

## РАСЧЕТ ИНТЕНСИВНОСТИ МАСЛЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕЙ ДВС

*Д-р техн. наук Н.Д. ЧАЙНОВ, доц. Л.Л. МЯГКОВ, асп. А.В. КАРЕНЬКОВ*

*В представленной работе приводятся результаты исследования теплообмена на внутренних поверхностях поршня при струйном масляном охлаждении. Полученные зависимости используются для расчёта локальных коэффициентов теплоотдачи по внутренним поверхностям поршня.*

*This article represents the results of heat exchange tests on internal surfaces of the piston using jet oil cooling. Derived dependences are used for evaluation a local coefficient of heat dissipation on internal surfaces of the piston.*

Создание поршневых двигателей внутреннего сгорания, отвечающих современным требованиям по токсичности отработавших газов, топливной экономичности и сроку безотказной работы, связано с форсированием ДВС по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала, что приводит к интенсификации всех процессов, происходящих в цилиндре, в том числе процесса теплоотдачи от горячих газов к стенкам камеры сгорания. Одним из основных ограничений степени возможного форсирования является тепловая напряженность деталей, образующих камеру сгорания и определяющих надежность и долговечность двигателя.

Важной задачей на этапе создания новых и модернизации существующих двигателей внутреннего сгорания является достоверное прогнозирование температурных полей поршней. К настоящему времени основным расчетным методом, дающим возможность с достаточной точностью определять тепловое и напряженно-деформированное состояние деталей двигателя, стал метод конечных элементов [12]. Уровень существующих программных пакетов обеспечивает высокую точность получаемых результатов. Решающую роль в оценке теплового состояния играет достоверность определения граничных условий теплообмена. Достижение оптимального температурного режима деталей камеры сгорания при современном уровне форсирования ДВС часто требует интенсификации теплоотдачи в охлаждающую среду [11]. Применительно к поршням речь идет о принудительном масляном охлаждении.

Современные методы оценки и снижения тепловой напряженности поршней с помощью математического моделирования являются наиболее эффективным инструментом на стадии проектирования двигателей. Однако для успешного применения математических моделей необходимы адекватные методики определения граничных условий теплообмена по поверхностям рассчитываемых деталей [1, 3—8, 14—16]. Определение параметров теплоотдачи со стороны поверхностей охлаждения представляет сложную задачу, которая решается для каждого двигателя индивидуально, исходя из конструктивных особенностей поршня, быстроходности двигателя и его степени форсирования.

Для описания течения потока охлаждающего масла вдоль внутренней поверхности поршня используется формулировка струйной (одномерной) схемы течения в слое вязкой жидкости. На ускоренно перемещающейся поверхности скоростное поле в потоке масла представляет сумму некоторого начального течения, задаваемого соплом, и пери-

одических знакопеременных течений, определенных переносной скоростью. Гидродинамическая задача решается не по традиционной схеме вязкого течения в пограничном слое пленки, а в гидравлической постановке. Эта постановка не дает представления о распределении полей скоростей и температуры в слое охлаждающего масла, но отвечает на вопрос о возможности течения в данном поле переносной скорости.

На рис. 1 представлена схема течения охлаждающего масла по внутренней поверхности поршня, расположенной между бобышками.

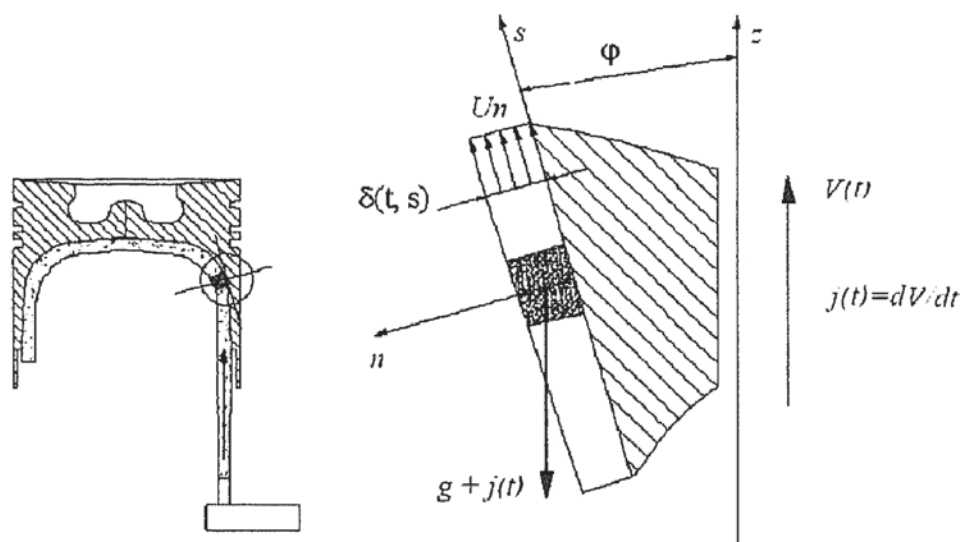


Рис. 1. Расчетная схема одномерного течения пленки масла

Система уравнений движения и неразрывности имеет вид

$$\frac{DU}{Dt} = -ig - ij - \nu \frac{\partial^2 U_n}{\partial n^2},$$

$$\frac{\partial q}{\partial s} + \frac{\partial \delta}{\partial t} = 0.$$

Здесь  $\frac{DU}{Dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial s}$  — субстанциальная производная скорости в относительном движении;  $j$  — ускорение поршня в возвратно-поступательном движении;  $\nu$  — вязкость масла;  $U$  — средняя скорость жидкости в пленке в относительном движении;  $i = \sin \angle(s, x)$  — уклон поверхности поршня;  $s$  — координата вдоль охлаждаемой поверхности;  $x$  — горизонтальная координата;  $\nu \frac{\partial^2 U_n}{\partial n^2}$  — составляющая трения;  $\delta = \delta(t, s)$  — толщина пленки;  $q = U\delta$  — расход охлаждающей жидкости, отнесенный к единице ширины канала.

