На правах рукописи

УДК 621.432.4

Михайлов Юрий Владимирович

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ МАСЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ БЫСТРОХОДНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

16 ОВВ 2012

Москва — 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Мягков Леонид Львович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Петриченко Михаил Романович

кандидат технических наук
Панин Валерий Иванович

Ведущая организация: ОАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод)

Защита диссертации состоится «1» марта 2012 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, учёному секретарю диссертационного совета Д212.141.09.

Автореферат разослан «31» января 2012 г.

Учёный секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Постоянный рост удельной мощности двигателей приводит к повышению тепловых и механических нагрузок на его детали. Поршень воспринимает существенную часть теплоты, выделяющейся при сгорании топлива, и, следовательно, 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 форсунки, омывает внутреннюю поверхность поршня, получил широкое распространение, что объясняется его эффективностью и конструктивной простотой.

Цель работы: Разработка методики расчёта струйного охлаждения поршней ДВС, позволяющей прогнозировать их температурные поля и определять конструктивные параметры системы охлаждения поршня.

Достижение поставленной цели требует решения следующих **задач**:

1. Разработка математической модели для расчета струйного охлаждения поршня и ее верификация с использованием имеющихся экспериментальных данных;
2. Анализ физических явлений при взаимодействии струи масла с внутренней поверхностью поршня, при его возвратно-поступательном движении;
3. Проведение численного исследования струйного охлаждения реальной конструкции поршня быстроходного двигателя.

Научная новизна:

Разработана методика численного моделирования струйного охлаждения поршней в трехмерной нестационарной постановке с возможностью учета сопряженного теплообмена между охлаждающим маслом и внутренней поверхностью поршня, позволяющая получить температурные поля поршней в широком диапазоне режимов работы двигателя и учесть влияние различных конструктивных параметров.

Достоверность и обоснованность научных положений определяется:

- использованием фундаментальных законов гидро- и термодинамики, теории тепломассообмена, современных аналитических и численных методов математического моделирования;
- применением достоверных экспериментальных данных по исследованию гидродинамики и теплообмена при струйном охлаждении поршня.

Практическая значимость работы состоит в том, что:

- разработанная методика численного моделирования струйного охлаждения позволяет прогнозировать температурные поля поршней произвольной конструкции;
- проведен анализ факторов, влияющих на интенсивность теплообмена, и дана их количественная оценка;

- проведен расчет и определены рациональные конструктивные параметры системы струйного охлаждения поршня быстроходного двигателя, что позволило существенно улучшить теплонапряженное состояние поршня;
- разработанная методика внедрена в производственную практику ООО "Компоненты двигателя" и используется при доводке мотоциклетных двигателей для участия в ледовом спидвее.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы были доложены на:

- Первой и Третьей Всероссийской конференциях молодых ученых и специалистов «БУДУЩЕЕ МАШИНОСТРОЕНИЯ РОССИИ», г. Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, в 2008, 2010 гг.
- Научно-технической конференции 4-е ЛУКАНИНСКИЕ ЧТЕНИЯ, г. Москва, МАДИ, в 2009 г.
- XVII, XVIII Школах-семинарах молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках», в 2009 г.(г.Жуковский, ЦАГИ им. Н.Е.Жуковского, МФТИ), в 2011 г. (г. Звенигород, РГАТА).
- 14-ой международной конференции по теплообмену (IHTC14), США, г. Вашингтон, в 2010 г.
- Пятой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ5), г. Москва, МЭИ, в 2010 г.

Публикации. Основные положения диссертационной работы отражены в 6 печатных работах, из них по Перечню ВАК - 1.

Объем работы: диссертационная работа содержит 161 страниц основного текста, 83 рисунков, 19 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, заключения, приложения и списка литературы, включающего 109 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность проблемы и предложены пути ее решения, среди которых выделено численное моделирование, как наиболее точный и доступный метод исследования локального теплообмена при масляном охлаждении поршней. Приведена общая характеристика работы.

В первой главе проведён анализ работ, посвященных теоретическому и экспериментальному исследованию теплообмена при использовании принудительного масляного охлаждения поршней, выполненных отечественными и зарубежными исследователями, среди которых: Гинцбург Б.Я., Розенблит Г.Б., Петриченко Р.М., Петриченко М.Р., Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Кондратюк В.В., Костин А.К., Лазарев Е.А., Перлов М.Л., Колмаков В.И., Bush J.E., Evans G.A., Griffiths W.J., Hay N., French C.C, Munro R. и ряд других ученых.

В большинстве рассмотренных работ для расчета масляного охлаждения поршней предлагается использовать критериальные зависимости, полученные при анализе экспериментальных данных, что в общем случае может привести к существенным ошибкам, поскольку применение таких зависимостей зачастую

ограничено условиями, при которых они были получены. Аналитический метод расчета струйного охлаждения описан в работах Петриченко Р.М. Позднее при использовании аналогичного подхода в работе Каренькова А.В. была разработана методика расчета параметров теплоотдачи на внутренней поверхности поршня, реализованная в прикладной программе.

Тем не менее, гидродинамика и теплообмен между потоком масла и охлаждаемой поверхностью поршня при струйном охлаждении до сих пор остаётся малоизученным явлением, что вызвано нестационарностью и ярковыраженной локальностью параметров теплообмена, их зависимостью от режимов работы двигателя, конструкции поршня и форсунки.

