

4383305

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ГРЕХОВ Леонид Вадимович

СТРУКТУРА ТЕЧЕНИЯ И ЛОКАЛЬНЫЙ НЕСТАЦИОНАРНЫЙ ТЕПЛООБМЕН
В ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
(05.04.02 — тепловые двигатели)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1981 г.

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель – кандидат технических наук,
доцент Ивин В.И.

Официальные оппоненты – доктор технических наук,
профессор Дьяченко В.Г.;
кандидат технических наук,
доцент Калишевский Л.Л.

Ведущее предприятие – Государственный союзный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский тракторный институт (НАТИ).

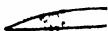
15 Защита диссертации состоится "30" ноября 1981 года
"30" часов на заседании специализированного Совета К.053.15.05
"Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" Московско-
го высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу:
107005, Москва, Лефортовская наб., д.1, корпус факультета "Энерго-
машиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться
Баумана.

Автореферат разослан "28"

Ваш отзыв на автореферат в
учреждения, просим направл
107005, Москва, 2-я Бауман
ученому секретарю Совета К

Ученый секретарь
специализированного Совета
кандидат технических наук,
доцент



Л-86649. Подп. к печати 16
Типография МВТУ им. Н.Э. Б

M383305

1738305

Через выпускные каналы ДВС только в пределах головки цилиндра в охлаждение отдается 2,5-5% всей теплоты, подведенной с топливом или около половины теплоты, полученной всеми поверхностями головки. Соответствующие гидравлические потери составляют 75-90% от потерь в выпускном тракте. Снижение потерь в элементах выпускного тракта, и прежде всего в выпускных каналах, положительно сказывается на экономичности ДВС, однако способы их рационального конструирования сдерживаются недостаточной изученностью происходящих процессов и систематизацией экспериментального материала.

Типичной неисправностью ДВС является выход из строя головок цилиндров и выпускных клапанов, что связано с их высоким уровнем теплонапряженности. В настоящее время интенсивно развиваются расчетные методы определения теплового и напряженного состояния этих деталей и способы оценки их работоспособности. Вместе с тем практически отсутствуют необходимые способы постановки граничных условий по локальному теплообмену со стороны выпускных каналов.

При решении задачи снижения токсичности выпускных газов и для определения их работоспособности перед турбиной в комбинированном ДВС представляет интерес оценка мгновенной температуры газов. Однако необходимые для этого способы оценки нестационарной теплоотдачи в выпускном тракте также отсутствуют.

Целью работы является повышение эффективности работы ДВС путем совершенствования тепловых и динамических процессов в элементах выпускного тракта на основании выявления основных физических закономерностей этих процессов и разработки расчетных и конструкторских методов улучшения их протекания.

Научная новизна. На базе физически обоснованных гидродинамических и тепловых условий в выпускном тракте ДВС разработан способ расчета локальной нестационарной теплоотдачи при безотрывном течении, а также способ оценки теплоотдачи при отрыве пограничного слоя. В результате детального экспериментального ис-

следования локального нестационарного теплообмена и нестационарного трехмерного течения с отрывом в каналах выявлены характерные особенности протекания этих процессов. Исследован и количественно описан нестационарный теплообмен в канале с закрытым клапаном. Предложен способ моделирования теплообмена в газоздушном тракте ДВС и обобщения результатов.

Практическая ценность. Разработанная методика физического моделирования теплообмена в элементах газоздушного тракта позволяет упростить соответствующие исследования и ускорить доводку двигателей. Усовершенствование кинематического метода позволяет использовать его для широкого круга аэродинамических и теплофизических исследований сложных турбулентных течений в газах с целью получения полной информации о кинематике потоков. Разработаны методы оценки теплообмена в элементах выпускного тракта, применимые для всех практически важных задач, способы уменьшения интегральной теплоотдачи в их стенке и перераспределения локальных тепловых потоков, методика профилирования каналов с целью улучшения их пропускной способности. Эти методы реализованы при доводке выпускных трактов двигателей ЧМ 26/26, ЧМ 21/21.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на заседаниях кафедры "Комбинированные ДВС" МВТУ 1980 и 1981 г.г., трех семинарах молодых ученых и специалистов кафедры 1975-1981 г.г., на научно-техническом совете Коломенского тепловозостроительного завода им. В.В.Куйбышева 1975 г., Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" 1980 г.

