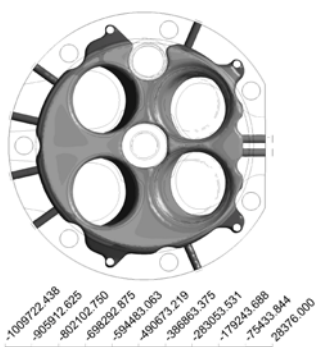


Рис. 9. Распределение плотности теплового потока $[Wm^2]$ по тепловоспринимающей поверхности

В эксперименте термопары располагались «эшелонировано», со стороны огневой поверхности на глубине 2,6 мм, а со стороны охлаждения – на глубине 3 мм при толщине днища крышки $h=14$ мм (рис. 10). На рис. 11 и в таблице проведено сопоставление экспериментальных данных с расчетными значениями температур.

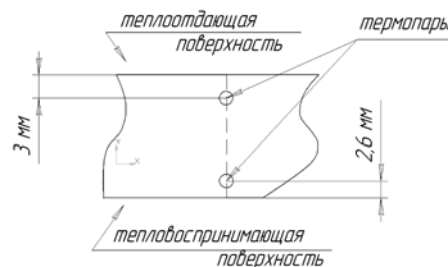


Рис. 10. Расположение термопар

Ориентировочно, значения температур на исследуемых поверхностях будут равны:

$$T_{огн.} [K] = T''[K] + (T'[K] - T'''[K]) \cdot \frac{2,6 [мм]}{8,4 [мм]} - \text{со стороны огневого днища};$$

$$T_{охл.} [K] = T'''[K] - (T'[K] - T'''[K]) \cdot \frac{3,0 [мм]}{8,4 [мм]} - \text{со стороны охлаждения.}$$

охлаждения.

Таблица. Значения температуры в точках [°C]

Номер группы термопар		1	2	3	4
Эксперимент	Огневое днище	401	320	360	366
	Теплоотдающая поверхность	230	176	204	211
Расчет	Огневое днище	369	265	341	374
	Теплоотдающая поверхность	150	130	136	179

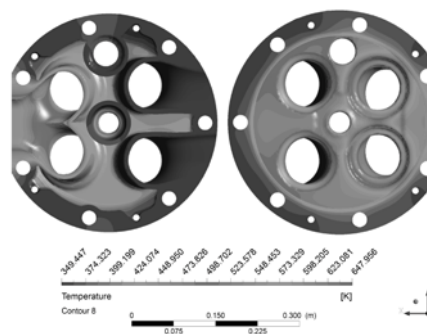


Рис. 11. Температурное поле крышки цилиндра

Хотя на практике стремятся избежать перехода в режим кипения, в случае его возникновения возможно определить плотность теплового потока первого кризиса. В частности наиболее используемой является зависимость С.С. Кутателадзе [15]:

$$q_{кр} = k \cdot r \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_f - \rho_v)} \cdot \left[1 + 0,065 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,8} \cdot \frac{c_p \cdot \Delta t}{r} \right],$$

$$q_{кр} = 0,223 \cdot 10^7 \left[\frac{Вт}{м^2} \right]$$

Максимальный тепловой поток в перемычке составил $q = 1.009 \cdot 10^6 \left[\frac{Вт}{м^2} \right]$.

Заключение

В ходе проведенной работы определено температурное поле крышки цилиндра судового двигателя. Выполненная модификация позволила изменить структуру потока жидкости в полости охлаждения. Определены зоны смешанного теплообмена, включающие как конвективную составляющую теплового потока, так и составляющую, возникающую за счет испарения жидкости с поверхности. Результаты расчета сопоставлены с результатами проводившегося ранее физического эксперимента.

Показана эффективность применения численного моделирования при решении задач определения температурного поля крышек цилиндров в сопряженной постановке.

Список литературы:

1. Оболонный И.В. Исследование влияния контактного теплообмена в элементах головок цилиндров дизелей на их тепловую напряженность: дис... канд. техн. наук / И.В. Оболонный. – М., 1991. – 213с. 2. Dawson S. *Compacted Graphite Iron: Mechanical and Physical Properties for Engine Design*, VDI Conference on Materials in Powertrain (Werkstoff und Automobilantrieb), Dresden, Germany, (October 1999). 3. Xu X. *The integration of CAD/CAM/CAE based on multi model technology in the development of cylinder head* / Xu X., Weiss Ul. // *International Journal of Automotive Technology*. – Vol. 3. – No. 2. – pp. 47-52 (2002). 4. Lee H. S. *A Study on Convection and Boiling Heat -Transfer Modes in a Standard Engine Cooling System* / H. S. Lee and L. W. Cholewczynski // *SAE VTMS6*. – Brighton. – UK. – 2003. 5. Andrew T. o'Neill. *Ex-*

perimental determination of convection boiling curves for water and ethylene glycol in rectangular channel with localized heating / Andrew T. o'Neill // *Western Michigan University Kalamazoo*. – Michigan. – 2005. 6. Gopinath R. Warriar. *Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling* / Gopinath R. Warriar, Vijay K. Dhir // *Journal of Heat Transfer*. – DECEMBER 2006. – Vol. 128. – p. 1243-1256. 7. Колтин И.П. Отложения на теплоотдающих поверхностях деталей камеры сгорания как одно из препятствий форсирования ДВС / И.П. Колтин // *Двигателестроение*. – 1981. - №12. – с.9-10. 8. Бундин А.А. Расчет рельефа накипи и ее учет при решении температурных задач головки и гильзы цилиндра / А.А. Бундин // *Двигателестроение*. – 1986. – №7. – с.18-20. 9. Иващенко Н.А. Расчетное исследование теплового состояния днища крышки цилиндра дизеля / Н.А. Иващенко, Ю.И. Сазонов // *Теплонапряженность поршневых двигателей: Межвуз. Тематический сб.* – 1979 – №8. – с.41-45. 10. Frank Th. "Multiphase Flow Modeling and Simulation with Application to Water-Vapor Flows Through Fuel Rod Bundles of Nuclear Reactors" *Workshop on Modeling and Measurements of Two-Phase Flows and Heat Transfer in Nuclear Fuel Assemblies Division of Nuclear Reactor Technology, School of Engineering Sciences, KTH, Stockholm, Sweden, 10-11 October 2006*. 11. Zieher F. *Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads* / F. Zieher, F. Langmayr, A. Jelatancev, K. Wieser // *SAE 2005 World Congress*. – 2005. – p.12. 12. Blazek, J. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. Elsevier Science, – 2001. – p.440. 13. Руссинковский С.Ю. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей на тепловом стенде: дис... канд. техн. наук / С.Ю. Руссинковский. – М., 1986. – 221с. 14. Мягков Л.Л. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения / Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. // *Труды 16 школы семинара под руководством академика РАН А.И.Леонтьева Санкт-Петербург, 21-25 мая 2007г.* – 2007. т.2. 578с. (с. 174-178). 15. Исаченко В.П. *Теплопередача [2-е изд., доп.]* / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – М: Атомиздат, 1979. – 415с.

УДК. 629.113

Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгасис, д-р техн. наук

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА Н-ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

Постановка проблемы

Осознание неизбежности грядущего истощения природных запасов углеводородного сырья определяет бурную активизацию исследований по разработке технологий альтернативного энергообеспечения транспорта. В автомобильном секторе практиче-

ски большинство производителей признало перспективность водорода в качестве возобновляемого универсального и высокоэффективного энергоносителя, активно разрабатывая концептуальных моделей авто на водородном топливе. Водород привлекает неисчерпаемостью своих природных ресурсов и безу-