

М 87706

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской
Революции и ордена Трудового Красного Знамени
государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи

УДК 621.436

НОВЕННИКОВ Алексей Леонидович

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ, МЕТОДЫ И ПУТИ
УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ
ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Специальность 05.04.02 — Тепловые двигатели

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Москва — 1993

Работа выполнена в Ярославском политехническом институте.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,	М. Р. Петриченко,
доктор технических наук, профессор	Н. Д. Чайнов,
доктор технических наук, профессор	В. В. Эфрос.

Ведущая организация:

АМО «ЗНЛ»

Защита состоится 13 октября 1993 г., в 14 часов, на заседании специализированного совета Д 053.15.10 при Московском государственном техническом университете «Ленинградский политехнический институт», ауд. 2.

С диссертацией

Отзывы на автореферат, просьба направить в Московский государственный технический университет Д.053.15.10.

Автореферат

Ученый секретарь
специализированного
кандидат технических наук

М87706



1087706

Новенников А.П. Теоретиче

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

Все усиливающееся форсирование двигателей внутреннего сгорания связано с интенсификацией всех процессов, происходящих в цилиндре, в том числе и процесса теплоотдачи от газов к его стенкам. Последнее приводит к повышению температуры деталей двигателей и увеличение в них термических напряжений. В связи с этим назрела острая необходимость в разработке мер, позволяющих устранять перегрев двигателей, и выводить их на оптимальный температурный режим.

Наиболее доступным способом реализации требуемого температурного режима деталей, ограничивающих цилиндр, является воздействие на интенсивность теплоотдачи в охлаждающую жидкость. Последнее осуществимо лишь на основании закономерностей процесса теплоотдачи в охлаждающую среду.

Вопросам теплообмена в жидкостных системах охлаждения двигателей посвящены работы А.А.Чиркова, Б.С.Стефановского, Р.М.Петриченко, Г.Е.Розенблита, А.Ф.Шеховцова, Чвинова Н.Д., Костина А.К., Максимова В.А., Петриченко М.Р. и ряда других исследователей.

Однако большая сложность проблемы, не учет в ряде случаев принципа локальности, отсутствия данных о критических условиях охлаждения позволяют считать изыскания в этой области недостаточными.

Поэтому теоретические и экспериментальные исследования теплообмена в условиях локального охлаждения и разработка на этой основе методов и путей улучшения теплового состояния деталей двигателей является одной из актуальных научно-технических проблем двигателестроения.

Цель работы. Повышение надежности и долговечности двигателей за счет совершенствования охлаждения теплонапряженных деталей. Конкретными задачами исследований являются:

1. Развитие теории теплообмена при поверхностном кипении и получение на этой основе расчетных зависимостей для прогнозирования интенсивности теплоотдачи от охлаждаемых деталей к теплоносителю.
2. Изучение закономерностей теплообмена и гидродинамики при струйном и канальном охлаждении (локальные способы) в условиях систем охлаждения двигателей с тем, чтобы еще на стадии проектирования прогнозировать температурные поля и напряжения в деталях и разрабатывать меры, позволяющие снижать при необходимости их теплонапряженность.

3. Получение данных и разработка методов дальнейшей интенсификации теплообмена при локальном охлаждении деталей перспективных высокофорсированных двигателей.
4. Обоснование рациональных конструктивных вариантов охлаждения головок и гильз цилиндров автомобильных дизелей.
5. С учетом физико-химических процессов, протекающих в системе охлаждения двигателей, разработка комплексов лабораторных установок для исследования основных свойств жидкостей, предлагаемых для охлаждения двигателей.

Научная новизна работы определяется рядом оригинальных теоретических и методических разработок, к ним можно отнести:

- математическую модель переноса тепла в охлаждающую среду при характерном для современных ДВС режиме поверхностного кипения;
- методы локальной интенсификации теплообмена в условиях жидкостных систем охлаждения двигателей;
- результаты экспериментальных и теоретических исследований гидродинамики и теплообмена при струйном охлаждении или охлаждении с помощью коротких сверленных каналов как деталей двигателя, так и других объектов;
- разработанные и экспериментально проверенные методы определения локальных граничных условий жидкостного охлаждения деталей двигателя, а также критических уровней тепловых нагрузок, при превышении которых на охлаждаемых поверхностях образуется паровая пленка.

Практическую ценность представляют:

- расчетно-экспериментальные методы улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей двигателя;
- методы и пути эффективного локального охлаждения теплонапряженных деталей;
- обоснованные конструктивные варианты охлаждения головок и гильз цилиндров поршневых двигателей, защищенные авторскими свидетельствами;
- разработанная и примененная на двигателе ЗИЛ-645 автомобиля ЗИЛ-4331 оригинальная система охлаждения, ее оригинальность защищена авторскими свидетельствами. Предложенная система охлаждения обеспечивает поддержание теплового состояния теплонапряженных деталей дизеля на оптимальном уровне, повышая его надежность и долговечность. Кроме того конструкция головок цилиндров со сверленными каналами охлаждения в межклапанных перемычках и без водосборного канала обеспечивает снижение их металлоемкости и массы.

Экономический эффект при выпуске 70000 шт. автомобилей в год составляет более 2 млн. рублей;

- комплекс лабораторных установок для определения основных свойств охлаждающих жидкостей и контроля за этими свойствами в процессе эксплуатации двигателя. Экономический эффект от внедрения этого комплекса на ПО "Звезда" составил 170 тыс. рублей.

Апробация работы. Результаты исследований докладывались на Всесоюзных конференциях: "Теплообразование, теплообмен и теплонпряженность высокофорсированных ДВС, работа их на установившихся режимах" (Ленинград, 1976 г.); "Проблемы автоматизации разработки двигателей" (Коломна, 1978 г.); "Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом" (Харьков, 1979 г.); "Проблемы повышения технического уровня дизельных двигателей" (Токмак, 1979 г.); "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" (Москва, 1980, 1987 г.); "Высокий наддув поршневых двигателей и роторные двигатели" (Тбилиси, 1981 г.); "Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей" (Владимир, 1985 г.); "Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах" (Ленинград, 1985 г.); "Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания" (Москва, 1986 г.); "Актуальные проблемы двигателестроения" (Владимир, 1987 г.); Всесоюзных школах-семинарах "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (Звенигород, 1983 г и Нарва, 1986 г); Всесоюзных семинарах по проблемам ДВС (МВТУ, 1980, 1983, 1983 г); (ЛИИ, 1984, 1989 г); (ЛЭХИ, 1988, 1990 г); научно-технической конференции "Повышение эффективности проектирования, испытаний и эксплуатации автомобилей" (Горький, 1988 г); научно-техническом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС" (Владимир, 1991 г); научно-технических конференциях и семинарах в АРП (1970-1992 г).

Публикации. По результатам диссертационного исследования опубликованы монография (в соавторстве), более 40 статей, получено 13 авторских свидетельств и 3 положительных решения на изобретения.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и выводов. Она имеет 273 страницы машинописного текста, 214 рисунков и 18 таблиц. Список литературы включает 214 источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы и дана общая характеристика работы.

В главе I выполнен анализ факторов, определяющих температурное поле охлаждаемых деталей ДВС. Показано, что основная возможность для улучшения теплового состояния таких деталей заключается в рационализации их охлаждения, в соответствии с которым, учитывая распределение теплового потока, обеспечивают интенсивное охлаждение наиболее теплонапряженных мест и ограничивают охлаждение зон с низким уровнем тепловой нагрузки. Для этого необходимы, во-первых, знания о возможных режимах охлаждения и теплоносителях для выбора наиболее соответствующих указанному принципу и, во-вторых, о наиболее эффективных методах локального охлаждения.

Установлено, что характерными режимами теплоотдачи являются вынужденная конвекция в однофазной охлаждающей среде и неразвитое поверхностное кипение при вынужденном движении теплоносителя, когда на поверхности нагрева, температура которой выше температуры насыщения охлаждающей среды, происходит непрерывный процесс возникновения, роста и отрыва паровых пузырей, конденсирующихся затем в жидкости, подострой до температуры насыщения.

Идея локального охлаждения в большей мере отвечает режим поверхностного кипения, поскольку, во-первых, интенсивность теплоотдачи в этом режиме существенно выше и, во-вторых, коэффициент теплоотдачи зависит от тепловой нагрузки, следовательно, там, где она больше, там автоматически выше α . В то же время для поверхностного кипения результаты исследований являются противоречивыми, что требует уточнения физического механизма процесса и основных закономерностей теплоотдачи.

При выборе наиболее перспективных способов локального охлаждения необходимо, чтобы при их реализации высокая интенсивность теплообмена сочеталась с минимальными энергетическими затратами. Отсюда наиболее выгодны мероприятия максимально интенсифицирующие локальный теплообмен не только и не столько за счет повышения скорости теплоносителя, сколько путем использования различных сопутствующих эффектов, например, торможения струи на преграде. Простота и гибкость в управлении таким процессом, относительно небольшие затраты мощности, возможность интенсификации и локализации теплообмена — основные преимущества теплоотвода с помощью затопленных импактных струй.

Выполненный анализ теплофизических исследований в этой области (работы Е.Н.Юдаева, В.К.Савина, Е.П.Дыбана, А.И.Мазура, И.А.Белова, Р.Гордона, К.Акфирата и др.) показал, что сложность процесса и многообразие условий взаимодействия приводят к неоднозначности результатов исследований, остаются открытыми многие вопросы гидродинамики и теплообмена. Например, не изучен теплообмен в тупиковой полости, малоизучены вопросы взаимодействия струи с турбулизаторами на преграде.