Публикации. Результаты работы изложены в семи печатных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав и выводов, изложена на 137 страницах основного текста, содержит 6 таблиц, 213 иллюстраций, список литературы из 207 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе дан критический анализ работ по теплообмену и течению в выпускных каналах ДВС. Имеются сведения о доле теплоты, теряемой в выпускных каналах различных двигателей,

выявлена ее зависимость от геометрии и количества каналов, нагрузки двигателя, частоты вращения коленчатого вала, угла опережения впрыска и т.д. Однако ввиду сложности закономерностей конвективного теплообмена в каналах, законов распространения теплоты в теле головки и особенностей работы ДВС, универсальность выявленных зависимостей тепловых потоков от режимных параметров двигателей и интегральных характеристик каналов, невелика.

Теоретические методы расчета теплообмена в каналах ДВС, основанные на оценке состояния теплового пограничного слоя, отсутствуют. Известные расчетные зависимости для интегральной по времени и поверхности теплоотдачи построены на основе корректных критериальных соотношений для установившегося течения в трубах.

Основная доля выполненных исследований базируется на теплобалансовых испытаниях двигателей. При этом не предложено способов моделирования теплообмена в каналах ДВС, имеются весьма ограниченные результаты по локальной теплоотдаче, еще более ограничены возможности обобщения этих результатов. Характерной чертой выполненных исследований по теплообмену в каналах ДВС является их проведение, независимое от изучения гидродинамических условий.

Имеются рабочие гипотезы относительно теплообмена при закрытом клапане (т.е. в глухом канале). Однако физические особенности этого процесса и его значимость не выяснены.

Широко используемые методы расчета течения в выпускных системах ДВС ввиду одномерности рассмотрения недостаточны для решения задачи о теплообмене в каналах. Экспериментальным путем выяснено, что течение в них носит кинематически сложный характер, в них не развивается сверхзвуковое течение, но практически всегда в нескольких характерных областях наблюдается отрыв пограничного слоя, течение на начальном участке каналов приближенно может рассматриваться как осесимметричное.

Между тем использованные средства экспериментального изучения потоков недостаточно информативны, связаны с искажением течения. Не выяснен механизм воздействия на течение в каналах нестационарности, неизотермичности, условия развития отрыва пограничного слоя, характер основного потока и вторичных течений, турбулентность и ее источники, влияние привнесенной из цилиндра

турбулентности.

В соответствии с целью работы и проведенным анализом были сформулированы следующие задачи:

- Разработать способы расчета теплообмена в выпускных каналах (локального, нестационарного).
- Разработать методику экспериментального изучения течения, обеспечивающую получение исчерпывающей информации о кинематике потоков в каналах.
- Уточнить физические особенности течения в каналах, выявить характерные картины течения.
- Разработать методику изучения локального нестационарного теплообмена в газоздушном тракте ДВС на физических моделях.
- Используя информацию о гидродинамических условиях, выявить основные закономерности локального нестационарного теплообмена в элементах выпускной системы ДВС, в том числе, в глухом канале.
- Разработать рекомендации по конструированию выпускных каналов с улучшенными гидравлическими характеристиками, уменьшенной локальной и интегральной теплоотдачей.

Вторая глава посвящена методам теоретического изучения конвективного теплообмена в выпускных системах ДВС.

Расчет нестационарного локального теплообмена ведется в рамках приближений пограничного слоя на основе метода С.С.Кутателадзе - А.И.Леонтьева. Используется решение интегрального уравнения энергии для нестационарного процесса:

$$\frac{r_{\infty} H_T}{W_{\infty}} \cdot \frac{\partial Re_T^{**}}{\partial t} + r_{\infty} \frac{\partial Re_T^{**}}{\partial x} = F(x, t, Re_T^{**}, \Phi) \quad (I)$$

где Re_T^{**} - критерий Рейнольдса, построенный по толщине пограничного слоя. Понятие относительного закона теплообмена реализует принцип локального моделирования:

$$\Phi = (St/St_0)_{Re_T^{**} = idem} \quad (2)$$

где $St_0 = f(Re_T^{**})$ - закон теплообмена на плоской пластине. Относительный закон теплообмена построен на основании "новой" формулы Прандтля с постоянным коэффициентом турбулентного обмена, полиномиальной аппроксимации профиля теплового потока по К.К.Федяевскому, критерия устойчивости ламинарного подслоя с использованием локального критерия Рейнольдса в смысле Л.Г.Лойцянского, уравнений состояния и энергии. Решение системы уравнений производится численными методами, причем уравнения (I) - ме-

тодом Рунге-Кутты с приведением к двум обыкновенным дифференциальным уравнениям.

Полученные решения находятся в хорошем соответствии с известными предельными законами теплообмена для случая выраженной неизотермичности: $\psi = T_w / T_\infty^* \neq 1$, для случая $\psi(x) = \text{var}$. Показывается, что последнее аналогично влиянию на закон теплообмена тепловой нестационарности: $\psi(t) = \text{var}$. Типичные для выпускных каналов ДВС $\psi < 1$, $\frac{\partial T_w}{\partial x} < 0$ определяют увеличение коэффициента теплоотдачи по длине канала относительно квазизотермического случая. Тепловая нестационарность проявляется неоднозначно: в начале выпуска коэффициент теплоотдачи выше квазистационарного, в конце свободного и принудительного выпуска - меньше. В предельном случае возможно $q_w \rightarrow 0$ при конечном $T_\infty^* - T_w$.