Для вертикальной поверхности охлаждения  $i = 1$  знаки переносного ускорения и ускорения силы тяжести противоположны. За положительное принято направление ускорения от НМТ к ВМТ. Знаки минус в правой части уравнения движения означают, что пленка движется снизу вверх, преодолевая силу тяжести, инерцию, трение.

Линеаризованный аналог уравнения движения

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -gi - j(t)i - v \frac{\partial^2 U_n}{\partial n^2}.$$

Для решения уравнения движения ускорение пленки масла находим из уравнения баланса механической энергии (отнесенной к единице массы жидкости) для двух контрольных сечений канала

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -g \frac{h_{\text{тр}} + h}{s} = f(U, s),$$

где  $h$  — величина изменения пьезометрического напора. Для расчета потери напора вследствие гидравлического трения  $h_{\text{тр}}$  используется зависимость

$$h_{\text{тр}} = A_{\text{тр}} \lambda_{\text{тр}} \frac{lU^2}{D_r 2g},$$

здесь  $D_r$  — гидравлический диаметр сечения;  $\lambda_{\text{тр}}$  — коэффициент сопротивления трения;  $A_{\text{тр}}$  — поправочный коэффициент;  $l$  — расстояние между рассматриваемыми сечениями.

Выражение толщины масляного слоя на охлаждаемой поверхности имеет вид

$$\delta(t, s) = \sqrt[3]{\frac{3vq}{-f(U, s) - gi - ji}}.$$

Количество теплоты, передаваемого от охлаждаемого поршня к жидкости определяется для каждого отдельного участка поверхности через коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , который находится из выражения, основанного на зависимости для продольного обтекания пластины при больших числах Прандтля [13]:

$$\alpha(s) = C_n 0,339 \frac{\lambda}{\delta(s)} \text{Pr}^{1/3},$$

$C_n$  — константа критериального уравнения, полученная расчетно-экспериментальным путем.

Для экспериментального исследования масляного охлаждения создана модельная установка, имитирующая теплоотвод от поршня. Схема установки представлена на рис. 2.

Элемент 3 имитирует поршень в процессе подвода теплоты по поверхности огневого днища и отвода теплоты с внутренней поверхности. Внутренняя поверхность представляет собой открытый канал для движения потока охлаждающего масла, повторяющего движение масла вдоль поверхности поршня, расположенной между бобышками. Подвод теплоты производится от пламени при горении пропан-бутана (газовая горелка) 5 к огневому днищу исследуемого элемента. Подача охлаждающего масла осуществляется из неподвижной форсунки, расположенной в корпусе установки. Электродвигатель 2 приводит в движение кривошипно-шатунный механизм 1, который в свою очередь задает возвратно-поступательное движение элементу 3, повторяющее движение поршня в работающем двигателе.

Для оценки количества отведенной теплоты, установлены датчики температуры масла б в магистрали вблизи форсунки и на выходе с поверхности охлаждения. Датчик 7, фиксирующий температуру среды, находящейся непосредственно под охлаждаемой поверхностью, позволяет оценить теплообмен от неомываемых поверхностей элемента 3, а также теплообмен от масла к воздуху. Для получения детального представления о рас-

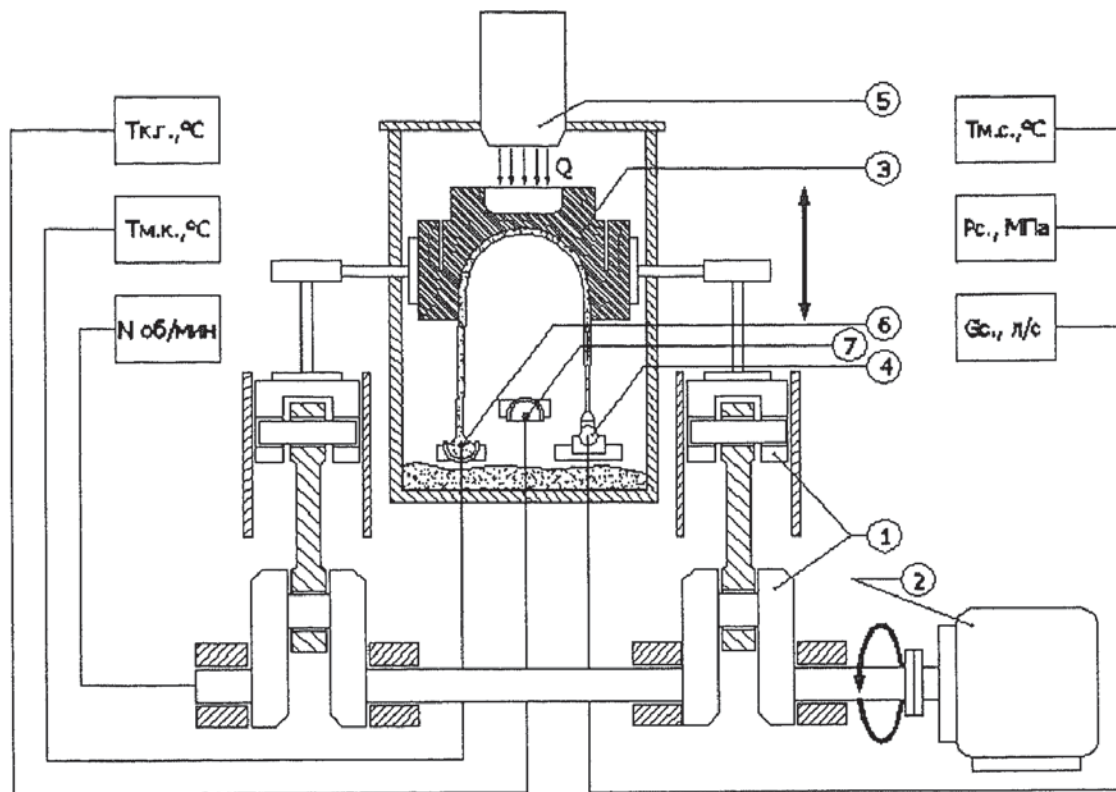


Рис. 2. Схема экспериментальной установки

пределении температуры внутри элемента, в его корпус в характерных точках установлены датчики температуры.

