

УДК 621.436

Моделирование теплообмена на охлаждаемых поверхностях крышек цилиндров двигателей

Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, Н.С. Маластовский

Приведен обзор моделей расчета смешенного теплообмена в полости охлаждения крышки цилиндра двигателя. Выполнен сравнительный анализ и проведена верификация на основании эксперимента в условиях, близких к действительным. Сделан вывод о возможности использования полученных результатов при расчетах теплового состояния крышек цилиндра.

Ключевые слова: теплообмен, крышка цилиндра, двигатель внутреннего сгорания, тепловое состояние.

The article reviews different prediction models of heat transfer in the IC engine cylinder head. The comparative analysis and the verification of the developed model have been performed on the basis of the experimental data. It was suggested to combine 3D CFD analysis with 1D modeling of nucleate flow boiling in the cooling channel for modeling the thermal state of cylinder heads.

Keywords: heat transfer, a cylinder head, an internal combustion engine, thermal state.

Одной из основных проблем при проектировании высокофорсированных двигателей внутреннего сгорания остается термостойкость деталей камеры сгорания. В этой связи численное моделирование температурных полей, основанное на достоверных граничных условиях, приобретает решающее значение.

При расчете теплового состояния крышки цилиндра принято классифицировать граничные условия в соответствии с механизмом теплообмена и определять их для следующих характерных областей: со стороны огневого днища крышки, по газовоздушным каналам, в зонах контакта крышка-седло и седло-клапан, по наружным поверхностям, со стороны охлаждающей жидкости. В данной работе рассматривается вопрос оценки интенсивности теплоотдачи со стороны теплоотдающей поверхности крышки цилиндра.

Вопросам теплообмена в полостях крышек цилиндров посвящено значительное число работ, в частности следует отметить работы [1–3]. Основываясь на результатах исследований, приведенных в таблице, можно констатировать, что в системе охлаждения реализуется переходный режим теплообмена, характеризующийся наличием как конвективной составляющей, так и составляющей, которая возникает за счет кипения жидкости. Сказанное существенно влияет на интенсивность теплоотдачи, одновременно повышая сложность описания процессов и проведения расчетов.



ЧАЙНОВ

Николай Дмитриевич
доктор технических наук,
профессор кафедры



МЯГКОВ

Леонид Львович
кандидат технических наук,
доцент кафедры



МАЛАСТОВСКИЙ

Николай Сергеевич
ассистент кафедры
«Поршневые двигатели»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Максимальные температуры теплоотдающих поверхностей

Авторы исследований	Бундин А.А. [4]	Lee Н. и Cholewczynski L. [5]	Колтин И.П. [6]	Pang Н., Brace С. [7]
Температуры теплоотдающих поверхностей, °С	~(160—170)	146,1	~(200—230)	151

В переходной области теплообмена все зависимости для определения граничных условий могут быть описаны с использованием следующего степенного закона [8]:

$$\alpha_{охл} = [\alpha_{конв}^n + \alpha_{кип}^n]^{1/n}, \quad (1)$$

где $\alpha_{охл}$ — коэффициент теплоотдачи при охлаждении поверхностей крышки; $\alpha_{конв}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи; $\alpha_{кип}$ — коэффициент теплоотдачи при кипении (предполагается использование в качестве выражений для $\alpha_{конв}$, $\alpha_{кип}$ любые соответствующие зависимости) (рис. 1).

В наиболее простом случае при моделировании теплообмена используется аддитивный подход, согласно которому тепловой поток состоит из суммы конвективного теплового потока и составляющей, соответствующей процессу кипения.

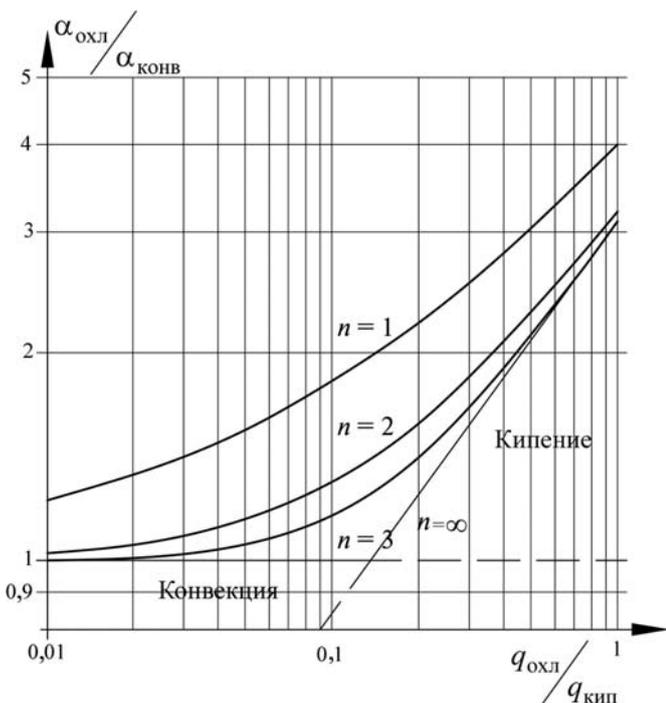


Рис. 1. Тепловой поток в области смешанного теплообмена

К более сложным моделям следует отнести зависимость, предложенную С.С. Кутателадзе:

$$\alpha_{охл} = \sqrt{\alpha_{конв}^2 + \alpha_{кип}^2}.$$

В данном случае $\alpha_{кип}$ определяется из следующего соотношения:

$$\alpha_{кип} = C(p)q_w^{0.7},$$

где $C(p) = 2,6p^{0.4}$ — эмпирический коэффициент, зависящий от давления.

Ранее на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Баумана для расчета температурных полей крышек цилиндров с успехом использовалась интерполяционная зависимость Д.А. Лабунцова:

$$\alpha_{охл} = \alpha_{конв} \frac{4\alpha_{конв} + \alpha_{кип}}{5\alpha_{конв} - \alpha_{кип}}.$$

Более совершенными являются модели, учитывающие сведения о циркуляции охлаждающей жидкости и количественном соотношении между паровой и жидкостной фазами на поверхностях нагрева. Их реализация основана на использовании дополнительных соотношений для характеристики внутреннего кипения. В частности, в соответствии с моделью Бойринга интенсивность теплоотдачи определяется тремя механизмами:

- 1) конвективным теплопереносом $q_{конв}$ для зон, не занятых пузырьками;
- 2) испарением жидкости $q_{исп}$;
- 3) теплообменом вследствие перемешивания пузырьков в тепловом пограничном слое q_q .

Тогда:

$$q_{охл} = q_{конв} + q_{исп} + q_q. \quad (2)$$

Подобный подход представляется наиболее рациональным и может быть применен

в приложении к крышкам цилиндров двигателей на базе вычислительных программных комплексов.

Выражение (2) в подробной записи выглядит следующим образом:

$$q_{\text{охл}} = \alpha_q A_{2f} (T_w - T_f) + \dot{m}r + \alpha_{\text{конв}} A_{1f} (T_w - T_f),$$

где $\dot{m} = \frac{\pi D_{\text{отр}}^3}{6} f N_a$ ($D_{\text{отр}}$ — отрывной диаметр пузырька, f — частота отрыва пузырька пара, N_a — число центров парообразования); α_q — коэффициент теплоотдачи за счет разрушения теплового пограничного слоя; r — удельная теплота парообразования; A_{2f} и A_{1f} — относительные площади поверхности, занятой паровой и жидкостной фазой соответственно:

$$A_{2f} = N_a \frac{\pi D_{\text{отр}}^2}{4};$$

$$A_{1f} = 1 - A_{2f}.$$

Теплоотдача при кипении определяется температурой охлаждаемой поверхности охлаждающей жидкости, что позволяет использовать итерационный алгоритм решения, в котором в качестве критерия сходимости принимается приращение плотности теплового потока. Реализовать который возможно, определив дополнительные независимые переменные — отрывной диаметр пузырька, частоту отрыва пузырька пара от обогреваемой поверхности, число центров парообразования и коэффициент теплоотдачи.

Учитывая специфику движения жидкости в полостях охлаждения крышки цилиндра можно остановиться на следующих зависимостях:

1) частота отрыва пузырька пара — зависимость Зубера

$$f = \sqrt{\frac{4g(\rho_f - \rho_v)}{3C_D D_{\text{отр}} \rho_f}};$$

2) выражение для коэффициента теплоотдачи за счет разрушения теплового погранич-

ного слоя α_q определяют путем решения одномерного нестационарного уравнения теплопроводности;

3) количество центров парообразования

$$N_a^* = f(\rho^*) (R_c^*)^{-4,4},$$

где $f(\rho^*) = 2,157 \cdot 10^{-7} (\rho^*)^{-3,2} (1 + 0,0049\rho^*)^{4,13}$ ($\rho^* = (\rho_f - \rho_v) / \rho_v$ — приведенная плотность среды); $R_c^* = R_c / R_f$ — безразмерный радиус впадины, приведенный к отрывному диаметру пузырька пара, определенному по зависимости В. Фрица;