Другим эффективным методом локальной интенсификации теплообмена является использование коротких сверленных каналов в качестве конструктивных элементов. В литературе имеются сведения о применении коротких сверленных каналов для охлаждения как головок, так и гильз цилиндров. Крышки и втулки цилиндров судовых дизелей со сверленными каналами серийно выпускает фирма "Зульцер". В настоящее время сверленные каналы в той или иной мере используют в своих новых конструкциях заводы нашей страны (ЗИЛ, ЯМЗ, БМЗ и др.) и зарубежные фирмы (ЭЛКО, Дайтц, Даймлер-Бенц, Перкинс, Исузу и др.). Их эффективность определяется комплексным воздействием на термическое сопротивление потоку тепла. Для прогнозирования работоспособности деталей с канальным охлаждением необходимы достоверные данные о локальных условиях теплообмена. Выявленный в результате анализа литературы недостаток в таких данных, в том числе и при использовании в качестве охлаждающих жидкостей антифриза или моторного масла, ограничивает возможности численных методов, усложняет создание и доводку новых конструкций.

При любом способе охлаждения интенсивность теплоотдачи зависит от теплофизических свойств теплоносителя. Но в системе охлаждения, кроме процесса теплоотдачи, протекают и другие физико-химические процессы (коррозия металлов, кавитационная эрозия металлов, разрушение резино-технических изделий), образование отложений на теплоотдающих поверхностях, которые влияют на надежность двигателя и зависят от применяемого теплоносителя. Последнее требует создания комплекса лабораторных установок для исследования основных свойств охлаждающих жидкостей, позволяющий оперативно исключать не пригодные образцы теплоносителей, выявлять до проведения эксплуатационных испытаний те качества теплоносителя, которые могут оказать неблагоприятные воздействия на работоспособность системы охлаждения и двигателя в целом.

С учетом перечисленных проблем поставлены задачи и намечены пути их решения на основе совершенствования и разработки расчетно-

экспериментальных методов исследования локального теплообмена, проведения экспериментальных исследований, разработки новых путей улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей.

Глава 2 посвящена выяснению физических особенностей и разработке математической модели теплоотдачи в режиме поверхностного кипения. Поскольку математическая модель должна основываться на четком представлении о физическом механизме процесса пришлось обосновать наиболее вероятный (гипотеза Н.Снайдера). Последний включает в себя процесс парообразования в объеме пузырьков с тонкой пленки жидкости, расположенной между пузырьком пара и нагреваемой поверхностью, и одновременную конденсацию пара в верхней части пузырька.

Таким образом, пузырьки пара являются своеобразными "тепловыми трубками", через которые тепло все время, пока существует пузырек, с высокой интенсивностью переносится от стенки в ядро потока.

Основываясь на принятом физическом механизме описаны динамика и теплообмен одиночного парового пузырька в режиме поверхностного кипения системой, в которую входят уравнения, определяющие изменение плотности пара в пузырьке

$$\frac{d\rho_2}{dt} = -\frac{3\rho_2}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{3}{4R^2} \left[\rho_2 c_2 \alpha_2 (T_A - T_2) - \frac{2\beta_2 e^2 R}{\sqrt{2\pi} k_2 T_2} \frac{T_2 - T_2}{T_2} \right] \quad (1)$$

уравнения состояния, определяющие давление пара в пузырьке при условии $T_A = T_2$

$$\rho_2 = \rho_2 R_2 T_2 \quad (2)$$

уравнения Релея, определяющие изменение радиуса парового пузырька

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{\rho_2 - \rho_0}{\rho_0} \quad (3)$$

уравнения энергии для жидкости

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + V_0 \frac{\partial T_f}{\partial r} = \frac{\varepsilon_1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \quad (4)$$

граничные условия:

$$r = R(t) \quad T_f = T_2(t)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial r} \Big|_{r=R(t)} = \frac{\beta_2 e^2 \rho_2}{\lambda + \sqrt{2\pi} k_2 T_2} \frac{T_2 - T_2}{T_2}$$

начальные условия:

$$t=0 \quad R=R_0; \quad T_2=T_0; \quad \rho_2=\rho_2(T_A)$$

$$\frac{dR}{dt} = \frac{\beta_2 \rho_2 c_2 \alpha_2}{e R_0 \rho_2} (T_A - T_0) - \frac{\beta_2 e \rho_2}{\rho_2 \sqrt{2\pi} k_2 T_A} \frac{T_A - T_0}{T_A}$$

В уравнениях приняты следующие обозначения:

T_A - температура теплоотдающей поверхности под пузырьком;
 T_0, P_0, ρ_0, V_0 - температура, давление, плотность и скорость жидкости в ядре потока; T_s - температура на поверхности пузырька; R - текущий радиус пузырька; T_g, P_g, ρ_g - температура, давление и плотность пара внутри пузырька; $\lambda, \alpha, \zeta, e$ - теплопроводность, температуропроводность, теплоемкость, теплота парообразования жидкости;
 β_1 - коэффициент, числовое значение которого лежит в пределах - от 5 до 10; β_2 - коэффициент конденсации; R_g - газовая постоянная;
 $\epsilon'_k = \alpha_k + \epsilon_k$, ϵ_k - коэффициент турбулентной температуропроводности.

В конечном итоге элементарное количество тепла отводимого от нагретой стенки в жидкость через пузырек определяется:

$$dQ = -\lambda_+ F \left(\frac{\partial T_1}{\partial r} \right)_{r=R(t)} dt \quad (5)$$

После интегрирования получим

$$Q = \int_0^{t_{or}} \frac{2\pi R^2 \beta_1 e^2 \beta_2}{\sqrt{2\pi R_g T_g}} \frac{T_g - T_s}{T_g} dt \quad (6)$$

где t_{or} - время существования пузырька до его отрыва от поверхности.

В соответствии с результатами теплотехнических работ начальный радиус пузырька R_0 определялся по обобщенной зависимости

$$R_0 = \frac{B \sigma_f P_r^n}{e \beta_2 (1 - T_0/T_A)^m} \quad (7)$$

где P_r - критерий Прандтля; σ_f - поверхностное натяжение;

B, n, m - коэффициенты, определяемые на основании опытных данных.

Исходя из уравнения баланса сил найдено расчетное выражение для определения отрывного радиуса парового пузырька:

$$R_{or} = \frac{C \sqrt{\sigma_f}}{\left[1 + \frac{A V_0^2}{2g R_{or} (2.32 + 1.56 \log \frac{d_{can}}{R_{or}})^{0.75}} \right]^{0.5}} \quad (8)$$

где $A = 4 \cdot 10^{-3}$ и $C = 0.25$, d_{can} - эквивалентный диаметр канала.

Решение полученной системы уравнений возможно лишь численными методами. В работе предлагается использовать метод сеток. Предварительные результаты, полученные с помощью теоретической модели, показаны на рис. 1. Можно сделать несколько замечаний: во-первых, максимальный размер пузырька весьма чувствителен к изменению коэффициента конденсации; во-вторых, кривая 3 показывает, что пузырек полностью не захлопывается при малых значениях β_2 ;

в-третьих, полученные кривые качественно соответствуют экспериментальным результатам, приводимым в теплотехнических работах, что подтверждает оправданность как принятого физического механизма, так и разработанной математической модели.

Для уточнения значений коэффициентов β, δ, n, m были использованы опытные данные, полученные Н.Снайдером и Т.Робином.

Для перехода от модели одиночного пузырька к модели кипения с недогревом на теплоотдающих поверхностях деталей двигателя необходимы экспериментальные данные о числе центров парообразования, интенсивности конвективного теплообмена от поверхности не занятой пузырьками и количественных характеристиках теплоотдачи в целом.

Опыты проводились на физической модели системы охлаждения гильзы цилиндра и действующих двигателях ИЧ ИЗ/И4, 8ЧН ИЗ/И4. В последнем случае помимо чисто теплотехнических измерялись также параметры, характеризующие рабочий процесс и статьи теплового баланса. Методика экспериментов была обычной для испытаний такого рода.

Рабочий участок модели представлял собой теплообменник типа "труба в трубе", в котором осуществлялась теплоотдача от нагретой поверхности внутреннего цилиндра к потоку охлаждающей воды. Источником тепла являлся электронагреватель, помещенный внутрь цилиндра. Диаметры наружных цилиндров варьировались, но внутренний оставался неизменным (60 мм); материал и качество обработки теплоотдающей поверхности последнего соответствовали техническим условиям на изготовление гильз цилиндров двигателей типа ДМЗ.

Для исследования особенностей парообразования при поверхностном кипении применялась фотосъемка через наружный стеклянный цилиндр диаметром 81 мм.

На режиме вынужденной конвекции выяснялись сравнительная эффективность схем движения теплоносителя и степень влияния геометрических параметров каналов. Была отмечена четкая зависимость интенсивности теплоотдачи от ширины канала. Степень влияния соответствующего геометрического параметра (d_2/d_1) весьма существенна (0,35) и не зависит от величины критерия Рейнольдса Re_1 . Определены поправочные коэффициенты ξ_c на относительную длину канала и с помощью них все опытные точки приведены к однозначной зависимости (рис. 2).

Зависимость на рис. 2 относится лишь к варианту движения теплоносителя, при котором охлаждающая среда подводится в нижнюю часть водяной полости гильзы, а отводится из ее верхней части (без переполюса в головку). При других вариантах движения интенсивность тепло-

отдачи заметно изменялась.