Возможности теоретических методов расчета теплоотдачи при отрыве пограничного слоя явно недостаточны. Затруднено использование и экспериментальных результатов ввиду их малой универсальности. Анализ процессов, происходящих при отрыве, показал, что теплообмен в области присоединения зависит от турбулентности натекающей жидкости. При этом основным генератором турбулентности является слой смешения, а ее уровень - функцией длины этого слоя. Закономерности формирования вихревой зоны, слабая зависимость характера течения и теплообмена от шероховатости, Re в турбулентной и переходной области, внешней турбулентности и др. также предопределили вывод об определяющем значении на теплообмен в области присоединения струйного пограничного слоя. С использованием известных экспериментальных данных получена критериальная зависимость:

$$Nu_L^{\max} = 0.0803 Re_L^{0.72} Pr^{0.43} \quad (3)$$

где L - длина разделяющей линии тока. Плодотворность такого подхода подтверждается обобщением с помощью (3) результатов для внешних и внутренних, плоских и осесимметричных течений, с сильным градиентом давления и без него, несимметричном отрыве, различных рабочих сред и т.д.

Решение задачи о теплообмене внутри вихревой зоны основано на гипотезе А.М.Леонтьева и Б.А.Рягина о возникновении вторичного пристенного пограничного слоя. Используя (I), в простейшем случае получаем:

$$St = \frac{B}{2Pr^{0.75}} \left[\frac{B(m+1)}{2Pr^{0.75}} \int_0^{\bar{x}_2} Re_d d\bar{x}_2 + Re_{\tau \max}^{**m+1} \right]^{-\frac{m}{m+1}} \quad (4)$$

где: $\bar{X}_2 = \frac{X_R - X}{X_R}$, X_R - координата точки присоединения.

Для "аномального" пристенного слоя получено: $B = 0,2$;

$m = 0,5$. Применена и более простая форма обобщения:

$$Nu_{x_2}/Nu_L = 1,21 (Re_{x_2}/Re_L)^{0,5}; \quad Re_{x_2} = \frac{W_2 X_2}{\nu} \quad (5)$$

С использованием известных экспериментальных данных для области релаксации получено:

$$Nu_{x_3} = 0,116 Re_{x_3}^{0,68} Pr^{0,43}; \quad X_3 = X - X_R \quad (6)$$

Ввиду сложного характера течения в выпускных каналах применительно к задаче о теплообмене оказывается целесообразным использование некоторых упрощенных моделей течения. Для наиболее теплонпряженного - начального - участка канала предложена струйная модель, предполагающая течение квазистационарным и безвихревым в ядрах основного и возвратного потоков. В ее основу положены полиномиальная аппроксимация четвертого порядка касательного напряжения в слое смешения, "новая" формула Прандтля, закон роста струйного турбулентного пограничного слоя, уравнения сохранения энергии. Контрольное решение для расширения в прямой трубе показало, что струйная модель незначительно уступает по сходимости с экспериментальными данными решению с интегрированием уравнений Навье-Стокса. Применительно к каналу ДВС модель учитывает факторы, способствующие развитию отрыва от седла: диффузность и излом профиля. Оказалось полезным использование и еще более простого метода - потенциального течения (графоаналитический способ решения).

В третьей главе излагается методика и результаты экспериментального исследования нестационарного течения в выпускных каналах, вопросы их профилирования с целью снижения гидравлических потерь.

Для изучения течения и теплообмена использовались стенд для статической продувки, одноцикловая динамическая "холодная" модель ДВС, дизель воздушного охлаждения 4Ч 12/10,5, стенд для моделирования теплообмена в глухом канале. Испытывались каналы двигателей типа ЧН 26/26, ЧН 21/21, Ч 12/10,5, ДКРН 75/160. При моделировании течения в каналах обеспечивалось газодинамическое подобие процесса, при анализе результатов по теплообмену применялись также принципы локального моделирования.

Для получения всей необходимой количественной информации о потоках в каналах применялся кинематический метод, основанный

6

на регистрации на неподвижный фотоматериал изображения дискретных частиц в потоке при их многократном импульсном освещении. Использование метода базировалось на разработках ИТФ СО АН СССР в работах В.В. Орлова. При переходе от изучения жидкостей к газам возникло, однако, острое противоречие между техническими возможностями регистрации мелких частиц и необходимостью уменьшения их размера с целью обеспечения заданной точности измерений. Оно потребовало серьезной доработки метода и решалось, в основном, в трех направлениях.