Для наблюдения за поведением потока масла на охлаждаемой поверхности, совершающей возвратно-поступательное движение, в работе применялся стробоскоп. Для фиксирования картины взаимодействия масла и поверхности применялась скоростная фотосъемка. Полученные фотоснимки не позволяют произвести измерение толщины пленки, однако дают представление об отрывном или безотрывном течении масла.

Для уточнения влияния характеристик масла и геометрии канала на процесс торможения струи проводилось исследование торможения потока масла в канале прямоугольного сечения. Расчетная схема одномерного течения представлена на рис. 3.

Основная идея расчета параметров торможения заключается в том, что средняя скорость потока по сечению  $U$  принимается прямо пропорциональной толщине потока. Было изучено движение пленки масла вдоль прямоугольных каналов шириной 10 мм, 20 мм и 30 мм.

Уравнение движения потока масла вдоль канала имеет вид

$$\frac{U_k^2}{2g} = \frac{U_0^2}{2g} - h - h_{тр},$$

где  $U_0 = \frac{q}{\pi \frac{d_0^2}{4}}$  скорость потока масла при попадании на поверхность.

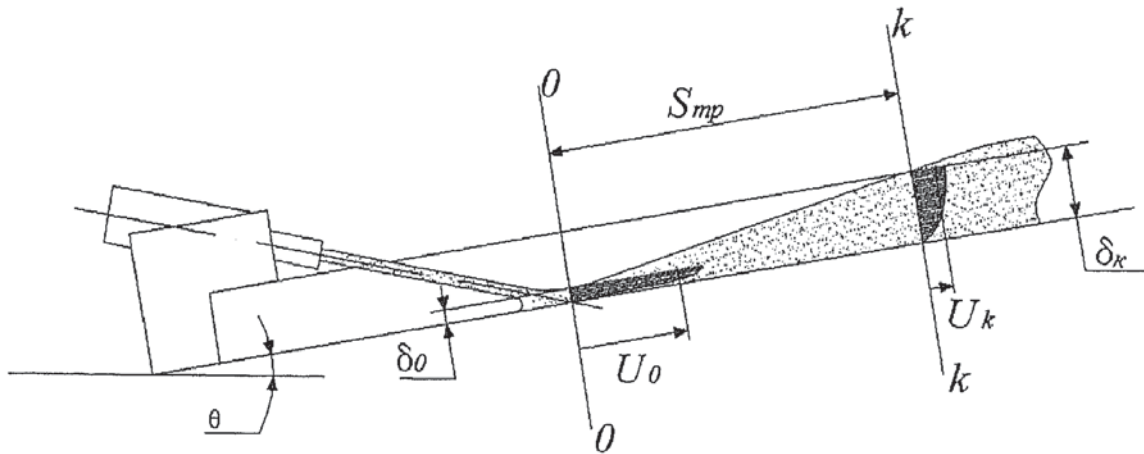


Рис. 3. Расчетная схема процесса торможения потока

Толщина пленки масла в сечении 0—0:  $\delta_0 = \frac{G}{U_0 b}$ . В сечении k—k толщина потока  $\delta_k$  достигает значения высоты канала. Здесь скорость потока в сечении вычисляется как  $U_k = \frac{G}{\delta_k b}$ , где  $G$  — объемный расход масла.

Уравнение движения будет

$$\frac{U_0^2}{2g} = \frac{U_k^2}{2g} + S_{\text{тр}} \sin \theta + A_{\text{тр}} \frac{8S_{\text{тр}} \bar{U} \bar{\delta}}{\delta^2 g},$$

где  $\bar{U} = \frac{1}{2}(U_0 + U_k)$  и  $\bar{\delta} = \frac{1}{2}(\delta_0 + \delta_k)$  — осредненные значения скорости и толщины потока на участке  $S_{\text{тр}}$ . В каждом отдельном эксперименте решением обратной задачи было оценено значение  $A_{\text{тр}}$ .

Проведенный анализ результатов скоростной фотосъемки процесса взаимодействия струи масла с поверхностью движущейся детали позволил получить представление о характере течения. Представленные результаты свидетельствуют о срыве пленки вблизи НМТ, как следствие больших ускорений. На рис. 4. представлены изображения течений масла при различных углах поворота коленчатого вала (УПКВ). При расходе масла 53 л/ч наблюдается безотрывное течение масла от 0 до 160 УПКВ. (рис. 4, е). Далее при повороте КВ от 160 до 280 под действием сил инерции поток срывается по всей охлаждаемой поверхности, частично или полностью сбивая струю масла (рис. 4, а—г). Выравнивание течения начинается при углах, близких к 320 (рис. 4, д). Наблюдается нарастание новой пленки масла и выравнивание струи. До УПКВ. 360 обтекание равномерное и безотрывное.

