

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

На : двах рукописи
Для служебного пользования
Экз. № 35

Оболонный Игорь Владимирович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕНА В
ЭЛЕМЕНТАХ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЕИ НА ИХ ТЕПЛОВУЮ
НАПРЯЖЕННОСТЬ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

И.В.

Москва - 1991

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Н. Д. Чайнов

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор В. М. Епифанов,
кандидат технических наук,
доцент Шатров М. Г.

Ведущее предприятие - Научно - Исследовательский
Институт Двигателей (НИИД)

Защита диссертации состоится "2" сентября 1990 г.
в 14 часах на заседании специализированного совета
К. 053. 16. 06 "Тепловые машины и теоретические основы
теплотехники" при Московском государственном техническом
университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 107006, Москва,
Лефортовская набережная, д. 1, корпус "Энергомашиностроение".


С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ
им. Н. Э. Баумана.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные пе-
чатью, просьба направлять по адресу: 107006, Москва, 2-я Бау-
манская ул., д. 5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю сове-
та К. 053. 16. 06.

Желающие присутствовать на защите должны известить совет
письменными заинтересованными организациями на имя председателя со-
вета.

Автореферат разослан "22" сентября 1990 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
к. т. н., доцент



Ж. И. Ефимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Практика мирового двигателестроения показывает, что традиционные методы повышения отдельных показателей рабочего процесса или частные конструкторские решения требуют зачастую больших затрат и вместе с тем не всегда дают существенное улучшение характеристик двигателя. Поэтому при создании современных транспортных установок стремятся к реализации и принципиально новых решений. В последнее время получили развитие работы по изучению двигателей с уменьшенным теплоотводом от рабочего тела в систему охлаждения. В таких установках теплоизоляция стенок камеры сгорания (КС) достигается либо покрытием их жаростойкими материалами с низкой теплопроводностью (керамика, оксидные пленки и проч.), либо созданием составных конструкций, в которых необходимая величина теплового сопротивления достигается за счет малой суммарной тепловой проводимости совокупности деталей. Кроме того, в связи с высокой тепловой напряженностью детали цилиндропоршневой группы (ЦПГ) ряда транспортных дизелей, например, судовых и тепловозных на протяжении значительного времени изготавливают также составными, используя для "огневых" поверхностей жаропрочные материалы. Поэтому широкое использование составных конструкций для деталей ЦПГ при росте их тепловой напряженности является естественным и закономерным.

Одной из самых теплонапряженных деталей двигателя является головка цилиндров (ГЦ). В процессе работы наряду с упруго деформирующимися элементами ГЦ в наиболее нагруженных конструкциях имеют место зоны пластического деформирования. В элементах "огневого" днища зачастую проявляются релаксация и ползучесть. Все это будет сказываться на ресурсных показателях двигателя. Но во всех случаях важным этапом является правильный учет процесса и особенностей передачи теплоты через сопряженные элементы конструкции и достоверная оценка теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) ее элементов. Существующие методы расчета ТНДС головок цилиндров нуждаются в совершенствовании, в первую очередь, применительно к составным конструкциям.

Цель работы. Создание методики, математических моделей и комплекса программ расчета ТНДС головок цилиндров, учитывающих контактное взаимодействие отдельных элементов, проверка достоверности методики и моделей на экспериментальной установке и их применение для исследования тепловой напряженности головок цилиндров

высокофорсированных транспортных дизелей.

Методы и объекты исследования. При проведении исследований использовались методы физического моделирования и статистической обработки результатов экспериментов по термометрированию головок цилиндров транспортного дизеля ЧН 15/16. Расчеты и обработка результатов экспериментов проводились на ЭВМ СМ-1700 и IBM PC-386 с использованием стандартных и вновь созданных пакетов программ.

Научная новизна. Разработана методика исследования тепловой напряженности головок цилиндра с учетом контактного взаимодействия составляющих ее элементов на основе метода бестолщинного контактного слоя. Предложенная методика может быть использована для исследования и других деталей ЦПГ, а также может входить в общую методику теплового расчета двигателя, что позволит проводить оптимизацию последнего по долговечности и ресурсу.