Также был проведен обзор работ, посвященных методам расчета характеристик теплообмена при набегании струй жидкости на преграды, который показал, что в большинстве случаев аналитическое решение поставленных задач представляет значительные трудности, например, при учете кривизны поверхности и при взаимодействии струи с поверхностью, перемещающейся вдоль оси струи. Поэтому, многие авторы обращаются либо к экспериментальным исследованиям, либо к численным методам решения.

На основе проведенного анализа работ была поставлена цель диссертационной работы и сформулированы задачи, решение которых необходимо для ее достижения.

Вторая глава посвящена описанию математической модели, используемой для численного моделирования гидродинамики и теплообмена при взаимодействии струи масла с внутренней поверхностью поршня.

Свободная незатопленная струя масла, истекая из сопла, сохраняет цилиндрическую форму и без существенных нарушений сплошности достигает внутреннюю поверхность поршня, а после торможения и поворота потока обтекает её пленкой малой толщины. При этом имеет место двухфазная система с расслоенным газожидкостным потоком или течение жидкости со свободной поверхностью, где жидкая фаза – масло, а газовая фаза – воздух.

Система уравнений математической модели включает в себя законы сохранения массы, импульса и энергии и замыкается уравнениями модели турбулентности.

Принимая поле скоростей $U(x,y,z,t)$ общим для обеих фаз, уравнение неразрывности можно записать:

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \rho_\alpha U) = 0, \qquad (1)$$

где r_α и ρ_α - соответственно объемная фракция и плотность фазы для $\alpha = 1;2$.

Допущение об общем поле скоростей часто используется при решении задач гидродинамики течения жидкости со свободной поверхностью. Это объясняется тем, что при рассматриваемых режимах течения фазы можно считать несмешиваемыми и, соответственно, передача импульса от одной фазы к другой не происходит.

Таким образом, уравнение сохранения импульса рассматривается как однофазное при отсутствии межфазового переноса с плотностью и вязкостью, определяемыми для смеси:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U)+\nabla\cdot\left(\rho U\otimes U-\mu\left(\nabla U+(\nabla U)^T\right)\right)=S_M-\nabla p, \qquad (2)$$

где $\rho=\sum_{\alpha=1}^{N_P} r_\alpha\rho_\alpha$; $\mu=\sum_{\alpha=1}^{N_P} r_\alpha\mu_\alpha$; S_M - источниковый член; p - давление.

При моделировании теплообмена рассматривается общее температурное поле $T(x,y,z,t)$, тогда как внутренняя энергия e_α участвует в переносе тепла и различна для каждой фазы. Количество теплоты Q_α, передаваемое от одной фазы к другой, в ходе решения уравнений подбирается таким образом, чтобы уравнять фазовые температуры. Уравнение сохранения тепловой энергии записывается следующим образом:

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

где λ_α - фазовая теплопроводность; τ_α - касательное напряжение.

Уравнение сохранения объема налагает условие на сумму объемных фракций фаз, которая для каждой расчетной ячейки должна равняться единице:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_P} r_\alpha=1 \qquad (4)$$

Система уравнений (1) - (4) дополняется уравнениями модели турбулентности.

Турбулентность значительно влияет на характеристики теплообмена при струйном охлаждении, поэтому для решения данной задачи выбрана модель турбулентности Ментера (Shear Stress Transport - SST), которая, согласно имеющимся литературным данным, описывает рассматриваемые явления с достаточной точностью.

Уравнения модели турбулентности:

$$\begin{aligned}&\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U k)=\tilde{P}_k-\beta^*\rho\omega U k+\nabla\cdot(\Gamma_k\nabla k)\\&\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U\omega)=\frac{\gamma}{\nu_t}P_k-\beta\rho\omega^2+\nabla\cdot\left(\Gamma_\omega\nabla\omega\right)+\left(1-F_1\right)2\rho\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\nabla k\nabla\omega,\end{aligned} \qquad (5)$$

где $\Gamma_k=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}$, $\tilde{P}_k=\min\left(P_k;c_1\varepsilon\right)$; $\Gamma_\omega=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$.

Модель турбулентности Ментера сочетает в себе преимущества моделей $k-\varepsilon$ и $k-\omega$, переключение между которыми осуществляется при помощи стыковой функции F_1. Эта функция равна нулю в пристеночной области, что включает $k-\omega$ модель Уилкокса, а в остальном потоке F_1=0 и для свободного сдвигового течения активируется модель $k-\varepsilon$. Такой подход позволяет использовать преимущества модели $k-\omega$ в пристеночной области и избежать

возможных погрешностей, которые связаны с чувствительностью этой модели при расчете свободных потоков.

Сложность расчета данного класса течений состоит в том, что в общем случае форма и положение границы раздела фаз, а также ее изменение во времени не известны заранее, а определяются в процессе решения конкретной задачи. В соответствии с проведенным обзором методов решения подобных задач, одним из наиболее точных подходов для определения границы раздела фаз является разностная схема высокого порядка, реализованная в программном комплексе ANSYS CFX, который используется в данной работе при проведении численных исследований.