4) для отрывного диаметра пузырька предлагается использовать зависимость, полученную Н.И. Колевым [9]. Однако ее прямое применение ведет к итерационной процедуре расчетов отрывных диаметров пузырька пара, что в рамках предложенной модели значительно усложнило бы расчеты. На основании замечаний Н.И. Колева выделяется предельное решение для случая вынужденного движения жидкости:

$$D_{\text{отр}}^2 = \frac{A(T)}{\rho_f V_{21d}^2 (0,5c_{\text{lift}} \sin(\theta_0) + 0,3c_{\text{wall}}^2 \cos(\theta_0))} + \frac{A(T)}{0,3\rho_f (\bar{V}_2'^2) \cos(\theta_0)}.$$

где $A(T)$ — функция, зависящая от температуры поверхности нагрева; V_{21d} — приведенная скорость подъема пузырька пара; θ_0 — угол наклона пузырька пара к поверхности нагрева; c_{lift} и c_{wall} — константы, учитывающие силу сопротивления отрыву пузырька пара.

На основании экспериментов О'Нилла [10] построены кривые кипения в соответствии, с предложенной моделью теплообмена. Проведены исследования для двадцати режимов, различных по скорости, температуре исследуемой жидкости и давлению в контуре охлаждения.

В эксперименте получены зависимости суммарного теплового потока от температуры стенки. Таким образом, для дальнейших расчетов и верификации модели теплообмена необ-

ходимо было выделить конвективную составляющую теплового потока $q_{\text{конв}}$. Этого возможно добиться, принимая, что $\alpha_{\text{конв}}$ не зависит температуры поверхности и свойств жидкости. Такое положение позволяет использовать постоянный $\alpha_{\text{конв}}$, полученный для области конвективного теплообмена, в дальнейших расчетах и верификации математической модели.

Для различных режимов течения можно построить соответствующий график изменения исследуемого параметра (рис. 2).

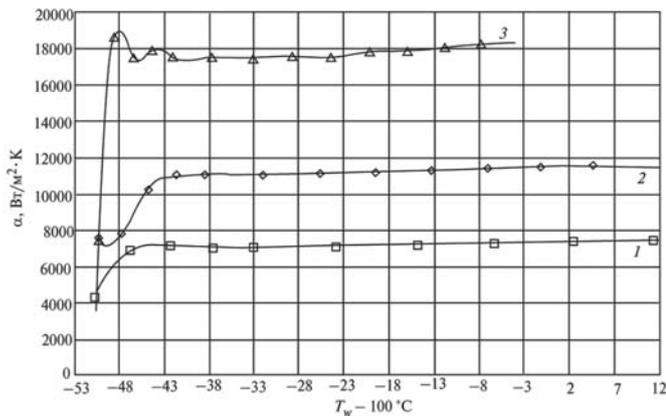


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$ от перегрева поверхности:

1 — скорость жидкости 0,5 м/с; 2 — скорость жидкости 1,0 м/с; 3 — скорость жидкости 2,0 м/с

Анализ полученных данных показывает, что изменение коэффициента теплоотдачи в интервале температур 50...60 °С незначительно и составляет порядка 5 %. Наблюдаемый на графике скачек $\alpha_{\text{конв}}$ обусловлен изменением направления теплового потока.

Оценка модели кипения проводилась в программном комплексе ANSYS. Полученные данные по зависимости суммарного теплового потока от температуры стенки представлены на рис. 3, 4.

Результаты исследований позволяют говорить, что реализованная математическая модель позволяет определять плотности теплового потока в зависимости от температуры перегрева поверхности контакта с точностью до 25 %. Это, в соответствии с [11], является приемлемым результатом для исследования теплообмена в условиях кипения жидкости. Сле-

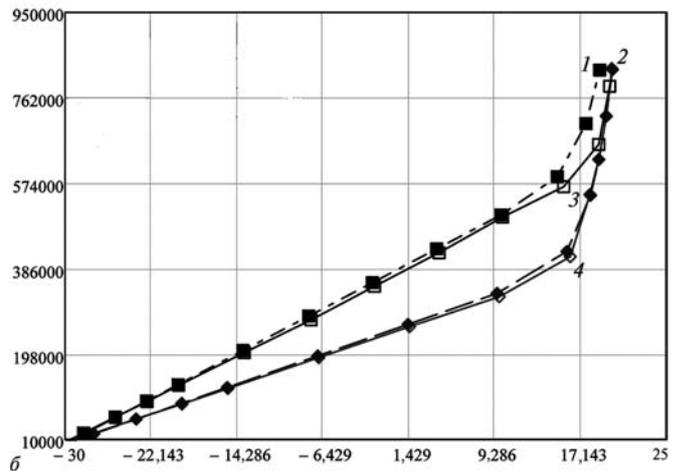
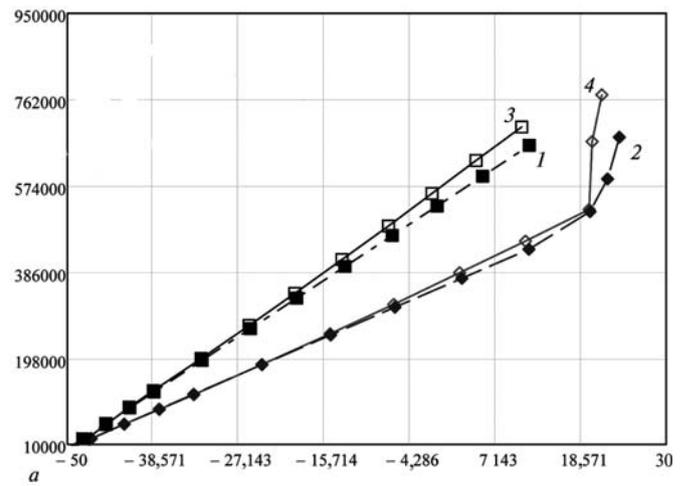


