

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУЙНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ ДВС

Н.Д. Чайнов, д.т.н., проф., Л.Л. Мягков, к.т.н., доц., Ю.В. Михайлов, аспирант
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлены результаты численного моделирования гидродинамики и теплообмена при взаимодействии струи охлаждающего масла и перемещающегося поршня, что позволяет оценить эффективность струйного охлаждения поршней двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Рассмотрены физические явления, сопровождающие струйное охлаждение и методы их описания, разработана расчетная модель. Результаты расчетов подтверждены экспериментальными данными. Выполнено численное исследование эффективности охлаждения поршней на различных режимах работы двигателя и предложены направления дальнейшего развития разработанной методики.

Непрерывное повышение удельной мощности двигателей приводит к повышению тепловых и механических нагрузок на его детали. Поршень, находящийся в непосредственном контакте с горячими газами, является одной из самых теплонагруженных деталей. Превышение допустимых значений рабочих температур может привести к выходу из строя как поршня, так и ряда сопряженных с ним деталей.

Для безотказной работы двигателя в течение заданного ресурса необходимо ограничивать температуру поршней, что обеспечивается при помощи принудительного масляного охлаждения. Струйный метод охлаждения, при котором струя масла, подаваемая из закрепленной в картере двигателя форсунки, омывает внутреннюю поверхность поршня, получил широкое распространение, что объясняется его эффективностью и конструктивной простотой.

Постановка задачи

Целью работы является определение зависимости эффективности охлаждения от расхода масла и частоты вращения коленчатого вала двигателя и прогнозирование температурных полей поршней. Для этого разработана методика численного моделирования нестационарного процесса локального теплообмена между струей масла и внутренней поверхностью поршня в трехмерной постановке.

Математическая модель

Сложность гидродинамики и теплообмена при струйном охлаждении, вызванная неста-

ционарностью и локальностью параметров, их зависимостью от режимов работы двигателя, конструкции поршня и форсунки, вынуждает применять экспериментальные и численные методы исследований как наиболее точные.

В данной работе для численного моделирования вышеописанных явлений используется программный комплекс ANSYS CFX. Поскольку границы растекания масляной пленки по охлаждаемой поверхности заранее неизвестны, необходимо использовать модель двухфазного течения. В ANSYS CFX используется модель многоскоростного континуума, согласно которой рассматривается течение двухфазной смеси как сплошной среды и для каждой расчетной ячейки различают объемные доли фаз. Для каждой фазы определяется плотность, отнесенная к полному объему смеси, скорость, вязкость и другие параметры. Таким образом, в каждой точке объема, занятого смесью, состоящей из двух фаз, определяют две плотности, две скорости и т. д. [1].

Основными уравнениями используемой для расчетов математической модели ANSYS CFX являются:

Уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_{\alpha}\rho_{\alpha}) + \nabla(r_{\alpha}\rho_{\alpha}U) = 0. \quad (1)$$

При наличии общего поля скоростей вектор скорости U также будет общим для обеих фаз, то есть $U = U_{\alpha}$, а объемная доля r_{α} и плотность ρ_{α} различны для каждой фазы.

Уравнение сохранения импульса рассматривается как однофазное с переменными плотностью и вязкостью и общим для всех фаз полем давлений $p(x, y, z, t)$:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \nabla(\rho U \otimes U - \mu(\nabla U + (\nabla U)^T)) = \nabla p, \quad (2)$$

где $\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha}\rho_{\alpha}$ — плотности смеси, $\mu = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha}\mu_{\alpha}$ — вязкость смеси.

Уравнение сохранения тепловой энергии. Для моделирования теплообмена принято общее для всех фаз температурное поле $T(x, y, z, t)$, тогда как внутренняя энергия e_{α} различна для каждой фазы:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha e_\alpha) + \nabla(r_\alpha \rho_\alpha e_\alpha U) = \nabla(r_\alpha \lambda_\alpha T) + r_\alpha \tau_\alpha \cdot \nabla U + Q_\alpha, \quad (3)$$

где λ_α — теплопроводность; τ_α — тензор касательных напряжений; Q_α — величина, характеризующая теплоту на единицу объема, переданную фазе α от других фаз.