Система уравнений (1) - (6) решается при помощи метода контрольных объемов, в результате чего находится распределение граничных условий (ГУ) теплообмена по охлаждаемым поверхностям поршня. Для определения температурное поле поршня решается уравнение теплопроводности (6) при использовании полученных ГУ.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) \qquad (6)$$

Для уточнения температурного поля поршня рассматривается сопряженная задача теплообмена между масляной пленкой и внутренней поверхностью поршня, для чего совместно решается система уравнений (1) - (6), причем условием связи уравнений (3) и (6) является равенство температур и тепловых потоков на поверхностях раздела сред.

Третья глава посвящена верификации математической модели.

Для отладки параметров расчетной модели рассмотрены тестовые задачи:

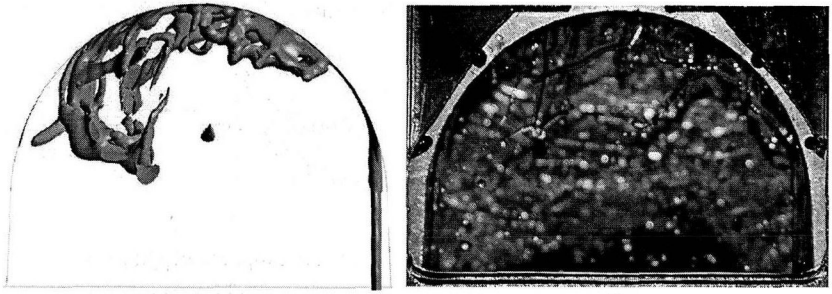
- задача о взаимодействии струи с преградой, расположенной нормально к оси струи, для которой имеется аналитическое решение;
- моделирование торможения потока масла, впрыскиваемого форсункой под острым углом в открытый канал и сравнение результатов с экспериментальными данными.

Верификация математической модели, описывающей гидродинамику и теплообмен при струйном охлаждении поршня, осуществлялась на основе имеющихся экспериментальных данных, полученных на кафедре "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н.Э.Баумана. Данные исследования проводились на модельной установке с прозрачными стенками для скоростной фотосъемки гидродинамики взаимодействия струи масла с перемещающейся поверхностью поршня. Также при помощи термопар были измерены температуры в восьми точках модельного элемента, имитировавшего поршень.

Численное моделирование выполнялось для определенных режимов течения масла по внутренней поверхности поршня, определяемых соотношением частоты вращения коленчатого вала n и величиной расхода масла G через форсунку, которые соответствуют условиям эксперимента.

Из рис. 1 видно, что гидродинамическая картина течения, полученная при численном моделировании, качественно соответствует экспериментальной, полученной при помощи скоростной фотосъемки. Подобные сравнительные

оценки выполнены для нескольких положений коленчатого вала и значений расхода масла.



а) б)

Рис. 1. Гидродинамическая картина течения при УПКВ 180°, расходе масла 54 л/ч и частоте вращения КВ 1000 об/мин: (а) – численное моделирование, (б) – экспериментальный снимок

При анализе результатов нестационарного расчета гидродинамики сделаны следующие наблюдения: при движении поршня от ВМТ к НМТ - от 0° до 160° угла поворота коленчатого вала (УПКВ), вследствие увеличения относительной скорости струи, нарастающий фронт потока масла обтекает внутреннюю поверхность поршня. Далее от 160° до 180° УПКВ заторможенная часть потока, исчерпав запас кинетической энергии, срывается с поверхности под действием силы тяжести. Затем при движении поршня от НМТ к ВМТ относительная скорость струи уменьшается, и под действием сил инерции, вплоть до 270° УПКВ происходит отрыв некоторой части масляной пленки. На охлаждаемой поверхности масло остается только вблизи точки торможения струи. При повороте коленчатого вала от 270° до 360° поршень замедляется, и масло распространяется по поверхности.

Описанная картина течения может меняться в сторону увеличения или уменьшения объема и скорости течения масла по поверхности поршня, в зависимости от соотношения частоты вращения коленчатого вала и расхода масла через форсунку, т.е. наибольшее влияние на характер течения масляной пленки по охлаждаемой поверхности оказывает относительная скорость струи: $v_{отн}(\varphi) = v_n(\varphi)+v_0$, где $v_n(\varphi)$ - скорость поршня, v_0 – средняя скорость струи на срезе сопла.

На рис. 2 представлены графики изменения $v_{отн}(\varphi)$ для различных частот вращения коленчатого вала при фиксированном расходе масла через форсунку, обеспечивающем $v_0 = 8{,}3$ м/с.

Если $v_{отн}(\varphi) > 0$, то в течение всего оборота коленчатого вала происходит непрерывное охлаждение поршня маслом. Величина коэффициента теплоотдачи и закон ее изменения зависит от величины и закона изменения относительной скорости струи.

В некоторой степени на значение коэффициента теплоотдачи влияют геометрические параметры: длина и кривизна внутренней поверхности поршня, что сказывается на характеристиках торможения потока масла. Если $v_{отн}(\varphi)<0$ поршень некоторое время не охлаждается при движении от НМТ к ВМТ. Оценку продолжительности отсутствия охлаждения поршня можно произвести при помощи графика перемещения поршня и отложенной на нем прямой, соответствующей расстоянию, пройденному струей, как показано на рис. 3.