Практическая ценность. Предложен алгоритм, пакет программ и ряд моделей для расчета ТНДС головок цилиндров сложной формы в 2-мерной и 3-мерной постановках с учетом анизотропии свойств используемых керамических и композиционных материалов. Указанные программы, модели и методические рекомендации могут использоваться на этапах проектирования и доводки двигателей для улучшения конструкции деталей ЦПГ с целью повышения их работоспособности. Проведено расчетно-экспериментальное исследование тепловой напряженности 2-х типов головок цилиндров: цельнометаллической с запрессованными седлами и теплоизолированной с составным днищем из жаропрочного материала. Предложены мероприятия по совершенствованию конструкций головок с целью снижения их тепловой напряженности.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследования использовались в госбюджетных и хозяйственных работах, выполненных в НИИ ЭМ при МГТУ им. Н.Э.Баумана. Разработанные модели и пакеты программ расчета ТНДС сопряженных деталей сложной формы используются в НИИД и ВНИИМотопром. Методические разработки и программное обеспечение применяется в НИР и учебном процессе на кафедре КДВС МГТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы. Основные результаты и содержание диссертационной работы обсуждались на XVIII Ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР в МВТУ им. Н.Э.Баумана (Москва, 1986 г.), Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах" (Москва, 1987 г.), Регио-

нальной научно-технической конференции "Повышение эффективности проектирования, испытания, эксплуатации автомобилей и дорожных машин" (Горький, 1988 г.), VII и VIII Всесоюзной школе-семинаре "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (1989, 1991 г.г.), Всесоюзном научно-техническом семинаре "Диагностика, повышение эффективности и долговечности двигателей" (Ленинград, 1990 г.), Всесоюзном межотраслевом научно-техническом семинаре "Рабочий процесс, теплообмен в ДВС и теплонпряженность их деталей" (Ленинград, 1991 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи, тезисы докладов на Всесоюзной научно-технической конференции и 3 семинарах, получено 3 авторских свидетельства. Отдельные разделы диссертации отражены в отчетах по выполненным в НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э.Баумана научно-исследовательским темам.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, списка литературы и приложений; содержит 125 страниц текста, 75 рисунков, 9 таблиц и список литературы из 124 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы и сформулированы ее основные особенности.

В первой главе представлен краткий обзор конструкций головок цилиндров транспортных дизелей, работ по вопросам моделирования их ТНДС, а также расчетно-экспериментальных методов оценки термосопротивления зоны контакта сопряженных деталей. Из проведенного анализа следует, что несмотря на очевидную 3-х мерность полей температур и напряжений, математическое моделирование ТНДС головок цилиндров чаще всего проводилось в 2-мерной постановке. При этом рассматривалось только наиболее нагруженная часть узла - днище. Элементы составных конструкций рассчитывались отдельно друг от друга с последующей "сшивкой" результатов расчетов (работы И. В. Станкевича, С. Ю. Руссиянского, Л. Г. Мильштейна и др.). В расчетных исследованиях тепловой напряженности ПЦ в 3-мерной постановке, проведенных О. А. Григорьевым и Л. Г. Мильштейном, отсутствует включение в расчетную схему седел и клапанов, что снижает адекватность указанных моделей.

Составные конструкции головок и их теплоизолированные ва-

рианты в опубликованных работах не рассматривались. В области ДВС в качестве составных деталей ЦПГ исследовались главным образом поршни с применением при математическом моделировании ТНДС метода контактного слоя (работы В. Б. Петрова, А. В. Тимохина, Н. В. Петрухина и др.). Модели на основе метода бестолщинного контактного слоя, более адекватные условиям работы сопряженных деталей использовались для расчетов напряженно-деформированного состояния шатунов (В. А. Потиченко и др.). При этом не учитывалась анизотропия свойств материала.

В отечественных и зарубежных работах, посвященных теплоизолированным конструкциям ЦП, только начинает исследоваться влияние величины контактного термосопротивления дна на теплоотвод в систем, охлаждения и общую тепловую напряженность конструкции.