Анализ закономерностей движения и удобная аппроксимация закона сопротивления дискретной частицы в практически важном диапазоне условий ее обтекания позволил от ограничения допустимой погрешности измерений перейти к восстановлению скорости среды по скорости частицы. Для квазистационарного обтекания получено аналитическое расчетное выражение, для нестационарного — итерационное, реализуемое в программе для обработки исходной информации. Восстановление скорости предполагает наличие узкой фракции частиц, для ее получения построена установка для сепарирования, использующая седиментационные свойства частиц. При изучении турбулентности в цилиндре динамической модели ДВС с применением частиц ликоподия ϕ 6 мкм восстановление скорости по простейшей зависимости позволило снизить ошибку определения интенсивности турбулентности с 12% до 2,5%.

Применение в оконечном каскаде генератора световых импульсов ксеноновой импульсной лампы в режиме прямого пробоя, импульсного анодного питания главного коммутирующего элемента, современных тринисторов, тиратронов и импульсных ламп позволило в одноканальном разряднике довести электрическую мощность до 8 Мвт, поверхностную яркость источника до 10^{10} кд/м² при частоте импульсов в диапазоне 10 кГц. В многоканальном разряднике частота достигает 75 кГц.

Улучшение условий регистрации частиц достигнуто применением оригинальной оптической схемы с нормальным отражением, основанной на неравномерности индикатриссы рассеяния света частицами размером, превышающим длину волны света, а также деформацией фотопроцесса.

Описанный метод использовался при изучении течения и турбулентности в выпускных каналах, цилиндре модели ДВС, модели глухого канала. Его применение было обусловлено высокой информатив-

ностью, в том числе, по отношению к электротермометру. Метод может быть использован для широкого круга газодинамических и теплофизических исследований: он применим для нестационарных, неизотермических, двухфазных, химически реагирующих потоков, пристенных течений, для изучения больших полей и параметров в "точке", не создает возмущений потока, не требует тарировок, нагляден, универсален, позволяет получать практически всю информацию о кинематике потока: линии тока, места отрыва и присоединения, средние, мгновенные, пульсационные скорости, интенсивности турбулентности, корреляции; масштабы, спектры и т.д. Основным недостатком метода является трудоемкость обработки первичной информации.

Теоретический анализ и экспериментальное изучение турбулентности в цилиндре динамической модели ДВС позволили разработать оригинальный способ турбулизации заряда, а также сделать вывод о консервативности турбулентности в выпускных каналах относительно турбулентности, генерируемой в цилиндре при впуске, сжатии и сгорании.

Для изучения структуры нестационарных потоков пневматическими насадками оказалось возможным использование лишь комбинированных после специальной обработки: статической тарировки, аппаратурной настройки электрического фильтра, динамической балансировки и обработки на ударной трубе.

Результаты измерений показывают, что при сверхкритических перепадах давления на подъемах клапана $\bar{h}_{\kappa 1} = h_{\kappa 1} / d_{\kappa 1} \geq 0,06 - 0,07$ среднерасходная скорость в узком сечении меньше местной скорости звука вследствие наличия локализованных отрывов и сужения струи. В начале выпуска поток узкой струей движется вдоль поверхностей клапана вплоть до бобышки, при этом у стенки канала из неподвижного газа формируется вихревая зона. По мере открытия клапана сечение быстро заполняется потоком, отрыв от седла локализуется, но расширяется локализующийся на галтели отрыв от фаски клапана. В различные фазы выпуска наличие отрыва предопределяет излом профиля, а его развитие — мгновенный продольный градиент давления, т.е. геометрическая диффузорность или подъем клапана — $\partial W_x / \partial x$ и гидродинамическая нестационарность — $\partial W_x / \partial t$. Отчетливо прослеживается, что ускорение потока в начале выпуска локализует отрыв, замедление в конце свободного и принудительного — расширяет. Отрывное течение определяет основную составляющую потерь, поэтому гидравлические характеристики канала в пер-

вом случае выше стационарных, во втором — ниже. В наибольшей степени отрывному обтеканию подвержена выпуклая стенка.

Измерения статических давлений вдоль поверхностей канала и клапана и визуализация течения показали, что на начальном участке существует поперечный градиент давления, способный вызвать поперечное течение среды. В предельном случае наблюдался отрыв от штока клапана и движение потока к стенке канала ($h_{cl} \sim h_{cl}^{max}$, $\partial W_x / \partial t < 0$).