Моделирование турбулентности. Влияние турбулентности на характеристики теплообмена при струйном охлаждении велико, поэтому вместе с описанной выше системой уравнений решаются уравнения модели турбулентности SST. Эта модель сочетает в себе преимущества моделей $k-\epsilon$ и $k-\omega$ [2] и, как показано в [3], наиболее точно описывают рассматриваемые явления.

Верификация расчетной модели

Отладка расчетной модели проводилась на основе ряда тестовых задач [5]:

- расчет взаимодействия струи с плоскостью, расположенной по нормали к ней;
- моделирование торможения потока масла, впрыскиваемого форсункой под углом в открытый канал.

Результаты тестовых расчетов удовлетворительно согласуются экспериментальными и эмпирическими данными.

Взаимодействие струи с перемещающейся криволинейной поверхностью

Для верификации методики расчета струйного охлаждения поршней использованы экспериментальные данные, полученные в работе [4].

Качественная оценка точности численного моделирования производилась путем сравнения гидродинамической картины течения со снимками, полученными в эксперименте высокоскоростной фотокамерой. Как было показано в [5], схожесть расположения зон отрыва масляной пленки от охлаждаемой поверхности поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала (УПКВ) по расчетным и экспериментальным данным позволяет сделать вывод об адекватности математического описания рассматриваемых физических явлений.

Для количественной проверки на основе экспериментальных данных произведены расчеты температурных полей в поршне при различных значениях частоты вращения коленчатого вала и расхода охлаждающего масла через форсунку.

Описание расчетной модели

В модельном элементе (рис. 1), игравшем роль поршня в эксперименте, выполнена канавка шириной 20 мм для ограничения растекания потока масла, и установлены восемь термодпар. Основные параметры испытательного стенда, необходимые для разработки расчетной модели, представлены в таблице.

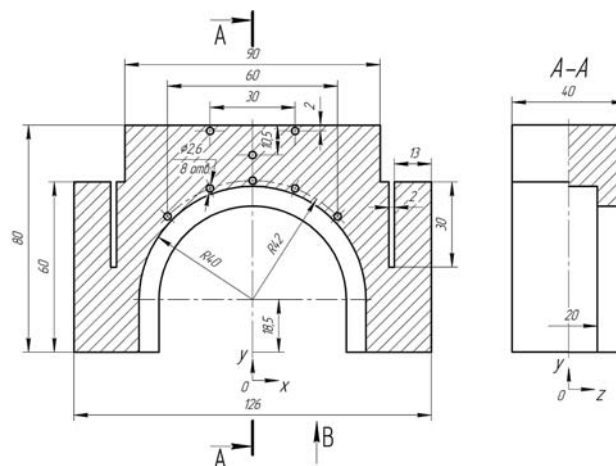


Рис. 1. Эскиз модельного элемента

Таблица

Параметры испытательного стенда

Радиус кривошипа R , мм	46	Диаметр форсунки d_0 , мм	1,6
Длина шатуна L , мм	184	Марка масла	SAE30
Ход поршня S , мм	92	Температура масла на входе T_0 , °C	80
Частота вращения коленчатого вала n , об/мин	500		1000
Расход масла G , л/ч	52	78	95 115 60 86 103

Расчетная модель (рис. 2) состоит из неподвижной форсунки 1, из которой струя масла попадает в расчетную область, изначально заполненную воздухом. Расчетная область содержит подобласть с деформируемой сеткой 2 и подобласть с перемещающейся сеткой 3, что необходимо для учета возвратно-поступательного движения поршня. Положение поршня в зависимости от времени:

$$y(t) = R(1 - \cos 6nt + \frac{R}{4L}(1 - \cos 12nt)). \quad (4)$$

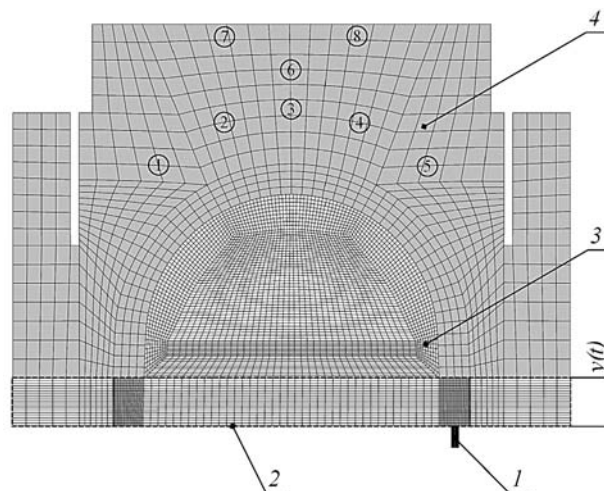


Рис. 2. Расчетная модель:

1 — форсунка; 2 — деформируемая сетка; 3 — перемещающаяся сетка; 4 — твердое тело

Методика расчета

Рассматриваемая задача в сопряженной постановке, т. е. при одновременном решении уравнений гидродинамики для жидкости и теплопроводности в твердом теле, требует значительных вычислительных ресурсов. Для ускорения расчетов предложена следующая поэтапная методика.

1. На первом этапе рассчитывалось локальное распределение коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности $\alpha_i(\varphi)$ за 360° УПКВ, т. е. за один оборот коленчатого вала, что достаточно, поскольку рассматриваемый процесс циклический.

2. Для сравнительного анализа интенсивности теплоотдачи рассчитывалось одномерное распределение $\alpha_i(\varphi)$ вдоль охлаждаемой поверхности и производилось осреднение по времени за 360° УПКВ.

3. Рассчитывалось температурное поле в модельном элементе.

Результаты

На рис. 3 показаны распределения локальных значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности (см. рис. 1, вид В) для рассматриваемых значений n и G .

Зоны с максимальными значениями α возникают на некотором расстоянии от точки удара струи об охлаждаемую поверхность. Это объясняется тем, что точка удара струи является зоной торможения, а после поворота потока на охлаждаемой поверхности скорость течения пленки вновь повышается до значений скоростей в свободной струе, одновременно с этим происходит увеличение толщины масляной пленки. Из-за сил трения скорость масляной пленки уменьшается, а ее толщина продолжает расти и происходит срыв пленки, обусловленный действием инерционных сил. Срыв происходит тем раньше, чем меньше начальная скорость струи и чем больше инерционные нагрузки, т. е. частота вращения коленчатого вала.

Двумерные распределения, показанные на рис. 3, были усреднены по оси z , что позволило получить одномерные распределения значений коэффициента теплоотдачи вдоль охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла для частот вращения $n = 500$ об/мин и $n = 1000$ об/мин, которые представлены, на рис. 4 и 5.

Для сравнения с экспериментальными данными были рассчитаны поля температур и определены значения температур в точках установки термомпар, показанные на рис. 6 и 7.

Расхождение рассчитанных значений температур и экспериментальных значений не превысило 15 %, что позволяет сделать вывод об удовлетворительной точности представленной расчетной модели.

Численное исследование струйного охлаждения

Для выяснения зависимости интенсивности теплоотдачи от частоты вращения коленчатого вала при неизменном расходе масла через форсунку было проведено численное исследование.

Расчеты выполнялись по двум различным методикам:

➤ по методике 1, предложенной в данной работе;

➤ по методике 2, в которой при аналитическом решении уравнений Навье–Стокса для одномерного случая течения масляной пленки по охлаждаемой поверхности поршня был использован гидравлический подход, потери на трение определены эмпирической зависимостью, а интенсивность теплоотдачи получена из критериального уравнения.

На основе методики 2 в работе [4] был разработан алгоритм расчета на ЭВМ и создана прикладная программа, которая использовалась в данном исследовании.