Вследствие наличия микронеровностей на поверхностях деталей машин, контакт между ними осуществляется по отдельным пятнам и носит дискретный характер. При заполнении межконтактного пространства с зодой с низкой теплопроводностью наблюдается температурный перепад между соприкасающимися поверхностями. Для учета этого перепада в расчетах теплового состояния деталей вводится контактное термическое сопротивление или обратная его величина - проводимость α_k . Процесс передачи теплоты через зону тика двух поверхностей рассматривался в работах В. С. Миллера, Ю. П. Шлыкова, Е. А. Ганина, Е. П. Дибана, И. Т. Швеца, И. В. Крагельского, Н. Б. Демкина, Э. В. Чижова, Фенеча, Розену, Ламинга, Т. Р. Томаса, С. Д. Прюберта и др. авторов. В этих исследованиях было установлено, что на величину контактной проводимости основное влияние оказывают микрогеометрия контактирующих поверхностей, приложенные к деталям нагрузки, теплофизические свойства материалов деталей и межконтактной среды, а также тепловое состояние зоны контакта. Было предложено несколько типов зависимостей для определения фактической площади контакта $S_{\text{ф}}$, толщины межконтактного зазора h и проводимости контактного перехода, среди которых наибольшее распространение получили зависимости Н. Б. Демкина, И. В. Крагель того и Ю. П. Шлыкова.

На основании выполненного обзора сформулированы задачи исследования:

I. Разработка на базе современных численных методов методики и алгоритма расчета теплового и напряженно-деформированного

состояния головок цилиндров, отражающих реальное взаимодействие контактирующих деталей сложной формы с учетом анизотропных свойств материала конструкции.

2. Создание на базе предлагаемой методики программы для исследования теплового и напряженно-деформированного состояния головок цилиндров в двумерной и трехмерной постановках.

3. Расчетно-экспериментальное исследование влияния отдельных конструкторских параметров на теплонапряженность цельнометаллических и составных конструкций головок цилиндров транспортных дизелей.

4. Разработка рекомендаций по снижению тепловой напряженности головок цилиндров на основе экспериментальных и расчетных исследований.

Во второй главе представлены методика и математическая модель расчета стационарного ТНДС составных конструкций в 3-мерной и 2-мерной (как частный случай) постановках методом конечных элементов (МКЭ). Контактное взаимодействие двух криволинейных произвольно ориентированных в пространстве поверхностей моделируется по методу бестолщинного контактного слоя. В качестве топологического описания сопряжения вдоль возможной контактной границы вводятся пары узлов, а каждое из контактирующих тел имеет свое описание. Для решения трехмерной задачи используются 20-узловые криволинейные изопараметрические элементы, а для двумерной - 3-узловые линейные элементы. Вследствие нелинейности контактной задачи, ее решение проводится шаговым методом с последовательным уточнением состояния зон контакта деталей, их термической проводимости и ТНДС системы сопряженных тел. Для указанных типов задач материал деталей может иметь ортотропные и трансверсально изотропные теплофизические свойства. Преобразование значений свойств из локальной для каждого элемента системы координат в глобальную проводится по общепринятым зависимостям. Для оценки граничных условий теплообмена и кинематических условий используются опубликованные в литературе зависимости.

При определении теплового состояния конструкции связь между контактными узлами в разрешающей системе линейных алгебраических уравнений осуществляется путем введения перед ее формированием "расширенных" векторов узловых температур и матриц конвективного теплового потока (для каждого контактного элемента), учитывающих контактный теплообмен в сопряжении с интенсивностью α_k (рис. D.

При этом температуры в узлах элемента n выступают в роли ГУ теплообмена III рода для элемента n и наоборот:

$$\{T_K\}^T = [T_i T_j T_K \dots T_s T_{1*} \dots T_{t*}]^T;$$

$$[H_{\alpha K}] = \begin{vmatrix} H_i & H_j & \dots & H_s & -H_{1*} & \dots & -H_{t*} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ H_s & H_j & \dots & H_r & -H_{s*} & \dots & -H_{t*} \end{vmatrix};$$

где $T_i \dots T_s$ - температуры узлов элемента n ; $T_{1*} \dots T_{t*}$ - температуры узлов элемента m , принадлежащие контактной грани; $H_i \dots H_r, H_{1*} \dots H_{t*}$ - соответственно составляющие матрицы конвективного потока всего элемента n и относящиеся к контактной грани.