Детальное изучение фотоснимков позволило определить основную зону течения потока. Основным направлением потока распространения пленки по поверхности является направление, задаваемое соплом. Об этом говорят снимки срыва пленки масла. Отчетливо видно, что практически весь объем оторвавшегося масла падает с узкого участка поверхности, совпадающего с участком основного течения. Это важно, потому что в предлагаемой методике движение масла предполагается именно по прямоуголь-

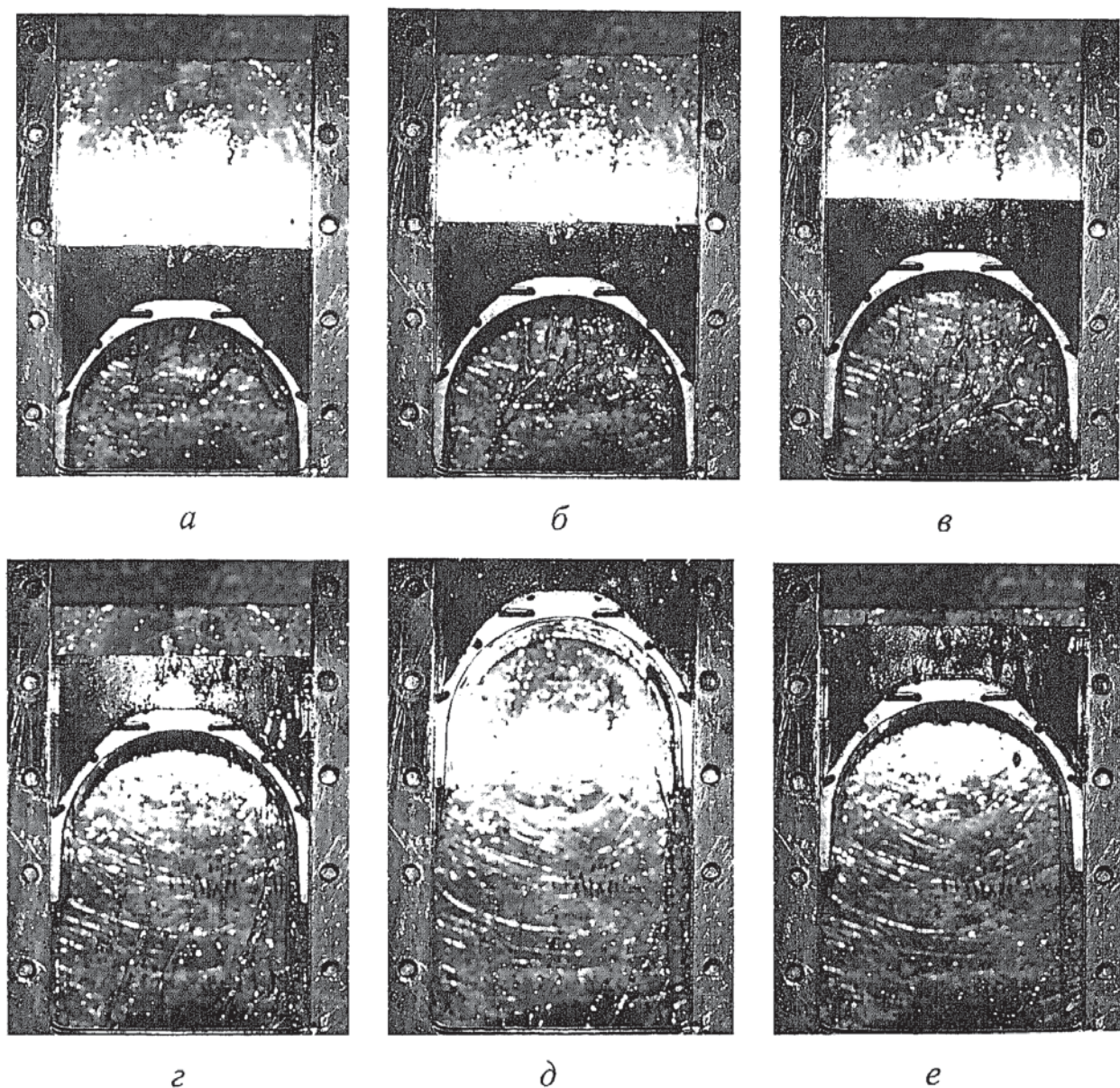


Рис. 4. Взаимодействие потока масла с движущейся поверхностью: а — УПКВ-180; б — УПКВ-190; в — УПКВ-205; г — УПКВ-275; д — УПКВ-345; е — УПКВ-70. Расход масла 54 л/ч

ному каналу в продольном направлении без учета вытекания масла в поперечном направлении.

Срыв пленки масла с охлаждаемой поверхности можно уменьшить по углу поворота коленчатого вала или исключить совсем путем увеличения расхода. Масляный поток при достижении характерных углов вблизи нижней мертвой точки и после практически не срывается при увеличении расхода масла от 54 л/ч до 119 л/ч.

В процессе выполнения расчетно-экспериментальных исследований интенсивности масляного охлаждения изучено влияние параметров подачи масла и скоростных режимов вращения коленчатого вала на интенсивность теплоотвода для модельных элементов, имитирующих поршень с различными поверхностями охлаждения.

На рис. 5, а представлен модельный элемент, у которого охлаждаемая поверхность полностью повторяет внутреннюю поверхность поршня, расположенную между бобышками, серийного двигателя ЗМЗ 514.

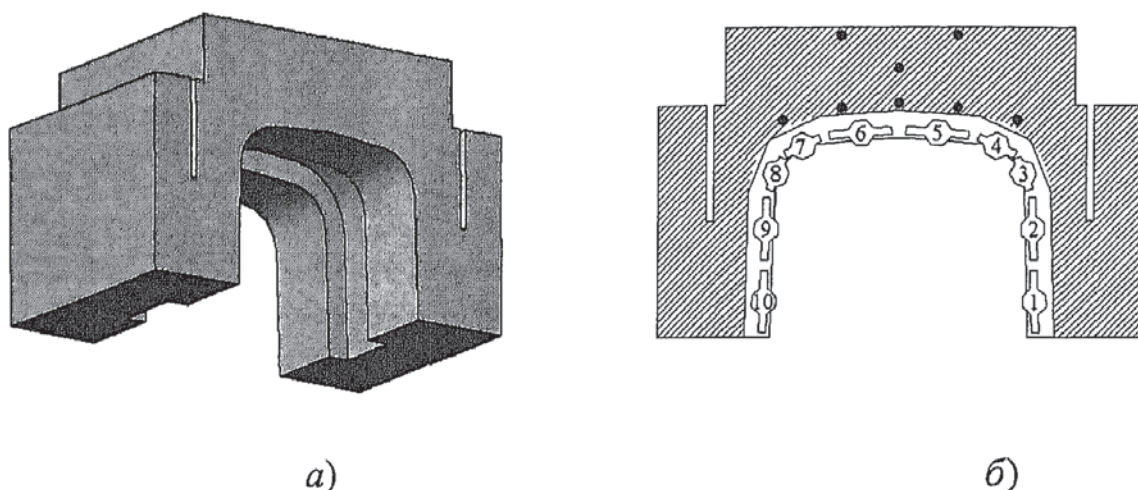


Рис. 5. Модельный элемент: *а* — внешний вид; *б* — расчетная схема

Для расчета интенсивности теплообмена охлаждаемая поверхность разбита на 10 прямолинейных участков. Расчетная схема представлена на рис. 5, б.