Рассмотрение структуры турбулентности на начальном участке канала позволяет выявить два основных ее генератора: струйные пограничные слои при отрыве и волны сжатия и разрежения за клапанной щелью при сверхкритических перепадах давления. Максимальные локальные зарегистрированные степени турбулентности, обусловленные этими источниками, составляли соответственно 25% и 40%. Значимость генерации турбулентности в пристенных слоях относительно невелика.

На участке за бобышкой ядро потока находится у его вогнутой стенки, скорость газа в нем близка к скорости в минимальном сечении. Центробежные силы инерции не только вызывают смещение ядра, но и его удлинение в горизонтальном направлении, вторичное течение типа "парный вихрь". Последние два явления вызваны также и тем, что струя газа с большим удельным импульсом, двигавшаяся вдоль клапана и заторможенная у бобышки, вытекает из глухой части клапана перпендикулярно оси клапана вдоль боковых стенок по направлению к патрубку. Описанные течения оказываются достаточными для отторжения от выпуклой стенки вихревой зоны. При этом последняя превращается в ближний след в центре канала, а ядро потока из узкого полумесяца — в кольцо. Такое течение регистрировалось обычно в первой трети выпуска и характерно для свободного выпуска. Неоднократное изменение размеров вихревой зоны на выпуклой стенке в процессе выпуска определяется мгновенной диффузностью и нестационарностью — т.е. функциями $h_{cl}(\varphi)$ и $G_2(\varphi)$. Между тем при $h_{cl} \sim h_{cl}^{max}$ и $\partial W_x / \partial t > 0$ наблюдалось относительно совершенное течение со слабым "парным вихрем" и локализованными отрывами.

По продольной координате уменьшается неравномерность распределения скорости по сечению, но растут амплитудно-фазовые отличия от характера изменения параметров потока в клапанной щели. Поле скоростей в конце канала несимметрично относительно верти-

кали из-за влияния поворота патрубка. На основе проведенных экспериментов схематизированы типичные картины течения в каналах, подтверждена применимость струйной модели течения.

Визуализация нестационарного течения на модели канала двигателя 4Ч 10,5/12 и измерения на двигателе показали, что структура потока в этом канале соответствует лишь одной из типичных схем: струйно-кольцевое течение на начальном участке и квазиплоское с развитой вихревой зоной на участке за бобышкой. Ввиду большой частоты процесса выражено влияние нестационарности на размеры вихревой области. Между тем для 80% времени выпуска эффективная толщина вытеснения в выходном сечении канала составляет 50% его высоты.

Измерения полей температуры газа на динамической модели и двигателе однопитательными и многопитательными термометрами сопротивления показали существенное отличие температуры в вихревой зоне ($T_{\text{вихр}}^*$) от температуры ядра потока (T_{∞}^*). Если при безотрывном течении температурный напор, в основном, сосредоточен в тонком пристенном слое, то в вихревой зоне благодаря интенсивному переносу $[W'T']$ — по всей ее толщине. Время нахождения частицы газа в вихревой зоне на порядок превышает время нахождения в основном потоке в ее окрестности — это способствует теплообмену со стенками: по проведенным измерениям $\theta = (T_{\infty}^* - T_{\text{вихр}}^*) / (T_{\infty}^* - T_w) = 0,15 \pm 0,2$, а также появлению нестационарных эффектов, вызванных тепловой инерционностью зоны: при этом θ колебалось от 0 до 0,28 в двигателе без продувки и до 0,75 в одноцикловой модели ДВС.

Изучение структуры потока позволило более обоснованно подойти к улучшению гидравлических характеристик каналов. В основу их профилирования положено обеспечение заданного в зависимости от типа выпускной системы закона изменения площади поперечного сечения канала по его длине при расчетном подъеме клапана, а также обеспечение условий совершенного обтекания поверхностей — в первую очередь, устранение факторов, способствующих отрыву. Расчетный подъем клапана составляет $\omega(0,7 \pm 0,8) h_{\text{кл}}^{\text{max}}$ и тем больше отличается от максимального, чем больше P_c и меньше Π двигателя на "базовом" для профилирования режиме работы:

$$h_{\text{кл}}^{\text{расч}} = \frac{\varphi_{\text{нач}} \int_{\varphi_{\text{кон}}}^{\varphi_{\text{кон}}} Z h_{\text{кл}} d\varphi}{\varphi_{\text{нач}} \int_{\varphi_{\text{кон}}}^{\varphi_{\text{кон}}} Z d\varphi} \cdot k \quad (7)$$

где Z — функция, по которой оптимизируется канал (распола-

гаемая работа или мгновенный расход газа), $K = 1,05 \div 1,15$.