Расчет напряженно-деформированного состояния в перемещении проводится итерационным методом с поэтапным анализом состояния зоны контакта по условиям:

$$U_n^1 - U_n^2 \geq \delta_n; \quad (D)$$

$$\sigma_i \leq 0, \quad i = 1, 2; \quad (E)$$

$$|\tau_i| \leq f \sigma_i; \quad (F)$$

где U_n^1 - проекции перемещений контактных узлов на нормаль n ; δ_n - начальный зазор или наплыв; σ_i и τ_i - соответственно нормальные и касательные напряжения в узлах; f - коэффициент трения. При этом учитываются все виды тепловых и механических нагрузок, действующих на сопряженные тела, в том числе и от трения поверхностей. В процессе решения рассматриваются возникающие в зоне контакта напряжения и взаимные перемещения контактных узлов каждой пары. Узлы считаются контактирующими, если они перемещаются совместно в направлении нормали к поверхности тела и в них действуют напряжения сжатия, характеризующие передаваемую нагрузку. В противном случае узлы считаются неконтактирующими и перемещаются независимо друг от друга. Решение считается законченным, если стабилизирован набор контактирующих и неконтактирующих пар узлов. Указанный алгоритм реализуется путем соответствующего преобразования глобальной матрицы жесткости и вектора нагрузки.

После уточнения состояния зоны сопряжения деталей и определения областей сжатия или раскрытия контактных стыков прово-

длится расчет термической проводимости контактного перехода отдельно для каждого конечного элемента модели. Учитываются микрогеометрия сопряженных поверхностей, теплофизические характеристики материала деталей, действующие нагрузки и величины возможных контактных зазоров. Значения относительной фактической площади контакта и межконтактного зазора определяются по зависимостям Н. Б. Демкина и И. В. Крагельского, а проводимость межконтактного перехода α_k - по выражениям Ю. П. Шлыкова и Е. А. Галина с учетом вида деформирования микронеровностей от действующих нагрузок (упругое, пластическое и т. д.). Граница перехода от одного вида деформирования к другому определяется по значению номинального давления в зоне контакта, рассчитанному по зависимости И. А. Мишина и К. Джонсона :

$$q_H = A b \left(\frac{\sigma_T}{E} \right)^{2\nu+1} \left(\frac{R_z}{J} \right)^{0.5} ;$$

где q_H - номинальное давление; A - коэффициент пропорциональности; b, ν - параметры опорной кривой поверхности детали; σ_T - предел текучести материала; R_z - шероховатость поверхности; E - модуль упругости I рода; J - приведенный радиус вершин микронеровностей.

Далее проводится сравнение полученных на данном шаге и заданных на предыдущем значений проводимости контакта. В случае расхождения указанных величин проводится следующий шаг расчета ТНДС системы тел. Расчет считается законченным, если среднеквадратическое отклонение температур узлов модели на данном шаге от температур узлов на предыдущем меньше наперед заданной величины.

Для проверки точности получаемого решения при использовании разработанной методики был рассмотрен ряд тестовых задач:

1. Задача о передаче теплоты через составную стенку с известным коэффициентом теплопередачи. Погрешность решения по температурам в узлах модели в 2-мерной и 3-мерной постановках составила 0,05 %.
2. Задача Ламе с о напряженно-деформированном состоянии запрессованных одна в другую трубу - погрешность определения напряжений и деформаций составила (I, I - 2,5) %.
3. Определение теплового состояния двух цилиндров с теплоизолированной боковой поверхностью, через которые проходит

известный тепловой поток (рис. 2). Экспериментальное исследование распределения температур по высоте цилиндров было проведено в работах В. С. Миллера. При решении задачи в качестве граничных условий теплообмена задавались экспериментальные значения температур на торцах цилиндров, а сравнительно подлежали температуры вблизи зоны их контактирования. Наибольшее расхождение между экспериментальными и расчетными значениями температур составило 3%.

В третьей главе приводится описание экспериментальной установки - безмоторного теплового стенда, методика и результаты экспериментального исследования стационарного теплового состояния ряда вариантов головок цилиндров дизеля ЧН15/16, оценка погрешности измерений. Поля температур измерялись хромель-копелевыми и хромель-алюминевыми термопарами, а тепловые потоки - датчиками, разработанными в Институте Технической Теплофизики АН УССР.