В итоге для режима вынужденной конвекции получено критериальное уравнение

$$Nu_f = C Re_f^{0,6} Pr^{0,13} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,25} \varepsilon_c. \quad (9)$$

В качестве определяющей температуры принята средняя температура жидкости, определяющей скорости — средняя по расходу, определяющего размера — эквивалентный диаметр. Уравнение действительно в пределах $Re_f = 2 \cdot 10^3 + 15 \cdot 10^3$; $Pr_f = 1,7 + 40$; $d_2/d_1 = 0,1 + 1,0$.

На режиме поверхностного кипения были получены данные о влиянии на интенсивность теплоотдачи основных определяющих параметров. На рис. 3 представлены графические зависимости $\alpha = f(q)$ для различных значений недогрева охлаждающей жидкости Δt_n , свидетельствующие о резком повышении интенсивности теплоотдачи при увеличении величины теплового потока сверх некоторой критической в результате возникновения поверхностного кипения.

Было совершенно четко установлено, что на интенсивность теплоотдачи влияет и скорость охлаждающей среды, что отрицали некоторые исследователи. Однако при интенсификации теплоотдачи необходимо тщательно увязывать эффект от изменения скорости с эффектом от изменения остальных определяющих параметров.

Использование фотосъемки дало возможность выявить зависимости числа центров парообразования от тепловой нагрузки, скорости потока и температуры недогрева, подтвердившие прицельность использованного физического механизма теплоотдачи.

В опытах также зафиксированы значительные уровни тепловых потоков, протекающих через днище головки и поэтому можно предположить, что на высокофорсированных двигателях локальные тепловые нагрузки могут быть близкими к критическим, тем более, что такая вероятность возрастает в связи с тенденцией широкого применения для охлаждения антифризов, которые по теплофизическим свойствам значительно уступают воде.

Учитывая это были проведены специальные исследования на воде и других теплоносителях на разработанной установке для получения данных о критических уровнях тепловых нагрузок в условиях систем охлаждения.

Показано, что в этих условиях для расчета критических уровней тепловых нагрузок хорошие результаты дает методика С.С.Кутателадзе — А.Л.Леонтьева.

Полученные результаты экспериментального исследования позволили перейти к разработке математической модели кипения с недогревом и ее проверке.

Удельный тепловой поток, снимаемый в этом режиме, можно представить в следующем виде

$$q = q_1 \kappa + q_2 (1 - \kappa) \quad (10)$$

где q_1 - удельный тепловой поток, протекающий через пузырек пара;

$$q_1 = h_0 (T_A - T_0); \quad h_0 = \frac{q}{2\pi R_0 \Delta T \tau_{ж}}$$

ΔT - средняя величина градиента температуры на пузырьке за "время жизни";

q_2 - удельный тепловой поток, снимаемый с поверхности не занятой пузырьками пара; $q_2 = \alpha (T_A - T_0)$; α для гильзы определяется в соответствии с (9), а для головки в соответствии с формулой $Nu_x = 0,0252 Re_x^{0,8} Pr^{0,4} (\mu/\mu_w)^{0,25}$;

$N = \pi R_0^2 Z$ - коэффициент, определяемый как произведение площади сечения отрывного пузырька на число центров парообразования на единице поверхности;

Обобщение опытных данных о числе центров парообразования, представленных на рис. 4, позволило предложить зависимости.

$Z = f(q, \Delta t_n, R_0)$ для условий охлаждения гильзы

$$Z = 7,6 \cdot 10^3 \left(\frac{q - q_2}{A_0} \right)^{0,622} Re_x^{-0,222} \left(1 - T_0/T_K \right)^{-0,258} \quad (11)$$

для условий охлаждения головки

$$Z = 1,7 \cdot 10^4 \left(\frac{q - q_2}{A_0} \right)^{0,626} Re_x^{-0,254} \left(1 - T_0/T_K \right)^{-0,268} \quad (12)$$

где T_K - температура кипения жидкости при давлении в системе.

С учетом (11) или (12) зависимость (10) принимает соответствующий вид

$$q = q_2 + 8,44 \cdot 10^{13} A_0^{-0,247} [2 R_0^2 (q_1 - q_2)]^{0,247} Re_x^{-0,222} \left(1 - T_0/T_K \right)^{-0,258} \quad (13)$$

или

$$q = q_2 + 4,81 \cdot 10^{15} A_0^{-0,222} [2 R_0^2 (q_1 - q_2)]^{0,222} Re_x^{0,25} \left(1 - T_0/T_K \right)^{0,258} \quad (14)$$

$$\text{где } A_0 = \pi (D_{ж}^2 - D_0^2) / 4$$

Для проверки разработанной методики были проведены расчеты теплообмена при поверхностном кипении в полостях охлаждения головки и гильзы двигателя, результаты которых сопоставлены с опытными значениями, полученными на двигателях ГЧ 13/14, 8ЧН 13/14, 8Ч 11/11,5.

Сравнение эксперимента и теоретических расчетов показывают их удовлетворительную сходимость. Что позволяет считать обоснованным использование рассмотренной теории для анализа теплообмена в полостях охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

Решение обратной задачи, когда необходимо определять температуру теплоотдающей поверхности при известной плотности теплового потока, также базируется на разработанную модель, причем нахождение значения T_d осуществляется по схеме, аналогичной нахождению корня трансцендентного алгебраического уравнения методом деления отрезка пополам.

В главе 3 излагаются результаты исследования закономерностей гидродинамики и теплообмена затопленной струи воды с различными преградами в условиях, характерных для полостей охлаждения ДВС.

Дано подробное описание экспериментальной установки и методик измерений. Установка представляет собой замкнутый контур со сменными рабочими участками двух типов: для гидродинамических и теплотехнических опытов. В соответствии с размерами полостей охлаждения ДВС модель натекания струи на пластину позволяла изменять высоту подъема насадка $h = 0+90$ мм, диаметр насадка $d_0 = 3-25$ мм, угол атаки $\varphi = 28+90^\circ$. Модель тупиковой полости обеспечивала изменение глубины $H = 0+20$ мм, высоты $h = 8+37$ мм, ширины $L = 10+90$ мм и радиуса скругления $R = 0+10$ мм. В качестве элементов искусственной шероховатости на плоском нагревателе укреплялись проволоки диаметром $\delta = 0,05+3$ мм, также использовались выступы, образованные обкаткой нихромовой фольги по контуру проволок.

Измерение локальных температур теплоотдающей поверхности осуществлялось хромель-копелевыми термоэлектрическими преобразователями с диаметром электродов 0,2 мм и цифровым милливольтметром.

Характеристики течения исследованы на гидродинамических моделях. Использовались различные преграды с дренными отверстиями диаметром 0,2 мм и шагом 1,5+2,5 мм, датчик полного напора для измерения скоростей в свободной струе, поверхностная трубка для измерения профиля скорости в пограничном слое (ПС).

Течение на преграде принято подразделять на градиентную ($\bar{P} = V/d_0 = 0+1$), переходную ($\bar{P} \approx 1+2$) и автомодельную ($\bar{P} > 2$) области (рис. 4).

В градиентной области задача теплообмена решалась на основе интегральных уравнений импульсов и энергии:

$$V^2 \frac{d\delta^{**}}{dr} + (2\delta^{**} + \delta^*) V \frac{dV}{dr} + V^2 \frac{\delta^{**}}{r} = \frac{\tau_w}{\rho} \quad (15)$$

где $\delta^* = \int_0^{\delta^*} (1 - u/r) dy$ - толщина вытеснения;

$\delta^{**} = \int_0^{\delta^*} \frac{u}{V} (1 - \frac{u}{V}) dy$ - толщина потери импульсов;

τ_w - напряжение трения;

ρ - плотность.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \int_0^{\delta^*} \theta u dy = -\alpha \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (16)$$

где $\theta = t - t_m$ - профиль температуры в ПС;

t и t_m - температуры, соответственно текущая и на внешней границе ПС;

δ^* - толщина теплового ПС.

При решении использовались опытные данные гидродинамики:

- изменение осевой скорости в свободной струе

$$V_h = V_0 \bar{h}^{-0,016} \text{ при } \bar{h} = h/d_0 = 1 \div 3$$

$$V_h = 1,12 V_0 \bar{h}^{-0,12} \text{ при } \bar{h} = 3 \div 6$$

- распределение скорости на внешней границе ПС

$$V/V_h = 1,5 \bar{r} - 0,5 \bar{r}^3$$

- изменение профиля скорости в ПС

$$\bar{r} = 0 \div 0,5 \rightarrow \Lambda = 4,7; \quad \bar{r} = 1 \rightarrow \Lambda = 10 \text{ при } \bar{h} = 1 \div 3$$

$$\bar{r} = 0 \div 1 \rightarrow \Lambda = 10 \div 12 \text{ при } \bar{h} = 6$$

($\Lambda = \frac{\delta^2}{h} \frac{dv}{dr}$ первый формпараметр).

В результате получено уравнение для определения локальной интенсивности теплоотдачи при натекании струи под углом 90° в виде:

$$Nu_0 = \frac{\alpha d_0}{\lambda} = B Re_h^{0,5} Pr^{0,43} \frac{(1 - \bar{r}^2/3)^m}{(1 - Re_h/6)^{0,17} F} \quad (17)$$

где $Re_h = V_h d_0 / \nu$; $\bar{E} = 0 \div 1$ - относительная степень турбулентности на внешней границе ПС, $Re_h = 0 \div 2,5$ в зависимости от $\bar{r}$ и $\bar{h}$; $B = 1,06, m = 0,86$ при $\bar{h} = 1 \div 3$; $B = 1,03, m = 0,77$ при $\bar{h} = 6$; $F = 1 - 0,28 (Re_h \cdot 10^{-5})^2$.