Расчетная схема и исходные данные соответствуют использованным выше при верификации методики 1. Расчеты проводились для интервала значений $n = 500–3500$ об/мин с шагом 500 об/мин и расходе масла равным 60 л/ч.

Полученные результаты представлены на рис. 8.

Расчеты показали, что при повышении частоты вращения коленчатого вала повышается скорость движения пленки масла по охлаждаемой поверхности после удара струи масла об нее и разворота потока при движении поршня от ВМТ к НМТ, что увеличивает интенсивность теплоотдачи.

При движении поршня от НМТ к ВМТ (вследствие действия сил инерции) происходит отрыв потока от поверхности поршня, что двояко влияет на интенсивность теплоотдачи:

➤ с одной стороны, отрыв масляной пленки уменьшает объем охлаждающего масла на поверхности, что уменьшает величину α ;

➤ с другой стороны, при низких частотах вращения коленчатого вала на внутренней поверхности поршня происходит торможение потока масла, а отрыв заторможенного объема масла увеличивает скорость пленки при движении поршня от ВМТ к НМТ.

Указанные выше факторы определяют величину коэффициента теплоотдачи, осредненного по охлаждаемой поверхности и за время одного оборота коленчатого вала.

Качественное совпадение результатов расчета по двум методикам получено только на интервале $n = 1000–2000$ об/мин. Расхождение значений коэффициента теплоотдачи для двух методик не превысило 18 %.