Рис. 3. Зависимости плотности теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$) при давлении $p = 1,0$ бар, от перегрева поверхности ($T_{\text{суп}}$) при недогреве жидкости:

$a - T_{\text{суб}} = 50$ °С; $b - T_{\text{суб}} = 30$ °С; 1 — расчет ($v = 1,0$ м/с); 2 — расчет ($v = 0,5$ м/с); 3 — эксперимент ($v = 1,0$ м/с); 4 — эксперимент ($v = 0,5$ м/с)

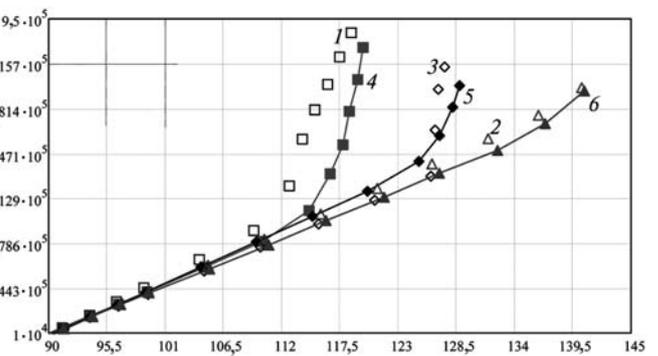


Рис. 4. Зависимости плотности теплового потока ($\text{Вт}/\text{м}^2$) от температуры поверхности при различных давлениях, температуре жидкости $T_f = 90$ °С и скорости движения $v = 1,0$ м/с

дует также отметить разномасштабность числа Био на границе раздела со стороны камеры сгорания и со стороны охлаждения, которая при решении прямых задач о распределении температуры значительно снижает погрешность решения со стороны тепловоспринимающей поверхности. Таким образом, возможно использовать предлагаемую модель при расчете температурных полей крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания.

Литература

1. *Петриченко М.Р.* Гидравлика неизотермических потоков в системах жидкостного охлаждения поршневых двигателей: Дис. ... докт. техн. наук. Л., 1990. 210 с.
2. *Стефановский Б.С.* Исследование локальных граничных условий теплонапряженных деталей поршневых двигателей: Дис. ... д-ра. техн. наук. Ярославль, 1974. 299 с.
3. *Новенников А.Л.* Теоретические аспекты, методы и пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей поршневых двигателей: Дис. ... докт. техн. наук. М., 1993. 213 с.
4. *Бундин А.А.* Метод расчета реального температурного режима днища головки цилиндров // Двигателестроение. 1988. № 4. С. 21—23.
5. *Lee H., Cholewczynski L.* A Study on Convection and Boiling Heat-Transfer Modes in a Standard Engine Cooling System // IMechE Vehicle Thermal Management Systems Conference. Brighton, 2003. 17 p.
6. *Колтин И.П.* Отложения на теплоотдающих поверхностях деталей камеры сгорания как одно из препятствий форсирования ДВС // Двигателестроение. 1981. № 12. С. 9—10.
7. *Pang H., Brace C.* Review of engine cooling technologies for modern engines // Journal of Automobile Engineering. 2004. Vol. 218, N. 11. P. 1209—1215.
8. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача при конденсации и кипении. М.: Машгиз, 1952. 232 с.
9. *Kolev N.* Multiphase Flow Dynamics 2. Thermal and mechanical interactions. Berlin: Springer, 2007. 692 p.
10. *O'Neill A.* Experimental determination of convection boiling curves for water and ethylene glycol in a rectangular channel with localized heating.: Ph.D. Dissertation. Kalamazoo, 2005. 157 p.
11. *Кутателадзе С.С.* Основы теории теплообмена. М.: Энергоатомиздат. 1979. 417 с.

Статья поступила в редакцию 06.10.2011