На рис. 6 представлены экспериментальные и расчетные данные по распределению температурных полей в элементе, моделирующем поршень при частоте вращения  $n = 1000$  об/мин с различными расходами охлаждающего масла от 50 л/час до 120 л/ч. Для рассматриваемого элемента расхождение в значениях расчетных и экспериментальных коэффициентов теплоотдачи не превышает 18 %. При частотах вращения коленчатого вала  $n = 500$  об/мин и  $n = 1000$  об/мин. Моделирование теплового состояния элемента позволило получить распределение температур, совпадающее с значениями, определяемыми с помощью эксперимента.

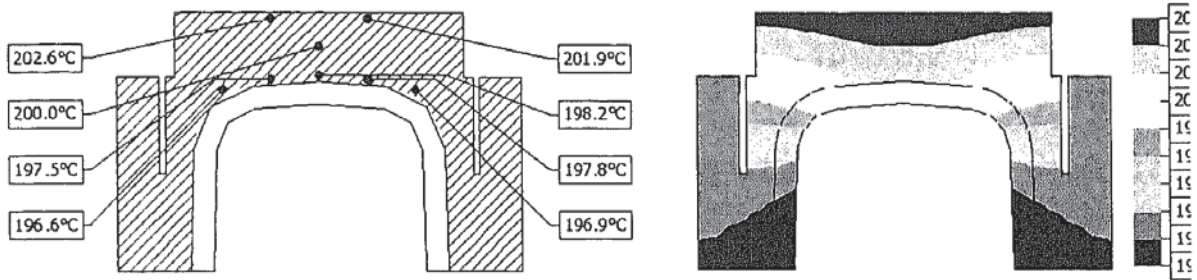
На рис. 7 для участка б поверхности охлаждения представлены графики изменения величины коэффициента теплоотдачи от расхода охлаждающего масла.

На рис. 8 представлено локальное распределение значений коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности охлаждения при частотах вращения КВ  $n = 500$  об/мин и  $n = 1000$  об/мин и расходах масла 113,6 л/ч и 112,1 л/ч соответственно. Видна недостаточная эффективность охлаждения второй половины модельного элемента при  $n = 1000$  об/мин.

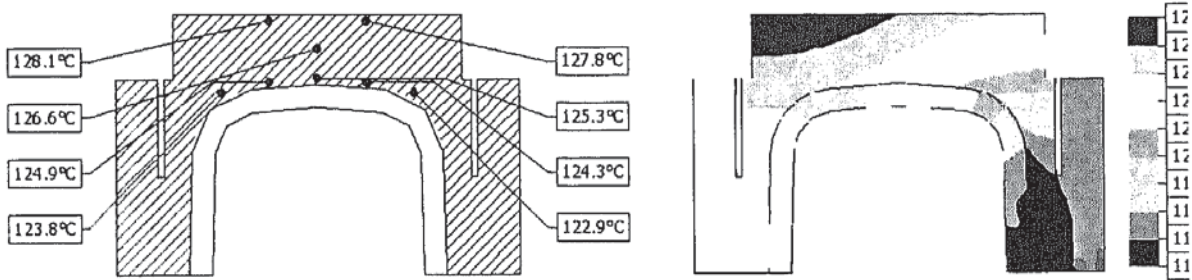
На рис. 9 представлен возможный способ повышения интенсивности охлаждения за счет увеличения начальной скорости масла с 16 м/с до 24 м/с при сохранении постоянным значения расхода.

Вопрос оптимизации эффективности охлаждения для поршней быстроходных двигателей возможен путем улучшения характеристик сопел масляных форсунок. Как показывают расчеты на высоких частотах вращения КВ именно скорость подачи масла играет главную роль, так как напрямую увеличивает кинетическую энергию потока, повышая его способность «переваливаться» через купол поверхности охлаждения без отрыва.

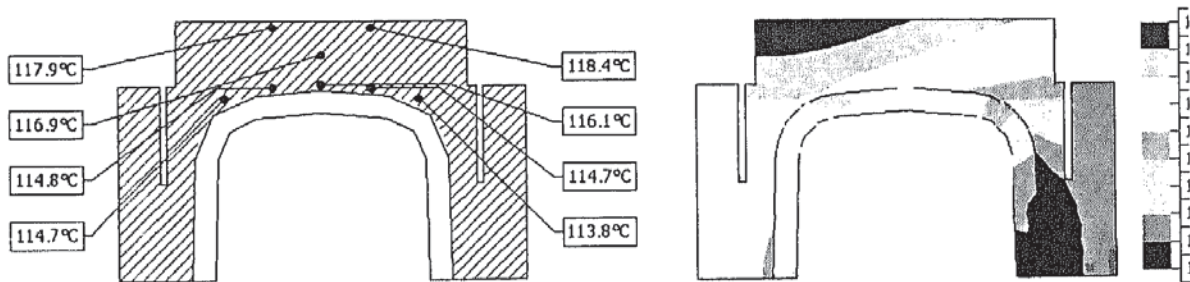
В ходе выполнения работы было оценено влияние интенсивности масляного охлаждения на тепловое состояние поршня быстроходного дизеля ЗМЗ-514. Параметры теплообмена по огневому днищу и боковой поверхности поршня рассчитаны с помощью разработанного на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана программного комплекса ИСЕ. На рис. 10 представлены результаты математического моделирования теплового состояния поршня с охлаждением внутренней поверхности картерным туманом и с принудительным охлаждением маслом. Расчет проведен для режима номинальной мощности при частоте вращения коленчатого вала 4000 об/мин. Полученные данные говорят