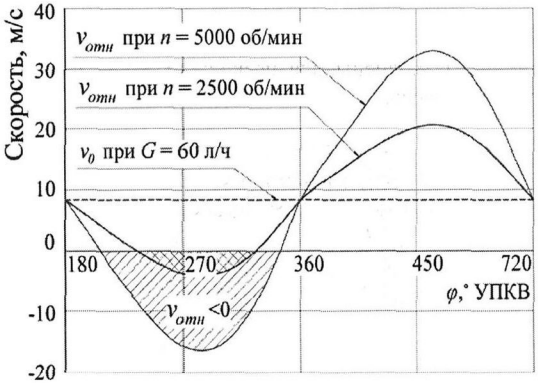


Рис. 2. Относительная скорость струи в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

Струя не взаимодействует с поршнем от точки a_1 до точки b_1 в случае $n = 5000$ об/мин и от точки a_2 до точки b_2 в случае $n = 2500$ об/мин. В данный промежуток времени на поверхности поршня находится некоторое количество масла, удерживаемое силами поверхностного натяжения.

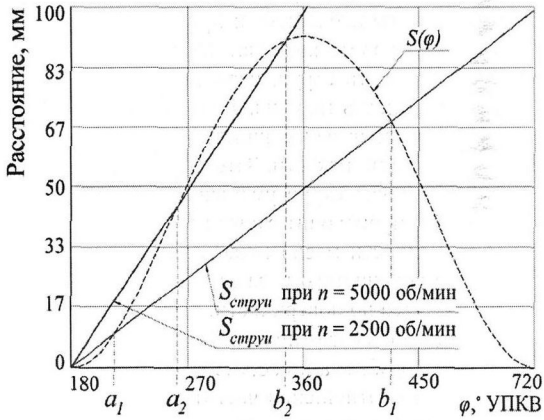


Рис. 3. График для определения интервала времени, в течение которого отсутствует охлаждение зависимости от частоты вращения коленчатого вала

В тоже время при движении поршня от ВМТ к НМТ максимальное значение коэффициента теплоотдачи увеличивается пропорционально увеличению относительной скорости струи (рис. 4).

Таким образом, усредненное по охлаждаемой поверхности значение коэффициента теплоотдачи увеличивается до тех пор, пока эффект от локальной интенсификации в области торможения струи преобладает над снижением теплоотвода, из-за отрыва масляной пленки.

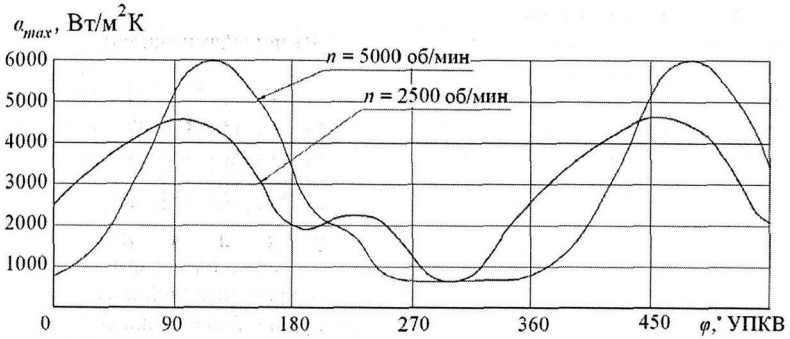


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала

В результате моделирования теплообмена при струйном охлаждении получены граничные условия по охлаждаемой поверхности поршня. Характерное распределение коэффициента теплоотдачи, усредненного за один оборот коленчатого вала, показано на рис. 5.

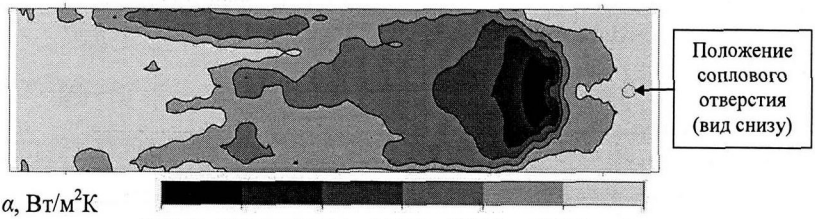


Рис. 5. Распределение по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи, усредненного за один оборот коленчатого вала при n = 500 об/мин, G = 95 л/ч

Количественное сравнение результатов, полученных при моделировании температурных полей поршня, с экспериментальными данными производилось для двух модельных элементов с различной формой внутренней поверхности, один из которых представлен на рис. 6, на пятнадцати режимах, например, для n = 500 об/мин, G = 95 л/ч такое сопоставление представлено на рис. 7.

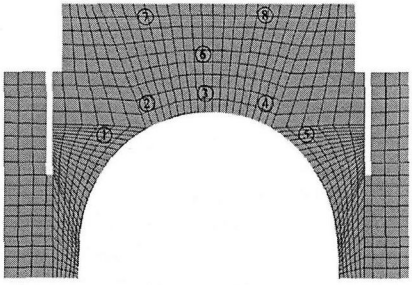


Рис. 6. Модельный элемент

Погрешность расчетов относительно эксперимента не превысила 19%.

Рис. 7. Сравнение рассчитанной и измеренной температуры при n = 500 об/мин; G = 95 л/ч

Решение задачи теплообмена между поршнем и охлаждающим маслом в сопряженной постановке позволило повысить точность определения температур. Величина полученной поправки для рассмотренных задач составила от 2 до 8%.