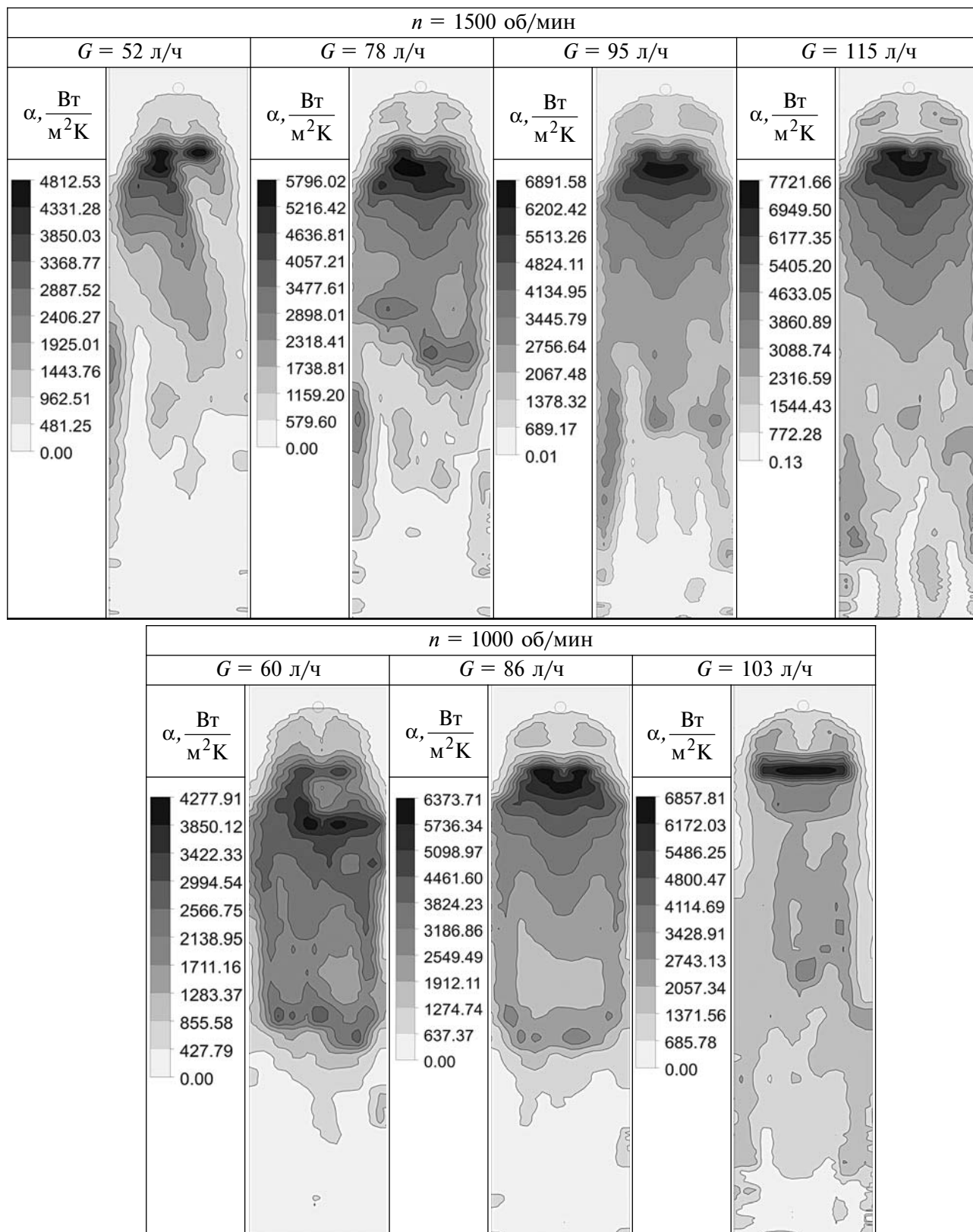


Рис. 3. Локальное распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности

Вследствие одномерного подхода в методике 2 не учитывается растекание масляной пленки в поперечном направлении, а принимается одинаковой толщина пленки. Расчеты по методике 2 показали, что при $n = 500-1000$ об/мин про-

исходит резкое падение интенсивности теплоотдачи, а при $n = 2000-3500$ об/мин практически линейное увеличение, что является следствием принятых допущений и физически не обосновано.

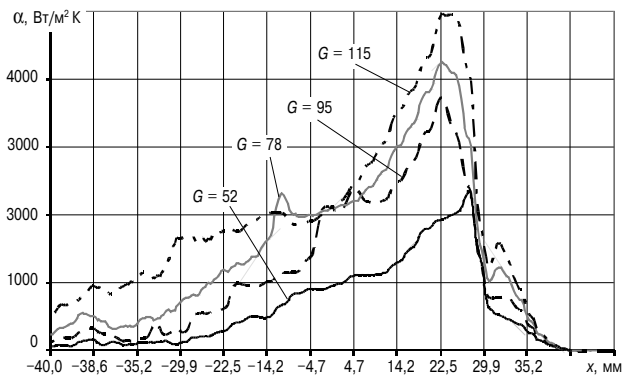


Рис. 4. Распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла при $n = 500$ об/мин

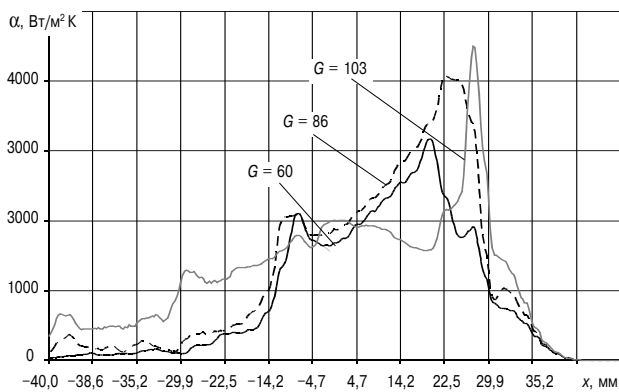


Рис. 5. Распределение значений коэффициента теплоотдачи по охлаждаемой поверхности в зависимости от расхода масла при $n = 1000$ об/мин