Сравнение результатов экспериментального измерения интенсивности теплообмена вдоль преграды и расчета по (17) показало хорошее совпадение.

Для расчета Λ за пределами градиентной области течения ($\bar{r} = 2 \div 4$) получено следующее уравнение:

$$Nu_0 = 0,037 Re^{0,24} Pr^{0,42} \frac{\bar{h} - 9\sqrt{h} \exp(-P)}{\sqrt{1,05}} \quad (18)$$

Определено влияние угла атаки φ струи охлаждения жидкости на взаимодействие с теплоотдающей поверхностью в плоскости поворота насадка. Измерение гидродинамических параметров течения показало, что при параболическом профиле скорости на срезе насадка скорость на нулевой линии тока быстро падает с уменьшением угла атаки, а закон изменения относительной скорости на внешней границе ПС различен для ветвей большого и меньшего расходов. Получены зависимости ее изменения в градиентной области течения.

Экспериментальные значения интенсивности теплообмена приведены на рис. 5. На ветви меньшего расхода при уменьшении угла атаки распределение теплоотдачи существенно деформируется, а именно пик в области перехода к турбулентному ПС исчезает, и в интервале углов $\varphi = 28+45^\circ$ интенсивность теплообмена быстро падает. Изменение коэффициента теплоотдачи на ветви большего расхода слабо зависит от φ . В окрестности критической точки с уменьшением угла атаки происходит интенсификация теплообмена, вследствие возрастания градиентов скорости на внешней границе ПС и турбулентности на нулевой линии тока. В связи с этим выделены три характерные зоны изменения.

Решение интегральных уравнений (15) и (16) с учетом опытных данных позволило получить расчетные зависимости коэффициентов теплоотдачи в градиентной области для ветвей большого и меньшего расходов.

При охлаждении межклапанных перемика и форсунок в головках цилиндров встречается случай, когда жидкость вытекает из цилиндрического насадка в несимметричную тупиковую полость. Ось насадка перпендикулярна плоской стенке тупика, на которой происходит разворот струи. Вверх от критической точки и вдоль образующей тупиковой полости возможен свободный поток жидкости. В нижней части полости струя продолжает разворот на криволинейной стенке. Этот случай подробно исследован и установлены соотношения размеров, при которых получена интенсификация теплообмена (рис. 6). Зона Б ($H > 0,4\alpha$) на криволинейной стенке, где α возрастает приблизительно в 1,4 раза. Зона В ($H < 0,2\alpha$) на дне полости. Зона А в окрестности критической точки. При уменьшении размера L до значения диаметра насадка снижается расход жидкости через нижнюю часть тупиковой полости, и интенсивность теплообмена падает на 30-40%.

Для определения максимального коэффициента теплоотдачи на криволинейной стенке получено уравнение:

$$Nu_0 = 1,43 Re_0^{0,5} Pr^{0,33} [45 - 0,8 Re/d_0]^{0,5} (H/d_0)^{0,15} \quad (19)$$

Значительная интенсификация теплообмена достигается и при размещении на преграде элементов искусственной шероховатости в виде малоразмерных цилиндрических выступов. С учетом этого рассмотрена интенсивность теплообмена за одиночным цилиндрическим выступом высотой z , размещенным на радиусе $\bar{a} = a/d_0$ от оси струи. Из анализа распределения статических давлений и коэффициентов теплоотдачи установлено три случая взаимодействия струи с выступом:

- 1) при $\bar{a} < 0,2$ наиболее вероятно безотрывное обтекание выступа, распределение давлений и коэффициентов теплоотдачи мало отличается от случая гладкой преграды;
- 2) при $\bar{a} = 0,4+2,5$ и $z = 0,05+1$ мм, а также при $\bar{a} = 0,2+0,8$ и $z = 1+3$ мм за выступом существует область отрыва ПС с высокими градиентами скоростей, интенсивность теплообмена максимальна в окрестности присоединения ПС и превышает до 2,5 раза уровень α на гладкой поверхности;
- 3) при размещении выступа в безградиентной области течения струи и при $z > 1$ мм увеличивается зона отрыва ПС и снижаются коэффициенты теплоотдачи в 2-3 раза по сравнению с гладкой преградой.

На основании предположения об аналогичности течений в окрестностях присоединения ПС и критической точки наклонной к поверхности струи разработан метод расчета распределения коэффициентов теплоотдачи за выступом.

Выполнено исследование эффективности размещения на преграде нескольких турбулизаторов. Показано, что интенсификация теплообмена максимальна при размещении вблизи критической точки высоких выступов, в безградиентной области - низких выступов, при этом радиусы размещения следует подбирать таким образом, чтобы шаг между выступами находился в пределах $1,4+2$ длин отрывной зоны. Распределение коэффициентов теплоотдачи вдоль преграды с турбулизаторами, параметров которых подобраны в соответствии с разработанными рекомендациями, представлено на рис. 7.

Проверка применимости, полученных результатов, к охлаждению деталей ДВС проводилась на примере головки цилиндра, как одной из наиболее нагруженных в тепловом отношении. Сложность ее конструкции и неравномерность распределения тепловых потоков, протекающих через ее днище, делает желательным не только испытания на натурных объектах, но и широкое математическое моделирование. В связи с этим были реализованы оба подхода. Экспериментальная проверка эффективности

струйного охлаждения межклапанной перемычки головки цилиндров была проведена на быстроходном дизеле 12 ЧН 13/14 с индивидуальными чугунными головками, в расчеты полей температур выполнены для блокной головки дизеля 8 Ч 11/11,5.

Экспериментально-расчетные исследования подтвердили высокую эффективность струйного охлаждения и достоверность предлагаемых расчетных формул.

Глава 4 посвящена исследованию закономерностей локальной теплоотдачи и гидродинамики в коротких сверленных каналах охлаждения деталей ДВС, разработке на этой основе методов расчета теплообмена и способов интенсивного локального охлаждения.

Приводится описание экспериментальной установки, методики проведения опытов и обработки результатов. Установка представляет собой замкнутый гидравлический контур со сменными рабочими участками, моделирующими короткий сверленный канал и процессы протекающие в нем.

Установлено, что характер течения в начальном участке канала в сильной степени зависит от условий входа. Исследованы два характерных входных участка: угловой и осевой.

На рис. 8 показано характерное изменение статического давления по длине верхней стенки канала с угловым входом при нескольких значениях скорости. Наибольшее значение статического давления наблюдается в точке разворота потока (критическая точка отрыва) и затем происходит резкое падение давления (градиентная зона течения). Минимальное значение давления имеет место при $\bar{x} = \bar{x}_d = 1,5$, а далее происходит переход от градиентного течения к безградиентному. При значениях $\bar{x} > 3$ падение давления обусловлено гидравлическим сопротивлением трения потока о стенки. На нижней стенке статическое давление при $\bar{x} > 2$ практически такое же, как на верхней. При $\bar{x} < 2$ на нижней стенке происходит резкое падение давления вплоть до отрицательных значений по сравнению с давлением на выходе из канала, что свидетельствует о наличии отрыва потока за поворотом.

Для канала с осевым входом течение симметрично относительно стенок, причем при $\bar{x} < 2$ имеет место отрыв потока за острой входной кромкой.

Наличие зон отрыва потока с обратными течениями на начальных участках с осевым входом и на нижней стенке у углового входа подтверждено и опытно по измерению поперечных профилей скоростей при разном удалении от входа. Исходя из полученной картины течения можно утверждать, что в зоне $\bar{x} < 2,5+3,0$ интенсивность теплоотдачи на внешней и внутренней стенках канала с угловым входом будет

различной, а в зоне обратного течений обоих типов входных участков должен иметь место явно выраженный максимум.

Последнее подтверждено результатами опытов по конвективной теплоотдаче (рис. 9). Независимо от величины диаметра канала в обоих случаях по мере удаления от входа ($\bar{x} > 3$) отмечается падение теплоотдачи по длине. Интенсивность теплоотдачи в канале с угловым входом выше во всех точках по длине. В то же время при $\bar{x} < 3$ на нижней образующей стенки углового канала на обеих стенках осевого канала наблюдается ухудшение теплоотдачи, что связано с наличием отрыва потока и рециркуляционного течения.

Для расчета локальной конвективной теплоотдачи за пределами зоны отрыва потока для углового и осевого входных участков получены следующие выражения:

$$Nu_{угл} = 1,103 Re^m Pr^{0,43} (\bar{x})^{-1,62}, \quad (20)$$

$$Nu_{ос} = 1,443 Re^m Pr^{0,43} (\bar{x})^{-1,62}, \quad (21)$$

где $m = 0,53 (\bar{x})^{0,165}$

Зависимости (20) и (21) действительны для турбулентного течения воды, "Тосола А40" и масла.

Получены зависимости для теплоотдачи в масло при ламинарном течении ($Re < 2100$):

$$Nu_{угл} = 2,57 Re^n Pr^{0,33} (\bar{x})^{0,15} \quad (22)$$

$$Nu_{ос} = 2,02 Re^n Pr^{0,33} (\bar{x})^{0,15} \quad (23)$$

где $n = 0,4 (\bar{x})^{-0,135}$

Опытные данные свидетельствуют об очень низком уровне интенсивности теплоотдачи в масло, в 8-10 раз меньшем, чем для воды при одинаковой производительности насоса (объемном расходе).