Таким образом, было получено удовлетворительное совпадение результатов расчетов с экспериментальными данными, что позволило сделать вывод о возможности применения разработанной методики для численного моделирования струйного охлаждения поршней произвольной конструкции.

В четвёртой главе исследуются возможности интенсификации масляного охлаждения поршня высокофорсированного двигателя JAWA DT-500 (табл. 1), используемого для участия в соревнованиях по спидвею на трассах с ледяным покрытием.

Таблица 1.

Параметры двигателя

Число цилиндров	1	Максимальная мощность, л.с.	~ 60
Тактность	4	Охлаждение двигателя	Воздушное
Диаметр цилиндра D, мм	85	Количество клапанов	2
Ход поршня S, мм	87	Степень сжатия	16
Максимальная частота вращения коленчатого вала n_{max}, об/мин	9500	Топливо	Метанол

Опыт эксплуатации рассматриваемого двигателя показывает, что ресурс неохлаждаемых поршней не превышает 1 ч в условиях гоночного ездового цикла (рис. 8), что объясняется высокой степенью форсирования двигателя и отсутствия принудительного масляного охлаждения. Существующий уровень теплонапряженности поршня вызывает необратимые изменения формы поршня, что может привести к заклиниванию и выходу из строя. Снижение температур поршня и увеличение его ресурса достигается путем введения струйного охлаждения.

Разработка системы струйного охлаждения, обеспечивающей наилучшую эффективность охлаждения, требует подбора рациональных конструктивных

параметров. Для этого необходимо выполнить ряд расчетов гидродинамики и теплообмена при взаимодействии струи масла с внутренней поверхностью поршня с целью определения граничных условий на охлаждаемых поверхностях, получить ГУ по камере сгорания и боковым поверхностям поршня, что позволит оценить тепловое состояние поршня.

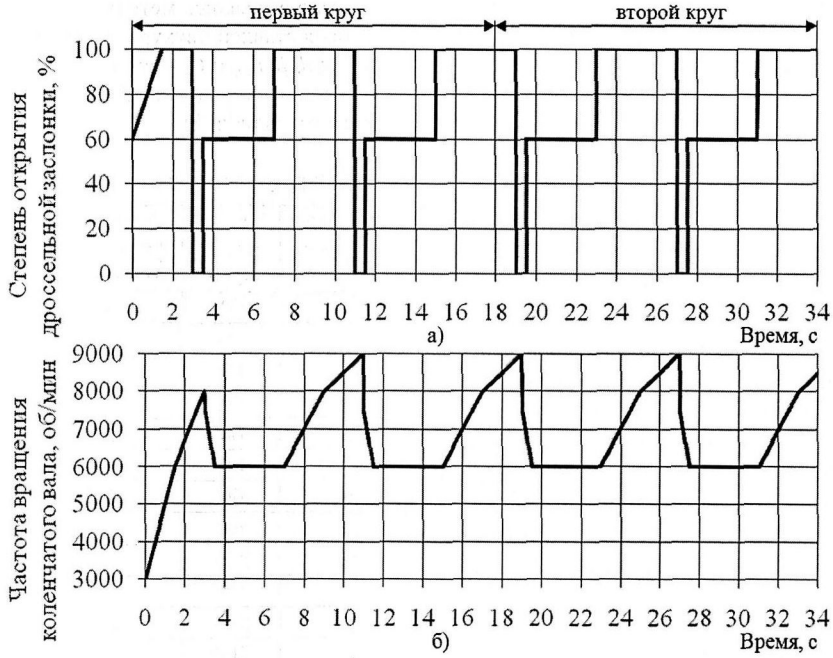


Рис. 8. Ездовой цикл за первые два круга заезда: а) степень открытия дроссельной заслонки; б) частота вращения коленчатого вала

Эффективность струйного охлаждения поршня определяется, прежде всего, массой и скоростью подачи масла, а также площадью поверхности поршня, обтекаемой маслом, т.е. в качестве мер интенсификации охлаждения рассматривается увеличение расхода масла через форсунку, уменьшение диаметра соплового отверстия, использование двух форсунок и варьирование углом их наклона относительно вертикальной оси поршня.

Таким образом, задача сводится к подбору комбинации следующих параметров: диаметра форсунки d, угла наклона форсунки β, количества форсунок n_{inj} и расхода масла G. Моделирование гидродинамики струй проводилось на режиме, соответствующем наибольшим тепловым нагрузкам на поршень, т.е. при полностью открытой дроссельной заслонке и частоте вращения коленчатого вала $n = 9000$ об\мин (см. рис. 8).

Определение граничных условий на огневом днище и боковых поверхностях поршня осуществлялось на основе результатов расчетов соответственно в программах Diesel-RK и ICE, разработанных на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Для уменьшения количества расчетов и их систематизации при подборе комбинации параметров системы охлаждения использовались методы планирования эксперимента. Для первой серии расчетов составлен двухуровневый полный факторный план (2k) для четырех факторов: d, β, n_{inj} и G, при этом зависимой переменной являлся коэффициент теплоотдачи, усредненный по охлаждаемой поверхности за один оборот коленчатого вала (табл. 2).