Источником теплоты на стенде является нагреватель с кварцевыми галогенными лампами накаливания типа КГ-220-2000 или силиковыми трубчатыми элементами типа КЭНА-8/150/180. В опубликованных работах доля конвективной составляющей в общем потоке теплоты для подобных установок колеблется от 5 до 30% и зависит от нагреваемой поверхности, вида нагревателя и используемых нагревательных элементов. Экспериментальная оценка величины конвективного теплового потока в условиях стенда, проведенная при помощи датчиков теплового потока с различной степенью черноты, позволила уточнить эти оценки. Так для нагревателя с силиковыми элементами доля конвекции составила от 10% до 40%, а для ламп КГ - (10 - 13)% в зависимости от подведенной электрической мощности.

На первом этапе была исследована головка цилиндра из алюминия с клапаном АМХ-605 (рис. 3) с целью отработки методики проведения эксперимента и идентификации режима работы стенда с режимом реального двигателя. В дальнейших исследованиях полученный закон распределения плотности подводимого к днищу головок теплового потока оставался неизменным. Головка состояла из корпуса, запрессованного в 1-го стальными седлами и клапанов. Такие конструкции широко распространены, а их тепловая напряженность в ряде случаев близка к предельной. Однако тепловое состояние седел и клапанов изучено недостаточно. Поэтому были замерены поля температур в седлах и клапанах головки и исследовано влияние усилия

прижатия клапана к седлу на тепловое состояние всего узла. Было установлено, что несмотря на высокую теплопроводность сплава АМХ-605 поля температур седел имеют неравномерность в плоскости дна до 85°C , по толщине седел до 15°C , неравномерность нагрева перемычек составила до 45°C на режиме работы, соответствующему минимальному. Это может служить причиной нарушения герметичности КС и прогара посадочных фазов клапанов. Опенение по показаниям термопар величины тепловых потоков в клапанах и проводимость сопряжения клапан-седло по формуле $(1200 - 1300) \text{ Вт/м}^2\text{К}$ оказались близкими к средним значениям, приведенным в работах Г. Б. Розенблита. Изменение условия прижатия клапанов к седлам от номинального до 0 привело к уменьшению температуры перемычек на $(15 - 20)^{\circ}\text{C}$, снижению неравномерности нагрева седел на $(25 - 30)^{\circ}\text{C}$, увеличению температуры клапанов с 500 до 800°C .

На втором этапе исследовалась стальная ПЦ дизеля ЧН15/16, теплоизолированная снизу при помощи накладки из Si_3N_4 и нескольких вариантов изоляционных пакетов, установленных между накладкой и дном (рис. 4). Накладка крепилась при помощи специальных гаек, накрученных на седла. В 1, 2 и 3 вариантах изоляционный пакет состоял из стальных пластин различной толщины и шероховатости, в 4 - из металлизированного войлока.

Были получены поля температур в днище корпуса головки, в перемычках накладки, седлах и клапанах для режимов работы дизеля с $P_{\text{ме}} = 1; 1,3$ и $1,6 \text{ МПа}$. Увеличение шероховатости стальных пластин в теплоизолирующем пакете с $0,16 \text{ мкм}$ до $0,50 \text{ мкм}$, а также установка опорных колец в пакете шириной 3 мм и толщиной $0,2 \text{ мм}$ по периферии накладки и вокруг седел (соответственно варианты 1 и 2) привели к снижению теплового потока q_w в систему охлаждения на 30%. Это связано с уменьшением площади фактического контакта и увеличением толщины межконтактных зазоров. Установка клапанов с напылением из ZrO_2 толщиной $1,2 \text{ мм}$ (вариант 3) снизила q_w дополнительно на 8,5%. Наибольшее снижение q_w (на 53%) было получено при установке под накладку диска из металлизированного войлока (вариант 4) толщиной 5 мм с $\lambda = 5 \text{ Вт/м К}$. При этом температура "огневой" поверхности накладки увеличилась в среднем на $(25 - 30)^{\circ}\text{C}$, а температура перемычек стального корпуса головки снизилась на $(35 - 50)^{\circ}\text{C}$. В рассмотренных вариантах конструкций неравномерность нагрева перемычек составляла $(70 - 95)^{\circ}\text{C}$. Это свидетельствует о значительных тепловых потоках, на-

ступающих от клапанов в полости охлаждения. В исследуемых накладках после нескольких нагревов появились трещины, что указывает на наличие существенных тепловых деформаций всей конструкции.