Для зоны рециркуляционного течения $\bar{x} < \bar{x}_{Nu_{max}}$ ($\bar{x}_{Nu_{max}} = 0,05 Re^{0,33}$; $\bar{x}_{Nu_{max}} = 0,05 Re^{0,33}$) можно рекомендовать следующую зависимость для расчета интенсивности теплоотдачи:

$$\frac{Nu - Nu_{\bar{x} > 20}}{Nu_{max} - Nu_{\bar{x} > 20}} = 1,25 \left(\frac{\bar{x}}{\bar{x}_{Nu_{max}}} - 0,2 \right) e^{1,25 \left(1 - \frac{\bar{x}}{\bar{x}_{Nu_{max}}} \right)} \quad (24)$$

В зависимости от сочетаний режимных параметров различен характер изменения интенсивности теплоотдачи по длине канала. Так при течении жидкости в состоянии близком к насыщению в зависимости от скорости и тепловой нагрузки может иметь место либо конвективный теплообмен с характерным распределением интенсивности теплоотдачи по длине (кривые 1, 2) рис. 10, либо теплообмен при наличии фазово-

го перехода (кривые 5,6). В последнем свидетельствует изменение характера распределения интенсивности теплоотдачи по длине. Так в конце канала ее значения становятся гораздо выше, чем на входе. Такое распределение объясняется влиянием недогрева потока жидкости до температуры насыщения Δt_n , которое можно учесть критерием фазового превращения $K = \frac{e}{C_p \Delta t_n}$. С учетом влияния недогрева построена зависимость $Nu/K^{0,33} Pr^{0,4} = f(\bar{x})$ (линии 4,5,6 рис.10). Видно, что при наличии парообразования гидродинамическая обстановка в канале, связанная с условиями входа, не оказывает влияния на распределение теплоотдачи по длине. Расчет теплообмена в этом режиме рекомендуется производить по методике изложенной в главе 2. При одновременном существовании в канале двух режимов теплоотдачи (кривые 3,4 рис. 11) определена граница режимов ($\bar{x}_k$ - длина зоны с конвективным теплообменом):

$$\bar{x}_k = C \cdot Re'^{-0,48} Re^{0,48} \cdot K^{-1,32} \quad (25)$$

где Re' - критерий Пекле при кипении;

$$C_{угл} = 1,807 \cdot 10^6; C_{oc} = 5,06 \cdot 10^5.$$

Проверена эффективность использования турбулизирующих элементов в канале: макронеровностей в виде ступенек на поверхности, проволоочной и ленточной вставок. Установлено, что интенсивность теплоотдачи на выходе из ступенчатого канала может превысить теплоотдачу на входе в 2,5-3 раза. В случае использования проволоочной и ленточной вставок местная теплоотдача практически постоянна по длине начиная с расстояния $\bar{x} = 3$ и может быть рассчитана по следующим выражениям:

для проволоочной спирали:

$$Nu = 0,32 Re^{0,62} Pr^{0,43} \quad (26)$$

для ленточной вставки:

$$Nu = 0,035 Re^{0,98} Pr^{0,43} \quad (27)$$

Выполнено сравнение энергетической эффективности вставок.

Для проверки правильности задания граничных условий по предлагаемым зависимостям и эффективности канального охлаждения межклапанной перемычки головки цилиндра проведен сравнительный расчетно-экспериментальный анализ теплового состояния двух вариантов конструкции головки (с каналом и без него) дизеля 84 II/II,5 (ЗИЛ-645). Расчет температур производился методом конечных элементов в трехмерной постановке на ЭВМ ЕС-1022 и ЕС-1061. Экспериментальное исследование проведено на моторном стенде, оборудованном в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81.



Анализ температурных полей головок позволил установить, что максимальная температура головки с охлаждающим каналом в межклапанной перемычке находится в пределах 350-360 °С. Максимальная температура головки базового варианта (без канала) достигает 390 °С, что для чугуна близко к предельной. Отличие расчетных данных от экспериментальных находится в пределах допустимой погрешности, что свидетельствует о достоверности используемых граничных условий.

В главе 5 описывается разработанный комплекс лабораторных установок по определению основных свойств охлаждающих жидкостей для ДВС.

Главная установка комплекса имитирует основные процессы, происходящие в системе охлаждения двигателя, и предназначена для исследования изменения свойств жидкости в процессе его работы. Установка состоит из термостата с погруженной в него батареей металлических дисков, кавитационной камеры, двух камер с нагревателями и двух емкостей для проб. Диски изготавливаются из тех же материалов, что и детали системы охлаждения. Количество дисков из каждого металла выбирается пропорционально площади этих металлов в системе охлаждения двигателя. Нагреватели изготавливаются: один из материала гильзы, другой из материала головки цилиндров. Продолжительность испытаний предварительно устанавливается 900 ч и по мере необходимости корректируется в зависимости от изменения свойств жидкости, которые исследуются через каждые 300 ч. При этом определяются тепловая эффективность жидкости и ее склонность образовывать отложения, для чего измеряется термическое сопротивление соответственно теплового слоя жидкости и слоя отложений в камерах с нагревателями.

Остальные свойства жидкости исследуются на других установках комплекса, где используются содержимое емкостей для проб (они отключаются от главной установки по очереди через каждые 300 ч).

Скорость коррозии металлов определяется с помощью поляризационных кривых, снятых потенциостатическим способом с предварительной анодной пассивацией. Учитывая конструктивные особенности системы охлаждения двигателя, рассчитываются скорости контактной коррозии.

Антикавитационные свойства жидкости оцениваются по скорости кавитационной коррозии, которую определяют также по поляризационным кривым, снятым на образце, закрепленном на конце магнитострикционного вибратора.

Стойкость резины к воздействию жидких сред проверяется на установке для испытаний при постоянном растягивающем напряжении и оценивается по скорости удлинения образца.

Для определения вспениваемости охлаждающей жидкости используется метод продувания воздуха через пробу. Вспениваемость оценивают по двум показателям: объему пены, образовавшейся за определенное время и времени исчезновения пены после прекращения подачи воздуха.

На разработанном комплексе установок были проведены сравнительные исследования охлаждающих жидкостей, которые предлагаются к использованию в двигателях. Результаты этих испытаний показали, что предлагаемый комплекс лабораторных установок позволяет производить оценку пригодности к использованию в двигателе той или иной жидкости без специальных моторных испытаний. Комплекс внедрен в производственном объединении "Звезда". Он может найти применение и для контроля свойств охлаждающих жидкостей в процессе производства и эксплуатации.

В главе 6 рассматриваются конкретные пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей ДВС, основанные на принципе локальности.

Так в наиболее теплонапряженной зоне головки (для многих автомобильных дизелей это центральная часть днища) дальнейшая интенсификация теплоотдачи может быть осуществлена за счет перехода в режим развитого пузырькового кипения, при этом как показывает расчет интенсивность охлаждения в рассматриваемой зоне может возрасти в 3-4 раза. Конструктивно это можно осуществить, если затруднить циркуляцию воды в центральной части головки с помощью кольцевой перегородки не замыкающейся с верхней полкой. Для проверки эффективности предлагаемой конструкции головки были проведены сравнительные испытания на дизеле ЗИЛ-645, которые подтвердили локальное снижение температур огневого днища головки с "камерой кипения".

Гораздо больший эффект можно получить используя струйное охлаждение. На рис. II (а.с. II88345) показан вариант такого охлаждения при использовании двух или нескольких перпендикулярных к преграде струй с шагом между осями S . Благодаря тому, что расстояние между осями отверстий составляет 2-3 диаметра последних, а расстояние от наружного торца отверстий до охлаждаемой поверхности 0,3-1,6 диаметра отверстия район соударения пристенных струй приходится на переходную область, при этом обеспечивается заметная интенсификация теплообмена как в районе между отверстиями, так и в критических точках, то есть на всей поверхности действия струй.

В том случае, если конструктивно не представляется возможным разместить специальные патрубки для подвода струй нормально к поверхности охлаждения можно предложить иное решение рис. 12

(а.с. 1657707), когда охлаждающая жидкость, поступающая из рубашки цилиндра в головку через отверстие I, с помощью оппозитно и соосно установленных насадков 7, оси которых параллельны теплоотдающей поверхности, формируется во встречные струи. Последние при соударении образуют струю, перпендикулярную к охлаждаемой поверхности.

Изложенные выше методы основаны на интенсификации локального теплообмена, между тем имеется еще один резерв для воздействия на тепловое состояние головки—варьирование тепловым сопротивлением огневого днища за счет изменения толщины последнего. В принципе возможно изменять эту толщину таким образом, чтобы температура огневой поверхности t_1 , менялась по определенному закону. Задаваясь той или иной эпюрой тепловых потоков и законом изменения по радиусу температуры t_1 , можно рассчитать, как должна изменяться толщина огневого днища. На рис. 13 представлены результаты такого расчета для дизелей ЯМЗ без наддува, при котором принято $\lambda = 46,5$ Вт/м °С, $t_1 = 300$ °С и $t_{ж} = 100$ °С, т.е. $t_1 - t_{ж} = 200$ °С = $Const$. Видно, что утолщение днища при реализации даже столь жесткого условия находится в пределах выполнимого.

В головках высокофорсированных двигателей при высоких тепловых нагрузках, чтобы достигнуть существенного эффекта, необходимо уже одновременно воздействовать на оба параметра, определяющих общее термическое сопротивление.

В этом случае охлаждение наиболее теплонатяженных мест головки чаще всего межклапанных перемычек целесообразно осуществлять с помощью сверленных каналов. При этом для повышения эффективности охлаждения и упрощения изготовления канал охлаждения необходимо выполнять в виде последовательно расположенных сверлений с общей осью, диаметр которых убывает в направлении движения охлаждающей жидкости, а граница между наибольшим диаметром и последующим расположена на расстоянии не более 0,5 радиуса цилиндра и не менее 1,5–2 диаметров наименьшего сверления от оси цилиндра рис. 14 (а.с. 1362859).