Таблица 2

Планы численного эксперимента 2k/3k и результаты расчетов

№ расчета (план)	Диаметр сопла d, мм	Угол наклона форсунки β, °	Количество форсунок n_{inj}	Расход масла G, л/ч	Средний коэффициент теплоотдачи, Вт/м^{2}К
1 (2k)	1	7	1	60	522,4
2 (2k)	2	7	1	60	386,4
3 (2k)	1	12	1	60	498,2
4 (2k)	2	12	1	60	460,1
5 (2k/3k)	1	7	2	60	507,9
6 (2k/3k)	2	7	2	60	321,6
7 (2k)	1	12	2	60	551,1
8 (2k)	2	12	2	60	290,2
9 (2k)	1	7	1	200	1454,4
10 (2k)	2	7	1	200	1104
11 (2k)	1	12	1	200	1352,8
12 (2k)	2	12	1	200	990,2
13 (2k/3k)	1	7	2	200	1591,1
14 (2k/3k)	2	7	2	200	1291,3
15 (2k)	1	12	2	200	1503,7
16 (2k)	2	12	2	200	1339,7
17 (3k)	1	7	2	130	1106,5
18 (3k)	1,5	7	2	60	393,1
19 (3k)	1,5	7	2	130	997,9
20 (3k)	1,5	7	2	200	1378,4
21 (3k)	2	7	2	130	820,8

Анализ результатов расчетов показал, что наиболее значимыми факторами, в порядке снижения значимости, являются: расход масла, диаметр сопла, а также пара факторов n_{inj}; G, в связи с чем, далее рассматривались только факторы G и d, а остальные приняты равными: $\beta = 7°$, $n_{inj} = 2$.

Для уточненного исследования влияния факторов на зависимую переменную проведены дополнительные расчеты, соответствующие трехуровневому полному факторному плану (3k), который позволяет получить квадратичную регрессионную зависимость функции отклика от факторов.

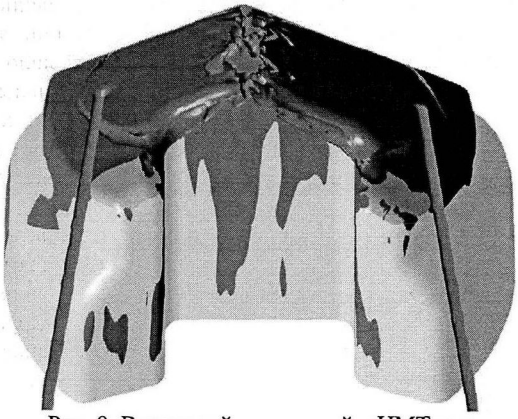


Рис. 9. Взаимодействие струй в НМТ при $n = 9000$ об/мин

Результаты проведенных расчетов показали, что коэффициент теплоотдачи линейно растет при уменьшении диаметра соплового отверстия и увеличении расхода масла. Поэтому приняты предельные значения $d = 1$ мм, $G = 200$ л/ч, ограниченные производительностью масляного насоса. Предполагается использование раздельной системы струйного охлаждения с масляным насосом, имеющим электропривод, который позволяет обеспечить суммарный расход через масляные форсунки 200 л/ч при выбранном диаметре сопловых отверстий.

На рис. 9 показана гидродинамическая картина течения при взаимодействии двух струй масла с охлаждаемой поверхностью поршня и между собой при положении поршня в НМТ. В области столкновения потоков, порождаемых струями, происходит турбулизация течения, что способствует интенсификации теплообмена. Соответствующее этому случаю локальное распределение коэффициента теплоотдачи, усредненное за оборот коленчатого вала, представлено на рис. 10.

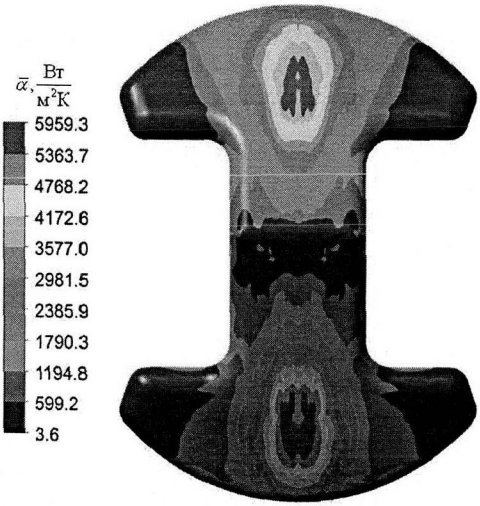


Рис. 10. Локальное распределение коэффициента теплоотдачи по внутренней поверхности поршня при $n = 9000$ об/мин

Расчет температурного поля поршня выполнялся в

нестационарной постановке за время прогрева двигателя на режиме холостого хода и четырех кругов заезда. Для такого расчета необходимо доопределить ГУ на поверхностях поршня для рабочих режимов в соответствии с ездовым циклом. Граничные условия теплообмена на внутренней поверхности поршня, помимо полученных ранее для $n = 9000$ об/мин, также рассчитывались при $n = 3000$ об/мин и $n = 6000$ об/мин, что позволило выяснить влияние частоты вращения на эффективность охлаждения. Локальные распределения коэффициента теплоотдачи на этих режимах носят схожий характер и усредненные значения α равны соответственно 1584 Вт/м^{2}К, 1581 Вт/м^{2}К и 1591 Вт/м^{2}К. Это можно объяснить следующим образом (рис. 11): с увеличением частоты вращения коленчатого вала при движении поршня от ВМТ к НМТ интенсивность теплоотдачи практически линейно возрастает, вследствие увеличения относительной скорости струи, а при движении поршня от НМТ к ВМТ увеличивается объем масла, оторвавшийся от поверхности поршня, уменьшая тем самым теплоотвод. Эти факторы частично компенсируют друг друга, что в данном случае приводит к практически неизменной эффективности охлаждения на рассмотренных режимах работы двигателя при G = const.