По предложенной методике было проведено профилирование выпускных каналов для двигателей типа ЧН 21/21, ЧН 26/26. При этом коэффициент расхода каналов последнего увеличен по отношению к исходным на 20–45%, причем максимальное увеличение достигнуто при $\bar{h}_{\text{кн}} = 0,1$. Это особенно важно с учетом того, что в форсированных двигателях около 50% массы газов вытекает при свободном выпуске. Согласно расчетам рабочего процесса новые каналы дизеля 16 ЧН 26/26 обеспечили улучшение экономичности в среднем на 3,5 г/кВт·ч, что соответствовало удешевлению эксплуатации магистральных тепловозов на 60000 рублей в год.

В четвертой главе изложены методика и результаты экспериментального изучения локального нестационарного теплообмена в каналах моделей и двигателей, способы управления тепловыми потоками.

Для анализа характера локальной теплоотдачи в модели использовался химический метод, в двигателе – градиентный метод и термографических красок. Локальная нестационарная теплоотдача изучалась на динамической модели и двигателе при помощи метода температурных колебаний на основе решений уравнения теплопроводности соответственно для аperiodической и периодической функций с учетом глубины залегания чувствительного слоя датчика $\delta \neq 0$.

Для этой цели использовались датчики температуры поверхности – термометры сопротивления. Для измерений на модели ДВС датчики изготавливались из вольфрамовой проволоки 4–6 мкм, вживленной по разработанной технологии в поверхностный слой измерительной вставки или клапана. Геометрическая глубина залегания проволоочки – 10±20 мкм, эффективная – 5±15 мкм. Ее сопротивление – 300±2000 Ом обеспечивало с промышленной тензоаппаратурой чувствительность не хуже 0,05°. Требуемая точность измерений определяла необходимость уточнения теплофизических свойств подложки датчиков (эпоксидной композиции). Коэффициент теплопроводности находился по закону Фурье, температуропроводности – методом мгновенного источника, для этого получено простое выражение:

$$\alpha = 0,1354 \lambda^2 [\tau (T - 0,5 T_{\text{max}})]^{-1} \quad (8)$$

Для измерений на двигателе использованы датчики с платиновой пленкой на стеклянной подложке, разработанные в проблемной лаборатории ДВС МВТУ. Датчики имели глубину залегания чувствительного слоя $\delta = 0,1 \div 0,2$ мкм, сопротивление 20±100 Ом, обеспечивали чувствительность не хуже 0,1°.

Опыт использования поверхностных термоприемников позволил выявить некоторые методические особенности, пренебрежение которыми в исследованиях теплообмена в ДВС может приводить к ошибкам порядка измеряемой величины, предложены пути их устранения. К ним относятся необходимость нормирования измерительного тока в термометрах сопротивления, контроля равенства температуры поверхности вставного датчика температуре окружающей поверхности, контроля качества установки вставных датчиков, учета конечной глубины залегания чувствительного слоя датчика (y_d). В данной работе y_d учитывалась в модельных и натурных экспериментах. В последнем случае $y_d \neq 0$ объяснялось осаждением нагара. Наличие его не учитывается в исследованиях нестационарного теплообмена в ДВС, между тем это для типичных условий цилиндра двигателя приводит к недопустимой ошибке в определении нестационарного теплового потока. Предложено и испытано два способа определения y_d датчиков, не связанных с замерами толщин слоя и его свойств: с помощью импульсного оптического нагрева и ударной трубы. Соответственно используются решения (8) и (9):

$$\frac{T(y, \tau) - T_0}{T_2 - T_0} = \operatorname{ERFC} \frac{y_d}{2\sqrt{\alpha\tau}} - \operatorname{ERF} \left(\frac{\alpha}{\lambda} y_d + \frac{\lambda^2 \alpha \tau}{\lambda^2} \right) \cdot \operatorname{ERFC} \left(\frac{y_d}{2\sqrt{\alpha\tau}} + \frac{\lambda}{\sqrt{\alpha\tau}} \right). \quad (9)$$

Результаты исследования теплообмена на одноцикловой динамической модели ДВС показали, что на клапане в начале свободного выпуска наблюдаются два устойчивых максимума теплоотдачи: вблизи фаски и вблизи втулки. Их существование обязано началу роста теплового пограничного слоя и поперечному обтеканию штока, при $P_g = 0,29$ МПа и $n = 550$ мин⁻¹ коэффициент теплоотдачи (α) соответственно достигает 1200-1300 и 1500-2000 Вт/м²°К. В процессе принудительного выпуска контраст $\alpha(x)$ уменьшается вследствие разгона потока вдоль галтели, $\alpha \approx 300-500$ Вт/м²°К. При этом существенную роль играет отрыв: максимум теплоотдачи при $h_{cl} > 0,1$ смещается от фаски к сопряжению штока с галтелью. Максимальный α на штоке вблизи втулки в 1,3-1,5 раз меньше со стороны патрубка, чем с противоположной.