Если необходимо интенсивно охлаждать межклапанную перемычку (МКП) и форсунку одновременно, сверление канал выполняют так, чтобы он проходил определенным образом через МКП и стенку, разделяющую гнездо для установки форсунки и выпускной канал (а.с. 1353912). Интенсифицировать теплообмен в районе форсунки можно также за счет подачи струи в тупиковую полость 6, выполненную перед форсункой рис. 15 (а.с. 1444546). Причем глубина этой полости H от нижней образующей сверленного канала 4 составляет 0,1–0,2 его диаметра.

Длина l полости 6 от торца канала 4 до противоположной стенки составляет $0,3 \pm 1,0$ диаметра. Радиус округления R не превышает $0,3$ диаметра канала.

Разработанные методы локального охлаждения позволяют обеспечить нормальное тепловое состояние головки форсированного двигателя. Это в свою очередь расширяет возможности конструкции при гарантированной надежности. Так, например, наличие отмеченных преимуществ головок со сверленными каналами позволяет более рационально организовать потоки охлаждающей жидкости. В частности появляется возможность направить основной поток жидкости не поперек головки, а вдоль. Вследствие такого изменения можно уменьшить массу головки за счет исключения из конструкции продольного водооборного канала, как это имело место у штатной головки дизеля 84 II/II,5 (ЗИЛ-645).

Реализация для дизеля ЗИЛ-645 конструкции головки со ступенчатым сверленным каналом и без водооборного позволила уменьшить ее массу в среднем на 2 кг.

Для гильз цилиндров термические напряжения редко бывают лимитирующими. В большинстве случаев первостепенное значение имеют температуры рабочей поверхности, от уровня и характера распределения которых зависит состояние слоя смазки и работоспособность поршня и поршневых колец.

Именно с этих позиций и целесообразно оценивать эффективность системы охлаждения гильзы.

Для выяснения реальных возможностей улучшения теплового состояния поршня за счет совершенствования охлаждения гильзы проведены исследования на дизеле 84Н II/II,5, в процессе которых экспериментально были получены температурные поля поршня и гильзы при различных вариантах охлаждения последней. В результате установлено, что, во-первых, на температурное состояние поршня заметное влияние оказывает средняя температура теплопринимающей поверхности гильзы, во-вторых, рационально организованное движение теплоносителя у поверхности верхнего наиболее теплонпряженного пояса гильзы цилиндра, обеспечивая хорошую теплоотдачу, позволяет снизить температуры гильзы как в указанной области, так и среднюю по поверхности, что заметно улучшает тепловое состояние поршня.

С учетом этого может быть рекомендована следующая система охлаждения гильзы рис.16 (а.с.1686206). Полость охлаждения гильзы 2 с помощью двух разделительных буртов 6 и 7 в блоке I разбивается на 3 камеры. Подвод охлаждающей жидкости осуществляется через отверстие 8 в среднюю камеру 5 полости охлаждения. Из камеры 5 жидкость через кольцевые каналы 9 и 10, образованные наружной поверхностью гильзы и боковыми поверхностями разделительных буртов 6 и 7, поступает в нижнюю тупиковую часть II и в верхнюю проточную камеру 12. Поскольку в нижней части гильзы не требуется интенсивного теплосъема в камере 7 реализуется термосифонное охлаждение. Что касается верхней части, то здесь наоборот обеспечивается интенсивное охлаждение. Причем благодаря перенесению центрирующего пояса, расположенного чаще всего под опорным буртом 4 гильзы, на боковую поверхность 3 этого бурта, образуется кольцевая полость 13 между гильзой и блоком в с.ой верхней части и, тем самым, обеспечивается циркуляция жидкости вдоль гильзы до опорного бурта. Во избежание образования паровых пробок в полости 13 в блоке предусмотрен по меньшей мере один соединительный канал 16 с отводным каналом 15, обеспечивающие постоянную циркуляцию жидкости.

Эффективность такой системы проверена на модернизированном варианте двигателя 84 II/II,5 (ЗИЛ-645), у которого в поршне верхнее компрессионное кольцо расположено на расстоянии 8 мм (у серийного поршня - 17мм) от торца головки. Отмечено снижение температур поршня как в районе кромки камеры, так и зоны колец в среднем на 12-14 °С.

Разработанная система рекомендована для внедрения не только на дизеле ЗИЛ-645, но и перспективных дизелях ЗИЛ.

Вместе с тем давно известен и широко применяется, например, в двигателях с воздушным охлаждением способ интенсификации теплосъема путем развития площади охлаждаемой поверхности. В то же время отмечается малочисленность исследований по снижению температур гильз и поршней путем оребрения гильз при жидкостном охлаждении.

Исходя из теоретических предпосылок сформулированы общие принципы оребрения гильз, которые проверены экспериментально на двигателе. В целом при жидкостном охлаждении применение оребрения наружной поверхности гильзы с одновременным уменьшением термического сопротивления ее стенки позволяет уменьшить температуры поршня на

12-15 °С. Причем эффективность охлаждения гильзы может быть выше при рациональных геометрических параметрах ребер и оптимальном их расположении по отношению к направлению потока охлаждающей жидкости.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.

1. Разработана математическая модель теплообмена при поверхностном кипении. Расчеты по разработанной модели хорошо согласуются с опытными данными.
2. Выполнены теоретические и экспериментальные исследования локального теплообмена при струйном охлаждении теплонапряженных деталей ДВС, в результате чего установлено:
 - максимальные значения коэффициентов теплоотдачи α при взаимодействии струи с теплоотдающей поверхностью под углом 90° имеют место в окрестности критической точки при удалении насадка диаметром d_0 на расстояние $\bar{h} = h/d_0 = 6$ и в области перехода к турбулентному пограничному слою при $\bar{h} < 3$; для этого случая получены зависимости для определения α по радиусу преграды с учетом P и $\bar{h}$;
 - при взаимодействии струи с поверхностью под углом $\varphi < 90^\circ$ интенсивность теплообмена в окрестности критической точки возрастает в 1,5 раза в зависимости от значений φ и $\bar{h}$, что учитывается в рекомендуемых расчетных выражениях;
 - имеет место существенная интенсификация теплообмена в тупиковой полости на криволинейной стенке при $H > 0,4d_0$ и на дне полости при $H < 0,2d_0$;
 - размещение турбулизаторов эффективно в градиентной и переходной областях течения струи;
 - интенсивность теплообмена за выступом рассчитывается по предложенной модели теплообмена в наклонной импактной струе.
3. Экспериментально-расчетными методами доказана высокая эффективность струйного охлаждения теплонапряженных зон деталей двигателя.
4. Изучены закономерности течения и теплообмена в коротких сверленных каналах в условиях системы охлаждения двигателя.
5. Получены зависимости для прогнозирования локальных граничных условий в коротких сверленных каналах при использовании последних для жидкостного охлаждения деталей двигателей как с умеренной, так и с повышенной форсировкой по мощности.
6. Испытания дизелей, у которых теплообмен в наиболее теплонапряженных зонах деталей осуществляется с помощью коротких сверленных каналов, подтвердили высокую эффективность такого способа охлаждения.

7. Проведение исследований локального теплообмена в условиях, характерных для жидкостных систем охлаждения, в том числе и непосредственно на двигателях, потребовало создания методик и средств, их обеспечивающих, а именно:
- разработаны и внедрены (ЗИЛ, ЗМЗ, ЯПИ и др.) методики препарирования образцов и деталей двигателей термометрическими и проведения теплотехнических испытаний с целью получения подробной информации о процессах теплопереноса, являющейся основой для оптимизации охлаждения деталей;
 - разработаны и внедрены (ЗИЛ, ЯМЗ, ПО "Звезда", ЯПИ) оригинальные безмоторные установки и методики работы на установках, позволяющие надежно моделировать и исследовать процессы локального теплообмена в условиях, характерных для жидкостных систем охлаждения двигателей..
8. Предложены пути улучшения температурного состояния деталей, основанные на принципе локального охлаждения, разработаны оригинальные конструктивные решения, защищенные авторскими свидетельствами (А.С. 566001, в.с. 1218160), (А.С. 1188345, в.с. 1444546, в.с. 1040196, в.с. 1657707, в.с. 1437542, в.с. 1460380, в.с. 1359459, в.с. 1666796, положительное решение по заявке № 4929586/06), многие из которых реализованы на практике.
9. Разработан комплекс лабораторных установок по определению основных свойств охлаждающих жидкостей, позволяющий оперативно исключать непригодные образцы теплоносителей, выявлять до проведения эксплуатационных испытаний те качества теплоносителя, которые могут оказать неблагоприятное воздействие на работоспособность системы охлаждения и двигателя в целом. Разработанный комплекс установок может быть также рекомендован для контроля качества охлаждающих жидкостей в процессе производства и эксплуатации. Комплекс внедрен на ПО "Звезда", где позволил заменить моторные испытания на лабораторные и получить экономический эффект 170 тыс.рублей в год.
10. Разработана и применена на двигателе ЗИЛ-645 автомобиля ЗИЛ-4331 оригинальная система охлаждения гильз (А.С. 1686206) и головок (А.С. 1353912, в.с. 1362859) без водосборного канала, позволяющая повысить моторесурс и надежность двигателя при одновременном снижении материалоемкости и массы. Экономический эффект при выпуске 70000 шт. автомобилей в год составляет 2310000 руб.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей / А.М.Кригер, М.Е.Дискин, А.Л.Новенников, В.И.Пикус. - М.: Машиностроение, 1985. - 176 с.
2. Новенников А.Л. К вопросу выбора режима работы системы охлаждения гильзы цилиндра поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. научн. тр. - Ярославль, 1973. - С.79-84.
3. Исследование основных закономерностей теплоотдачи в полости охлаждения головки цилиндра / А.Л.Новенников, Е.С.Стефановский, В.И.Пикус и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. научн. тр. - Ярославль, 1975. - С.22-26.
4. Стефановский Е.С., Новенников А.Л., Пикус В.И. О повышении работоспособности головок цилиндров быстроходных дизелей с нагруженными камерами сгорания // Автомобильная промышленность. - 1976. - № 3. - С.9-11.
5. Теплобалансовые характеристики и температурное состояние дизеля с наддувом при охлаждении водой и антифризом / В.С.Афанасьев, Н.П.Смирнов, А.Л.Новенников и др. // Двигателестроение. - 1981. - № 9. - С.10-11.
6. Повышение надежности чугунных головок дизелей с камерами сгорания типа "Дейтц" / А.Л.Новенников, В.И.Пикус, А.А.Мухарский и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. сб. научн. тр. - Ярославль, 1981. - С.94-98.
7. Новенников А.Л., Пикус В.И., Изнев А.А. Усовершенствованная система охлаждения головок дизеля // Автомобильная промышленность. - 1987. - № 11. - С.15-16.
8. Дискин М.Е., Новенников А.Л. Система охлаждения дизеля ЗИЛ-645 // Автомобильная промышленность. - 1988. - № 3. - С.2-3.
9. Богачук В.Н., Новенников А.Л., Юдаев Б.Н. Взаимодействие осесимметричной струи каплевой жидкости с преградой в условиях систем охлаждения ДВС // Промышленная теплотехника. - 1989. - II, № 2. - С.73-77.
10. Богачук В.Н., Юдаев Б.Н., Новенников А.Л. Интенсификация теплообмена струи с преградой за одиночным выступом // Промышленная теплотехника. - 1989. - II, № 3. - С.26-29.
- II. Новенников А.Л., Изнев А.А. Исследование гидродинамики и теплообмена в каналах охлаждения головок цилиндров дизелей // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1989. - № II. - С.73-78.