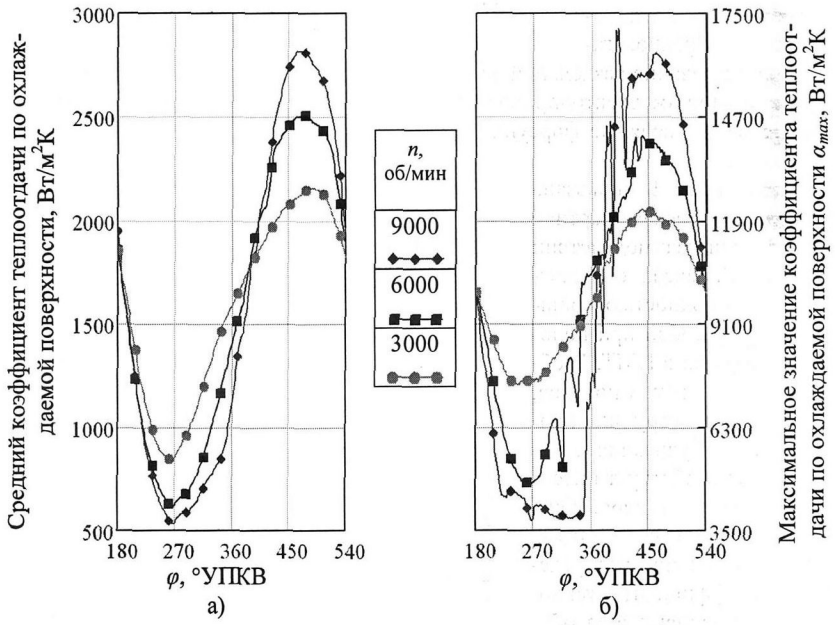
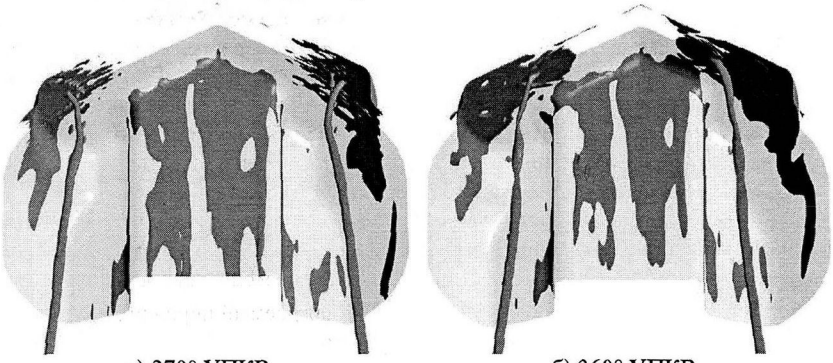


Рис. 11. Зависимость коэффициента теплоотдачи от частоты вращения коленчатого вала: а) среднее значение; б) максимальное значение

При анализе нестационарной гидродинамической картины течения, полученной за оборот коленчатого вала, было отмечено, что для 6000 об/мин и

9000 об/мин от 270° УПКВ до 360° УПКВ непосредственно перед контактом с поршнем наблюдается искажение струй (рис. 12), что может быть вызвано воздействием на них потока картерных газов, увлекаемых поршнем при движении к ВМТ. Цилиндрическая форма струй восстанавливается к 370° УПКВ.



а) 270° УПКВ б) 360° УПКВ

Рис. 12. Гидродинамическая картина течения масла по внутренней поверхности поршня при $n = 9000$ об/мин: а) 270° УПКВ; б) 360° УПКВ

Искажение струй провоцирует пульсацию потока масла в области торможения от 315° УПКВ до 420° УПКВ, что объясняет соответствующий характер изменения α_{max} (см. рис. 11, б), причем с увеличением частоты вращения данный эффект усиливается, повышая интенсивность теплоотдачи.

Для анализа результатов нестационарного расчета температурного поля поршня рассматривались максимальные значения температуры на поверхности огневого днища поршня $T_{о.д.}$ и в зоне первой канавки под поршневое кольцо $T_{п.к.}$ (рис. 13).