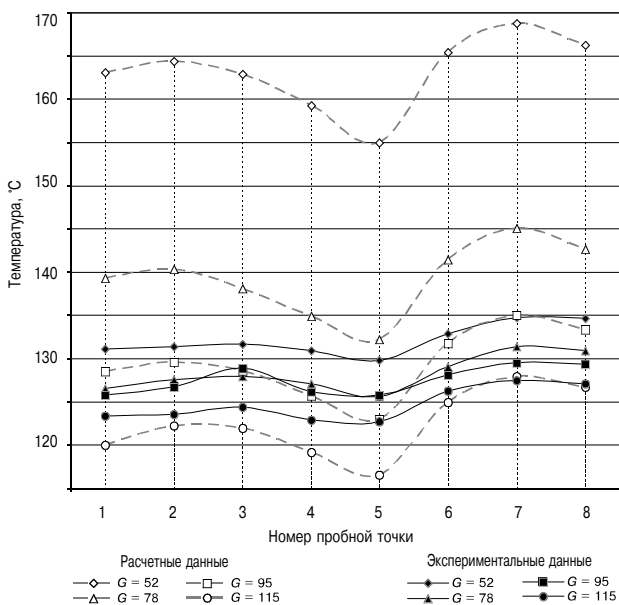


Рис. 6. Зависимость температуры от расхода масла при $n = 500$ об/мин

Выводы

Получена удовлетворительная сходимость результатов расчетов с экспериментальными данными, что позволяет сделать вывод о возможности применения разработанной методики для чис-

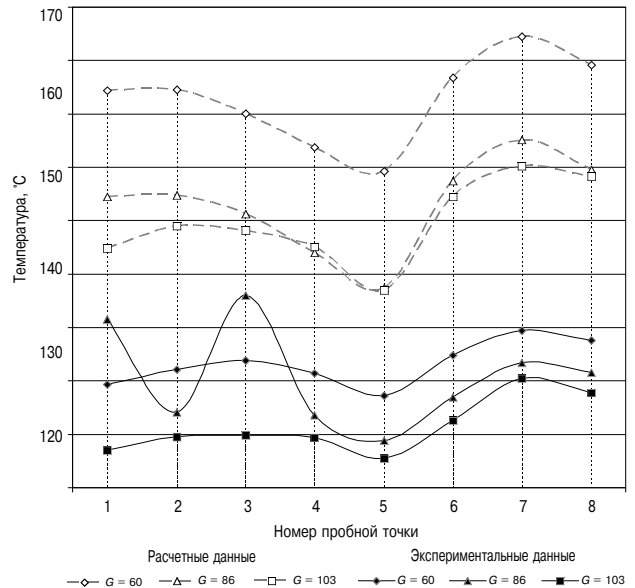


Рис. 7. Зависимость температуры от расхода масла при $n = 1000$ об/мин

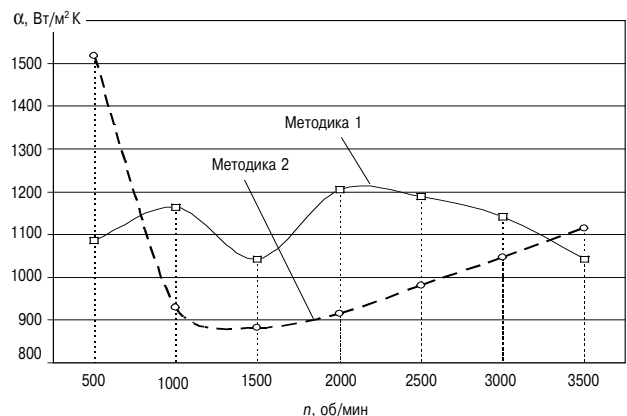


Рис. 8. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты вращения коленчатого вала

ленного моделирования струйного охлаждения поршней ДВС. Представленная методика позволяет исследовать возможности повышения эффективности охлаждения для поршней произвольной конструкции в широком диапазоне режимов работы.

Литература

1. Нигатулин Р.И. Динамика многофазных сред. — М.: Наука, 1987. — Т. 1.
2. Wilcox D.C. Multiscale model for turbulent flows // AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. — 1986.
3. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA-Journal. — 1994. — Vol. 32(8). — P. 1598–1605.
4. Кареньков А.В. Влияния интенсивности масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС: дис. ... к.т.н. — М., 2006. — 123 с.
5. Михайлов Ю.В., Мягков Л.Л. Численное моделирование струйного охлаждения поршней ДВС // Труды РНКТ-5. — 2010. — Т. 2.