12. Новенников А.Л., Ивнев А.А. Теплообмен в коротких сверленных каналах охлаждения головок цилиндров дизелей при поверхностном кипении // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1990. - № 4. - С.84-89.
13. Лаврентьев В.Н., Новенников А.Л. Комплекс для оценки охлаждающих жидкостей // Автомобильная промышленность. - 1990. - № 1. - С.25.
14. Улучшение теплового состояния поршня путем совершенствования охлаждения гильзы цилиндра / А.Л.Новенников, С.В.Елисеев, В.Н.Богачук и др. // Двигателестроение. - 1990. - № 5. - С.3-6.
15. Новенников А.Л., Богачук В.Н. Гидродинамика и теплообмен при истечении осесимметричной струи в тупиковую полость охлаждения головки цилиндра дизеля // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1991. - № 10. - С.73-77.
16. А.С. 1040196 (СССР). Устройство для жидкостного охлаждения гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания / М.Е.Дискин, А.В.Егоров, А.Л.Новенников и др. // Открытия. Изобретения. - 1983. - № 33. - С.145.
17. А.С. 1218160 (СССР). Способ охлаждения двигателя внутреннего сгорания / М.Е.Дискин, А.Л.Новенников // Открытия. Изобретения. - 1986. - № 10. - С.188.
18. А.С. 135912 (СССР). Головка цилиндра дизеля / И.Е.Дискин, А.А.Мухарский, А.Л.Новенников и др. // Открытия. Изобретения... - 1987. - № 43. - С.120.
19. А.С. 1362859 (СССР). Головка цилиндров двигателя внутреннего сгорания / А.А.Ивнев, А.Л.Новенников, В.Н.Богачук и др. // Открытия. Изобретения. - 1987. - № 48. - С.99.
20. А.С. 1437542 (СССР). Головка цилиндров двигателя внутреннего сгорания / В.Н.Богачук, А.Л.Новенников, Е.Н.Вязев // Открытия. Изобретения... - 1988. - № 42. - С.139.
21. А.С. 1686206 (СССР). Система жидкостного охлаждения гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания / А.Л.Новенников, С.В.Елисеев, В.Н.Богачук и др. // Открытия. Изобретения... - 1991. - № 39. - С.139.

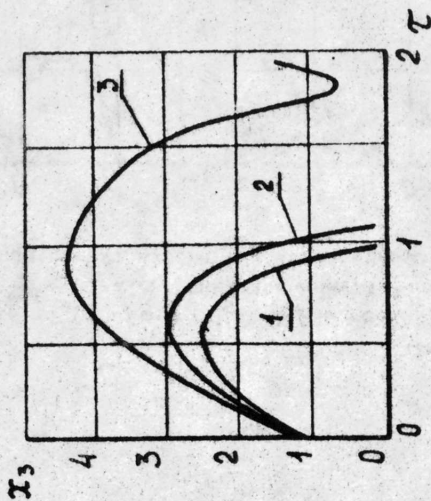


Рис. 1. Радиус пузырька в функции времени: $\chi_3 = R/R_0$; $T_0 = 333^\circ \text{K}$; $\Gamma_0 = 10^5 \text{ н/м}^2$; $V = 3 \text{ м/с}$:
1 - $P_2 = 1$; 2 - $P_2 = 0.5$; 3 - $P_2 = 0.04$.

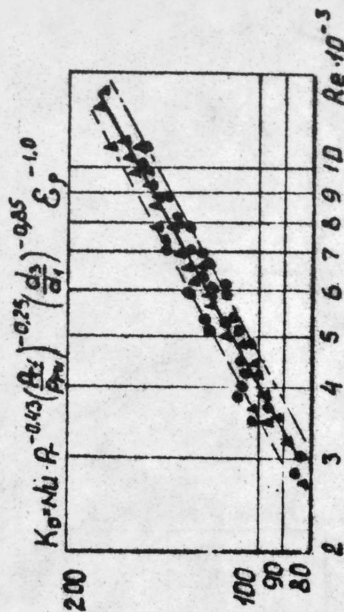


Рис. 2. Интегральная зависимость для теплоотдачи от гильзы цилиндра к жидкости в режиме конвекции по результатам: $\bullet$ - модельные испытания; Δ - испытания на модели

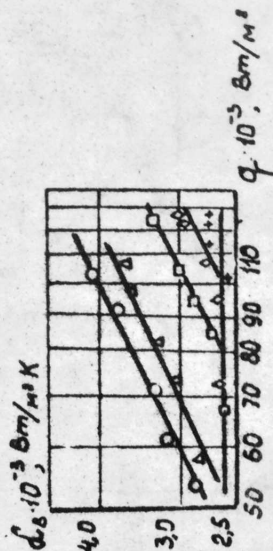


Рис. 3. Влияние теплового потока на интенсивность теплоотдачи от гильзы цилиндра при недогреве:
 $\circ$ - $\Delta t_m = 13^\circ \text{C}$; Δ - $\Delta t_m = 18^\circ \text{C}$; $\square$ - $\Delta t_m = 29^\circ \text{C}$; $\phi - \Delta t_m = 39^\circ \text{C}$; $+$ - $\Delta t_m = 49^\circ \text{C}$

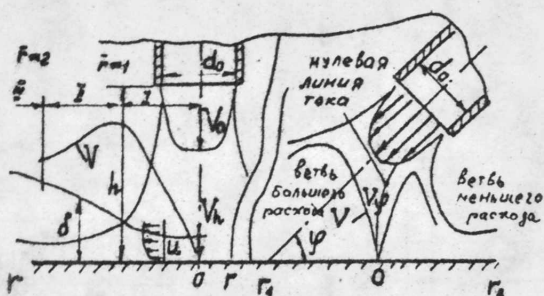


Рис. 4. Схема течения струи на теплоотдающей поверхности.

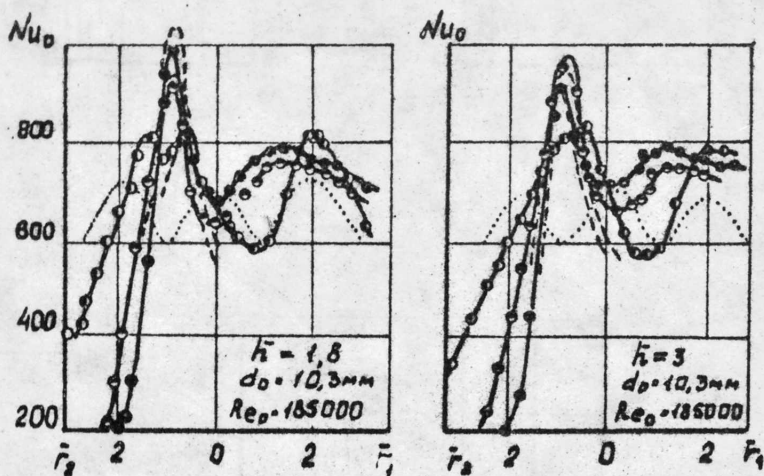


Рис. 5. Распределение интенсивности теплообмена вдоль преграды при натекании наклонной струи:
 •—• $\gamma = 28^\circ$; —•— $\gamma = 43^\circ$; ••• $\gamma = 63^\circ$; $\gamma = 90^\circ$;
 — — — — — расчет.