Высокие значения α (при том же режиме - свыше 2000 Вт/м²°К) наблюдаются на поверхностях канала, вдоль которых распространяется поток в начале выпуска: области присоединения за седлом и последующие участки. Вихревые же зоны являются эффективной тепловой защитой при росте температурного напора $T_2 - T_w$. По этой

причина острый пик α от свободного выпуска на выпуклой стенке отсутствует. Вопрос о моменте начала активного теплового взаимодействия важен для оценки средней локальной теплоотдачи, учитывая, что α при свободном выпуске может многократно превышать при α_{max} принудительном, а в двигателе, кроме того, и наличие высоких T_2 в начале выпуска.

Распределение α на начальном участке канала зависит от размера вихревой зоны. За областью присоединения на боковых стенках α уменьшается по X ввиду роста пограничного слоя и уменьшения турбулизирующего влияния отрыва. Наблюдается также сильное "демпфирование" свободного выпуска по длине выпускного тракта: если на боковой стенке у седла $\alpha_{max} \sim 2200 \text{ Вт/м}^2\text{°К}$, то уже в патрубке ~ 400 .

На вогнутой стенке канала близость ядра потока обеспечивает высокие α на протяжении всего выпуска, обратное наблюдается на выпуклой стенке ввиду обширной вихревой области.

Тангенциальный разворот поля скоростей вызывает некоторое отличие характера теплообмена в патрубке от теплообмена на сопряженных поверхностях канала. Дефекты сопряжения поверхностей вызывают локальные максимумы α . Теплообмен в коллекторах отмечает амплитудно-фазовые сдвиги относительно начального участка канала, резкое увеличение теплоотдачи при натекании выходящих из патрубков потоков на противоположную стенку коллектора, некоторое влияние локализованной вихревой области на прилегающей к патрубкам стенке и общее уменьшение α по продольной координате.

Наиболее интенсивный теплообмен в канале дизеля 4С 12/10,5 также наблюдался в цилиндрической стесненной камере начального участка. На втором пирамидальном участке канала α уменьшается по его длине и сверху вниз: по высоте канала α отличаются вдвое. Даже в безнаддувном дизеле при работе с 50% нагрузки максимум теплоотдачи при свободном выпуске превышает максимум принудительного вдвое в конце канала и 3,5-5 раз в начале, достигая соответственно 140000 и 250000 Вт/м².

Средний по времени и поверхности α в каналах модели и двигателя отличается от вычисленных по известным зависимостям на ошибку порядка его собственной величины. Сравнение локальной мгновенной теплоотдачи в каналах модели с рассчитанными методами, изложенными во второй главе, показало их удовлетворительное совпадение (с ошибкой в среднем 10-25%). Используя методы ло-

кального моделирования, произведен перенос результатов по теплоотдаче, полученных на холодной динамической модели для каналов дизеля 4Ч 12/10,5 на условия двигателя. Получено хорошее совпадение с результатами прямых экспериментов на дизеля несмотря на резкое различие в ψ , $T_w(x)$, $G_z(\varphi)$ и др.

После закрытия клапана теплообмен не прекращается: в двигателе за этот период регистрировался локальный теплоподвод в II- +25% от общего за цикл. Теплообмен в глухом канале изучался на специальном стенде, модели ДВС и сравнивался с опытами на двигателя. Выявлено три существенных действующих фактора: свободная турбулентность, пульсации давления, естественная конвекция, причем два последних самостоятельного значения не имеют. В конечной форме коэффициент теплоотдачи определяется без привлечения характеристик турбулентности:

$$Nu_d = 2,37 Fo_d^{0,43} (1 + 0,00053 Gr^{0,33} + 0,00051 Re_x^{0,3}) \quad (10)$$

Анализ теоретических и экспериментальных результатов исследования теплообмена в выпускных каналах позволил выработать способы снижения интегральных тепловых потерь и перераспределения локальных тепловых потоков, основанные не на интенсификации охлаждения, а на снижении теплоподвода.

Уменьшение интегральных тепловых потерь в каналах достигается при использовании теплоизолирующих вставок (покрытий) с применением способов управления тепловыми потоками, особенно при наличии "открытых" участков; при расширении использования теплоизолирующих свойств нагара (например, для штока клапана); изменении в зависимости от условий обтекания величины тепловоспринимающей поверхности (поперечного сечения) каналов; уменьшении коэффициента теплоотдачи "холодных" участков выпускного тракта; использовании способов уменьшения гидравлических потерь — эта задача в целом совпадает с уменьшением интегральных тепловых потерь (выравнивания полей скоростей, устранение отрывов и т.п.).