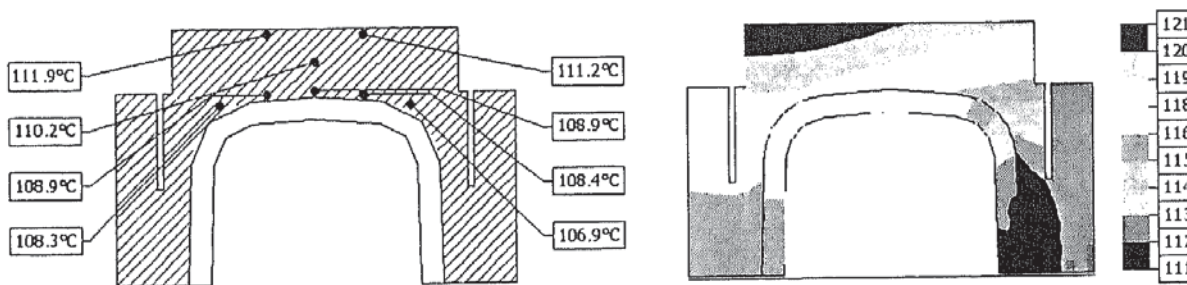
а) Частота вращения КВ  $n = 1000$  об/мин, расход масла  $G = 0$



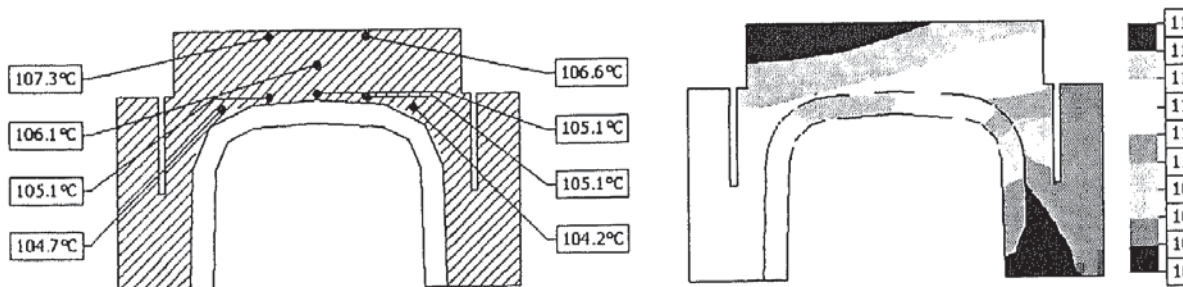
б) Частота вращения КВ  $n = 1000$  об/мин, расход масла  $G = 53,6$  л/ч



в) Частота вращения КВ  $n = 1000$  об/мин, расход масла  $G = 76,8$  л/ч



г) Частота вращения КВ  $n = 1000$  об/мин, расход масла  $G = 98,1$  л/ч



д) Частота вращения КВ  $n = 500$  об/мин, расход масла  $G = 112,1$  л/ч

Рис. 6. Сравнение эмпирических данных с расчетными



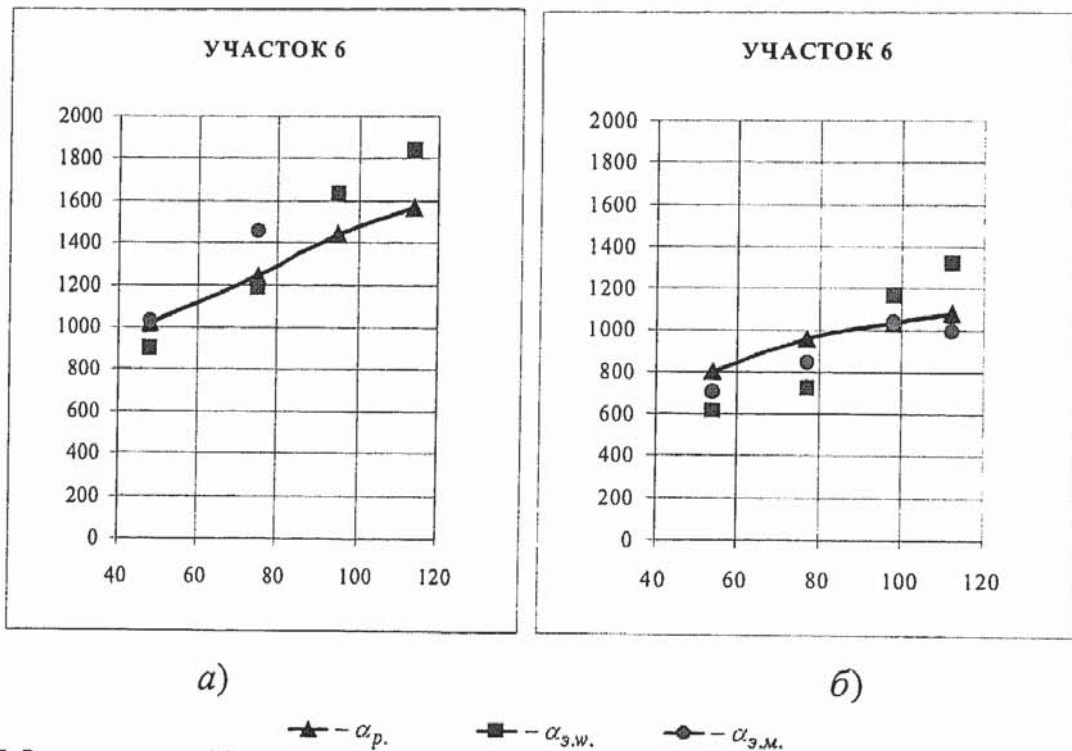


Рис. 7. Зависимости коэффициентов теплоотдачи участка 6 от расхода масла определенные расчетным и эмпирическими путями при: а —  $n = 500$  об/мин; б —  $n = 1000$  об/мин