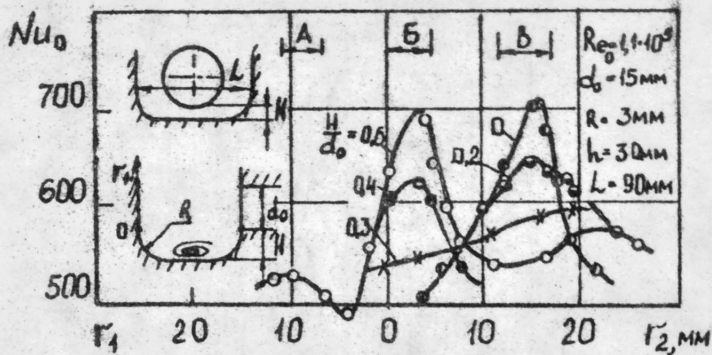


Рис. 6. Теплообмен со стенками тупиковой полости.

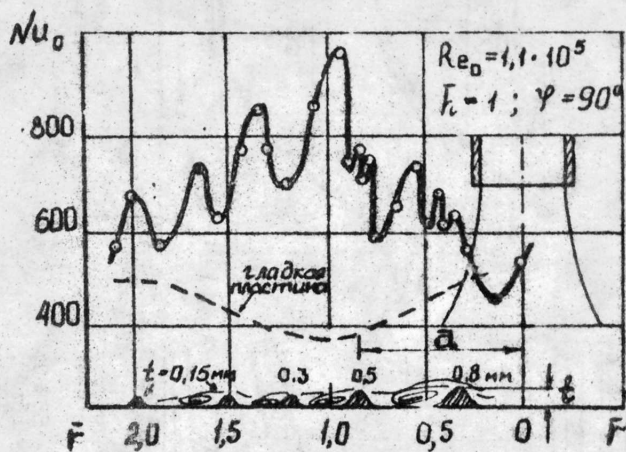


Рис. 7. Локальный теплообмен на преграде с турбулизаторами.

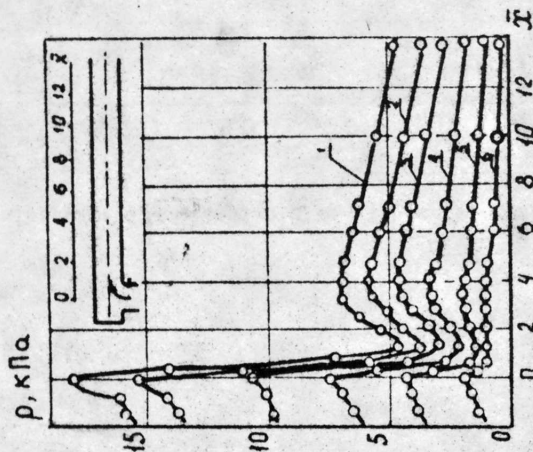


Рис. 8. Распределение статического давления по длине верхней стенки канала с угловым эхом
 1 - $Re = 9000$; 2 - $Re = 3000$;
 3 - $Re = 7000$; 4 - $Re = 4000$;
 5 - $Re = 5000$.

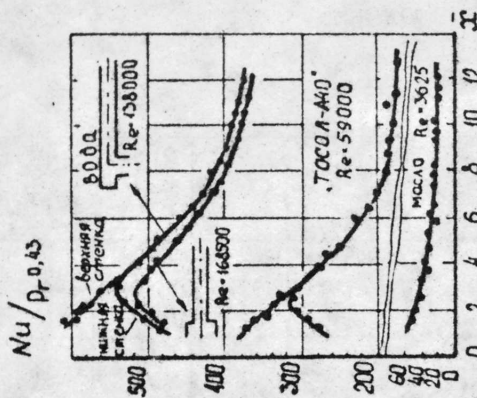


Рис. 9. Газораспределение интенсивности теплоотдачи по длине канала в режиме вынужденной конвекции.

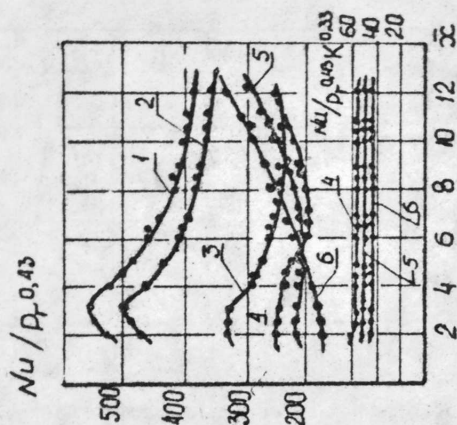


Рис. 10. Интенсивность теплоотдачи в режиме поверхностного кипения (вода, $q = 18 \text{ кВт/м}^2$, $t_f = 99^\circ\text{C}$; $p = 1,2 \text{ Бар}$; 1-6- $Re = 129000-22000$).

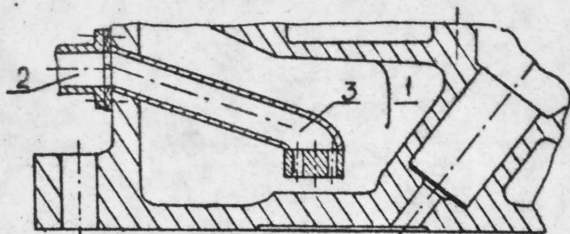


Рис. 11. Струйное охлаждение межклапанной перемишки головки.

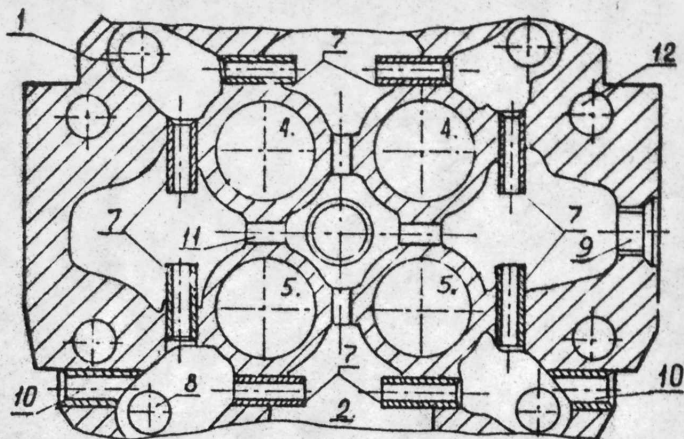


Рис. 12. Охлаждение головки цилиндров с помощью opposite и offset установленных насадок.

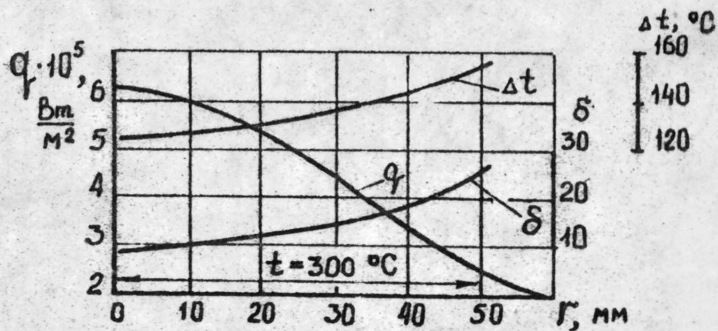


Рис. 13. Результаты оценки характеристик огневого днища переменной толщины.

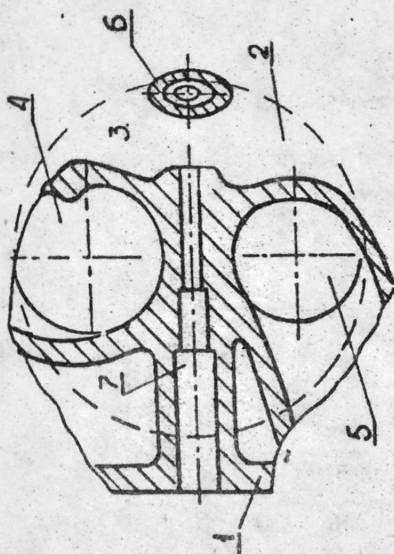


Рис. 14. Сечение головки цилиндра со сверлящими каналами охлаждения межклапанной перегородки.

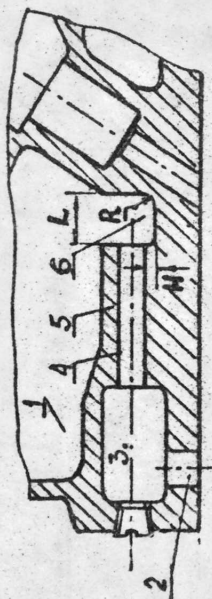


Рис. 15. Вариант интенсификации теплообмена в районе форсунок.

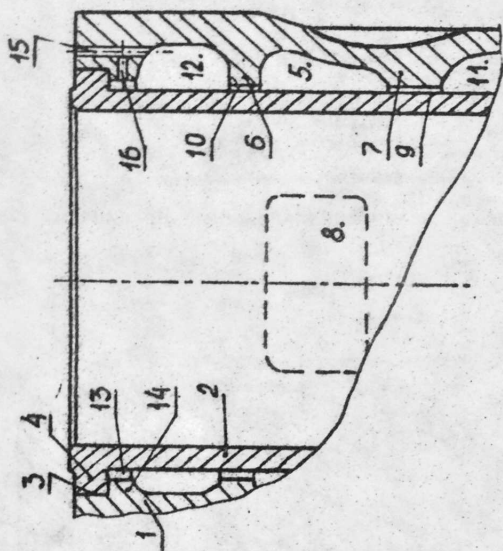


Рис. 16. Неструктурный вариант охлаждения гильзы цилиндра.

Подписано в печать 1.07.93.

Формат $60 \times 84^{1/16}$. Бумага газетная. Офсетная печать.

Печ. л. 2. Тираж 100. Заказ 1861.

Типография Ярославского политехнического института.

Ярославль, ул. Советская, 11а.