Эффективным средством снижения локальной теплоотдачи является изменение условий обтекания (например, для втулки и сопряженных поверхностей — смещение горловины канала), искусственное затягивание или организация отрыва пограничного слоя с целью "заклечения" в вихревую зону рассматриваемого участка поверхности (например, фаски, начального участка канала). Эти меры могут противоречить задаче снижения интегральных тепловых потерь.

Вдув в глухой канал ограниченного количества холодного воз-

духа позволяет заменить нагревание его поверхностей охлаждением.

Расчеты теплообмена при безотрывном обтекании, структуры потока с отрывом, обработка экспериментальных данных с целью получения кинематических характеристик потока, тепловых потоков для периодического и аperiodического процессов реализованы в программах для ЭВМ.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика экспериментального исследования и методы локального моделирования позволяют изучать локальный нестационарный теплообмен в элементах газозоудного тракта на подобных двигателях и холодных моделях.

2. Расчетами теплообмена при безотрывном и отрывном течениях показано, что величина коэффициента теплоотдачи в каналах ДВС определяется, в основном, продольной координатой, скоростью обтекания, температурным фактором, распределением температуры стенки, скоростью изменения температуры газа, наличия предшествующего отрыва, его геометрией и относительным расположением в нем рассматриваемой поверхности.

3. Для расчета течения с отрывом в выпускных каналах для решения задачи о теплообмене применима турбулентная струйная модель. Реальное течение в каналах сопровождается сложными физическими явлениями, в том числе, ранее не отмечавшимися или не получившими объяснение: трехмерным течением типа "парный вихрь", поперечным течением основного потока на начальном участке канала, отторжением вихревой зоны от стенки, тангенциальной закруткой, нестационарным отрывом, зависимостью вихреобразования от температурного фактора и др.

4. Теплообмен в глухом канале соизмерим со средним за цикл и обусловлен, в основном, свободной турбулентностью, а также свободной конвекцией и пульсациями давления.

5. Усовершенствование кинематического метода в аппаратурной, технологической и методологической частях позволило получить высокоинформативный универсальный способ изучения газовых потоков.

6. Турбулентность, генерируемая при впуске, сжатии и сгорании в цилиндре, не оказывает влияния на турбулентность газа в выпускных каналах.

7. На основе анализа выявленных особенностей теплообмена и течения в выпускных каналах разработаны способы управления тепловыми потоками, а также методика профилирования каналов с целью

улучшения гидравлических характеристик. Эти результаты использованы при доводке и совершенствовании выпускных трактов дизелей ЧН 21/21 и ЧН 26/26. В последнем коэффициент расхода увеличен на 20-45%, что соответствует повышению экономичности на 3,5 г/кВт.ч и годовому экономическому эффекту 60000 руб.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Влияние конфигурации клапана на геометрические и аэродинамические характеристики выпускного канала /В.И.Ивин, Л.А.Васильев, С.М.Возчиков, Л.В.Грехов. - В кн.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, ДВС, М.: 1975, 4-75-15, с.28-32.

2. Возчиков С.М., Грехов Л.В., Ивин В.И. Вопросы профилирования выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. - В кн. Тр. /Моск. высш. техн. училище. - М.: 1978, № 279, с.61-71.

3. А.с.706556 (СССР). Головка цилиндра для ДВС /В.И.Ивин, Л.В.Грехов. - Опубл. в Б.И., 1979, № 48.

4. Крышки цилиндров среднеоборотных дизелей. Справочная карта-тека в помощь конструктору и проектировщику: /Т.Д.Одинцова, Ю.И.Сазонов, Л.В.Грехов, И.В.Дикопов. - НИИИНФОРМТЯЖМАШ, ДВС, М.: 1978, 19-4-78. - 45 карт.

5. Ивин В.И., Грехов Л.В. Профилирование выпускных каналов дизеля. - Сб. научн. тр. /Хабар. политех. ин-т - Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке - Хабаровск, 1979, с.64-72.

6. Круглов М.Г., Ивин В.И., Грехов Л.В. Методика и некоторые результаты исследования гидродинамических условий и нестационарного теплообмена в выпускных каналах ДВС. - В кн.: Всес. научн.-техн. конф. Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. /М.: МВТУ, 1980, с.34.

7. Грехов Л.В. Электронный генератор пути световых импульсов для газодинамических исследований. - В кн. Машин, приборы, стенды. Каталог /М.: МВТУ; 1980, № 7, с.48-49.

8. А.с.838583 (СССР). Устройство для определения скоростных характеристик текущей среды /В.И.Ивин, Л.В.Грехов. - Опубл. в Б.И., 1981, № 22.

9. Ивин В.И., Грехов Л.В. Структура потоков в выпускных каналах ДВС. - Двигателестроение, 1981, № 8, с.8-10.