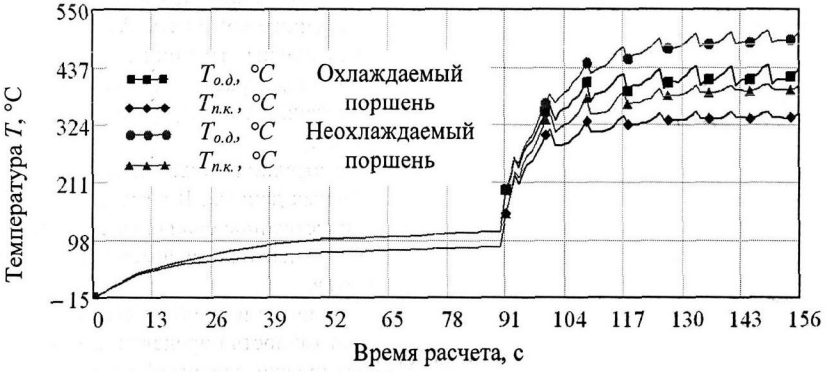
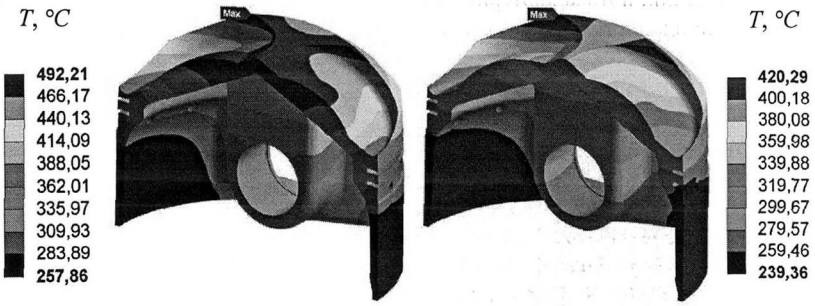


Рис. 13. Изменение температур в поршне в течение расчета

Температурные поля охлаждаемого и неохлаждаемого поршня показаны на рис. 14.



а) б)

Рис. 14. Температурное поле поршня: а) неохлаждаемый поршень; б) охлаждаемый поршень

Результаты проведенного численного эксперимента показывали, что применение разработанной системы струйного охлаждения позволило снизить максимальную температуру поршня на 73,7°С, а температуру в зоне первой канавки на 50,4°С. Таким образом, следует ожидать повышение ресурса поршня, также появляется возможность увеличения степени форсирования двигателя при неизменном ресурсе, что, тем не менее, требует экспериментальной проверки.

Основные выводы

1. Разработана методика численного моделирования струйного охлаждения поршней, реализованная на основе программного комплекса ANSYS CFX, которая позволяет получать нестационарные локальные граничные условия со стороны охлаждающего масла и прогнозировать температурные поля поршней произвольной конструкции на различных нагрузочных и скоростных режимах двигателя, в том числе и на переходных режимах.

2. Верификация математической модели струйного охлаждения поршня произведена с использованием экспериментальных данных. В результате получено удовлетворительное качественное и количественное совпадение результатов. Погрешность расчетов относительно эксперимента не превысила 19%, что является приемлемым для практических расчетов.

3. Решение задачи теплообмена между поршнем и охлаждающим маслом в сопряженной постановке позволяет повысить точность определения температур в критических зонах поршня. Величина поправки, вносимой при решении сопряженной задачи, зависит от соотношения расхода масла через форсунку и скорости движения поршня и для рассмотренных задач составила от 2 до 8%.

4. Проведен детальный анализ гидродинамики взаимодействия струи масла с внутренней поверхностью поршня и выявлены основные факторы, влияющие на интенсивность теплообмена. Полученные результаты показали, что увеличение расхода масла в 2 раза приводит к увеличению среднего по охлаждаемой поверхности коэффициента теплоотдачи в 2-2,5 раза, а уменьшение диаметра сопла в 2 раза увеличивает коэффициент теплоотдачи на 15-40%. Охлаждение поршня двумя форсунками для рассмотренных задач целесообразно при расходе более 90 л/ч.

5. При помощи предложенной методики проведена интенсификация охлаждения поршня высокофорсированного двигателя JAWA DT-500, для чего разработана система струйного охлаждения, получена количественная оценка влияния различных параметров на эффективность охлаждения и выбран рациональный вариант сочетания параметров. Результаты проведенного численного эксперимента показывали, что струйное охлаждение позволило снизить максимальную температуру поршня на 73,7°С, а температуру в зоне первой канавки на 50,4°С.

Основные положения диссертации отражены в 6 работах:

1. Мягков Л.Л., Михайлов Ю.В. Моделирование гидродинамики струи масла при взаимодействии с охлаждаемой поверхностью поршня // Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе: Тезисы докладов международной научно-технической конференции 4-ые Луканинские чтения. – М., 2009. – С. 110-112.
2. Мягков Л.Л., Михайлов Ю.В. Численное моделирование взаимодействия струи охлаждающего масла с поверхностью поршня // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических установках: Труды XVII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – М., 2009. – С. 394-398.
3. Mikhaylov Yu.V., Myagkov L.L., Malastowski N.S. Numerical Simulation of impinging Jet Cooling // Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference.- Washington, 2010. – 10 p.
4. Михайлов Ю.В., Мягков Л.Л. Численное моделирование струйного охлаждения поршней ДВС // Сб. науч. тр. Пятой Российской национальной конференции по теплообмену (РНКТ-5), Т.2.- М., 2010. – С. 184-188.
5. Мягков Л.Л., Михайлов Ю.В. Применение компьютерного моделирования для расчета характеристик теплообмена при струйном охлаждении поршней // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в аэрокосмических установках: Труды XVIII Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. – М., 2011. – С. 379-380.
6. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Михайлов Ю.В. Численное исследование струйного охлаждения поршней ДВС // Двигателестроение. — 2011. — № 2. — С. 12–16.

Подписано в печать: 30.01.12
Объем: 1,5 усл.п.л. Тираж: 100 экз. Заказ № 297
Отпечатано в типографии «Реглет»
105005, г. Москва, ул. Бауманская д.33
(495) 979-96-99; www.reglet.ru