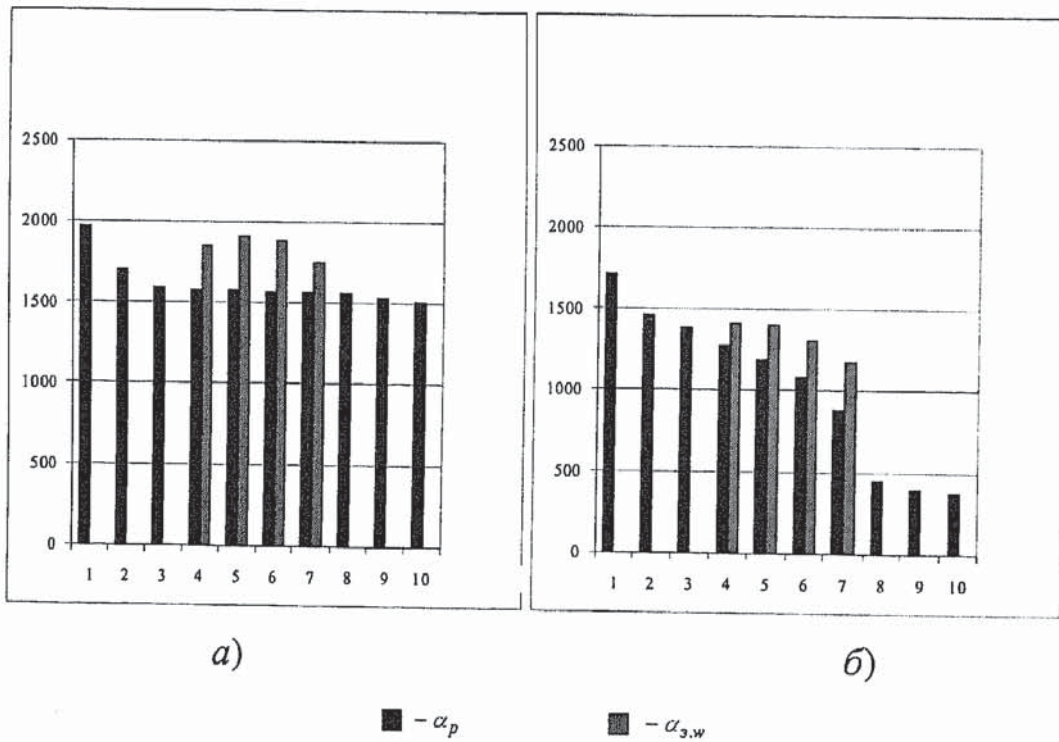


Рис. 8. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль охлаждаемой поверхности: а —  $n = 500$  об/мин,  $G = 113,6$  л/ч; б —  $n = 1000$  об/мин,  $G = 112,1$  л/ч

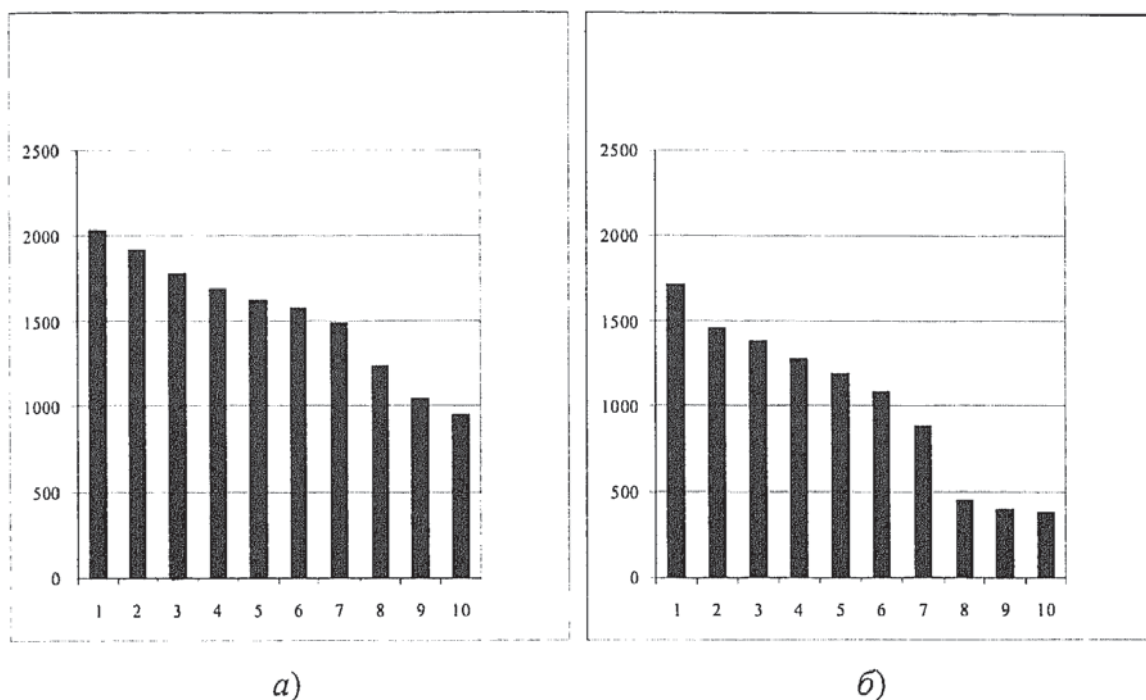


Рис. 9. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль охлаждаемой поверхности при увеличении начальной скорости масла на 50%: *а* —  $n = 500$  об/мин,  $G = 113,6$ ; *б* —  $n = 1000$  об/мин,  $G = 112,1$

о выраженной неравномерности распределения интенсивности теплоотдачи по охлаждаемой поверхности. Отличие температур по зонам в верхней части поршня между половиной, на которую подается масла и половиной с которой оно стекает, составляет  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В целом снижение температуры в характерных токах поршня составило  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  на кромке КС и на  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$  в районе первого поршневого кольца. Резервом увеличения эффективности применения струйного масляного охлаждения является повышение начальной скорости масла, что позволит повысить интенсивность теплосъема и равномерно распределить его по охлаждаемой поверхности.

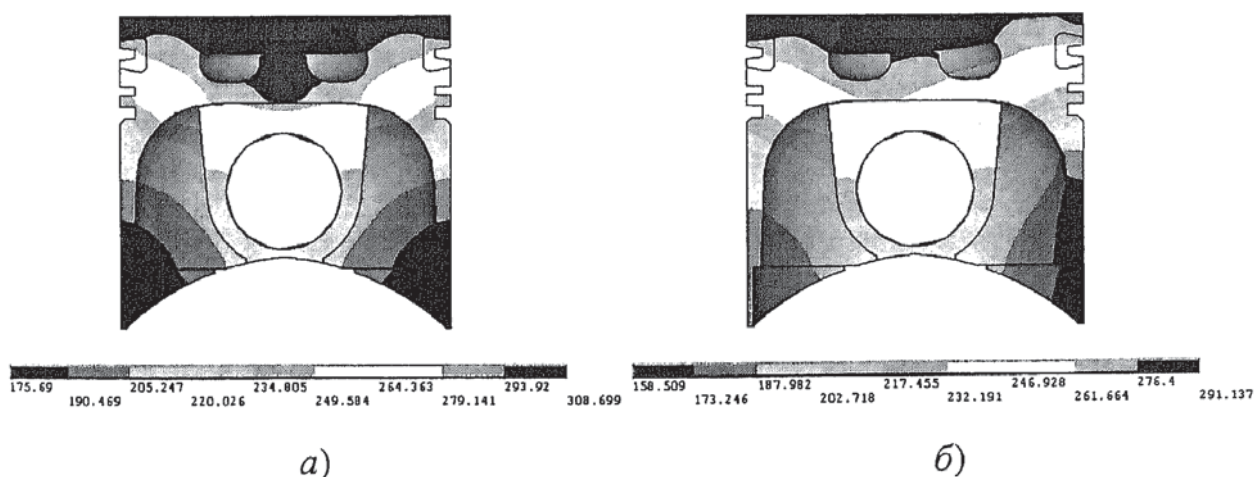


Рис. 10. Тепловое состояние поршня: *а* — без охлаждения, *б* — с охлаждением

Разработанная методика расчета процесса теплообмена при струйном способе охлаждения поршня позволяет исследовать характер отвода теплоты на различных нагрузочных и скоростных режимах работы двигателя. Метод учитывает зависимость интенсивности теплоотдачи на охлаждаемых участках поршня от геометрии поверхности, частоты вращения КВ и давления в масляной магистрали. Экспериментально подтверждено, что изменение теплового потока в масле зависит от локального распределения толщины масляного слоя на охлаждаемой поверхности. Оценена возможность оптимизации охлаждения поршня изменением расхода и начальной скорости масла для различных режимов работы двигателя.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вейнблат М. Х., Быков В. Ю. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах — резерв улучшения эксплуатационных показателей турбопоршневого дизеля // Двигателестроение, 1985. — № 6. — С. 20—21.
2. Киселев П. Г. Гидравлика. Основы механики жидкости. — Л.: Госэнергоиздат, 1963. — 424 с.
3. Костин А. К., Михайлов Л. И., Славински З. Оценка точности задания граничных условий при расчете теплонапряженности поршней // Двигателестроение, 1982. — № 7. — С. 9—12.
4. Костин А. К., Ларионов В. В., Михайлов Л. И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. — Машиностроение, Л.: 1979.
5. Лазарев Е. А., Перлов М. Л. Определение конструктивных параметров маслоприемного и сливного каналов полости охлаждения поршня тракторного дизеля 4 ЧН 14.5/20.5 // Двигателестроение, 1982. — № 4. — С. 21—23.
6. Лазарев Е. А., Перлов М. Л. Выбор конструктивных параметров маслоподающего сопла системы охлаждения поршня // Двигателестроение, 1985. — № 8. — С. 14—17.
7. Петриченко Р. М. Интенсивность теплоотдачи при масляном охлаждении поршней ДВС // Двигателестроение, 1980. — № 12. — С. 16—18.
8. Петриченко Р. М. Математическое моделирование конвективного теплообмена как элемент автоматизации проектирования ДВС // Двигателестроение. — 1980. — № 9. — С. 14—16.
9. Попов Д. Н., Панаиоти С. С., Рябинин М. В. Гидромеханика. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. — 1997. — С. 288—318.
10. Устинов А. Н., Волков Ю. П. Приближенный расчет коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности поршня в картерные газы // Двигателестроение, 1981. — № 5. — С. 11—13.
11. Розенблит Г. Б. Теплоотдача в дизелях. — М.: Машиностроение, 1977.
12. Чайнов Н. Д., Заренбин В. Г., Иващенко Н. А. Тепломеханическая напряженность деталей двигателя. — М.: Машиностроение — 1977. — С. 99—130.
13. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1974. — 712 с.
14. Bush J. E. Heat Transfer in a Reciprocating Hollow Piston Partially Filled with a Liquid // Stanford University Report TR-56. — 1963.
15. Evans G. A. and Hays N. Heat Transfer Model for The "Cocktail Shaker" Piston // 13<sup>th</sup> CIMAC Conference. Barcelona. — 1979.
16. French C. C. J. Piston Cooling // SAE Techn. Pap. Ser. — 1972. — № 720024. — P. 1—12.