Повышение степени теплоизоляции днища с 0 до 53% привело к росту абсолютных значений температур седел, а нанесение по-кунтия на клапаны ослабило этот процесс. При этом в направляющую втулку клапана отводилось от 30% до 46% полученной им теплоты. Проводимость сопряжения клапан-седло по показаниям эшелонированных термопар составила $(1300 - 1400) \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

В четвертой главе приведены результаты расчетного исследования ТНДС указанных выше головок цилиндров и сравнение расчетных и экспериментальных данных. Для проверки достоверности расчетных полей температур в зонах контактирования сопряженных деталей желательна на поверхностях их нагрева и охлаждения задать ГУ теплообмена I рода, полученные экспериментально. При этом расчетные значения температур в зонах контакта должны соответствовать экспериментальным. Однако, замерить температуры в достаточно большом количестве точек головки не представляется возможным вследствие внесения значительных искажений полей из-за установки термопар. Поэтому измерения температуры и тепловые потоки были использованы для уточнения в расчетах ГУ теплообмена на поверхностях нагрева и охлаждения, а сравнению подлежали экспериментальные и расчетные значения температур вблизи зон контактирования.

Как показано в работах Н. Д. Чайнова, Н. А. Иващенко, И. В. Ставкевича и др., расчет ТНДС цельнометаллических головок может быть проведен в 2-мерной постановке, при которой днище рассматривается как плита с запрессованными в нее седлами. ТНДС конструкций, в которых днище состоит из нескольких элементов (накладка, пакет пластин, днище корпуса и т. д.) может быть определено только на 3-мерных моделях. Поэтому в целях экономии средств расчет ПЦ из сплава АМХ-605 проводился в плоской, а теплоизолированной ПЦ с накладкой из Si_3N_4 - в 3-мерной постановках.

Модель для расчета головки из алюминиевого сплава АМХ-605 описывалась 556 элементами и 339 узлам. и содержала корпус, седла и клапаны, на границах которых располагались пары контактных узлов. Были получены эпюры радиального давления на боковую поверхность седел и проводимость сопряжения клапан-седло с учетом

всех действующих нагрузок (рис. 5).

Наибольший вклад в формирование такой эпохи вносит давление от запрессовки седел. При этом погрешность расчета температур относительно экспериментальных значений составила (10 - 35) °С или (3 - 8)%. Расчет ТНДС головки при идеальном контакте седел с корпусом (как было принято в работах В.М. Ширчева, С.В. Горлова и др.) приводит к изменению структуры тепловых полей в перемычках и седлах и погрешности расчета (10 - 14)%. Рассчитанная проводимость контакта седло-корпус порядка (12 - 19) × 10³ Вт/м²К соизмерима с радиальной проводимостью собственно седла и вносит существенный вклад в формирование ТНДС всего узла.

Установка в ЦП бронзовых седел при прочих равных условиях позволяет снизить абсолютный уровень температур ее элементов на (20 - 30) °С, а напряжений на (15 - 20)%. Кроме того, может быть уменьшен натяг при запрессовке как стальных, так и бронзовых седел до (0,1 - 0,12) мм, что позволит снизить действующие в перемычках начальные напряжения без ухудшения надежности конструкции.

Математическая модель теплоизолированной ЦП в 3-мерной постановке описывала 1/2 ее часть (согласно симметрии конструкции) с впускным и выпускным клапанами и седлами, патрубками и верхней надстройкой. Модель состояла из 116 20-узловых криволинейных элементов и 1264 узлов. Теплоизолирующая накладка описывалась 28 элементами и 298 узлами. Пакет стальных пластин, расположенных между накладкой и днищем, был представлен 65 парами узлов, связанных условиями контактного взаимодействия. Расчет проводился для 1 и 2 вариантов ЦП, описанных в главе 3. Были получены поля температур, деформаций и напряжений, а на их основе рассчитана проводимость пакета пластин в холодном состоянии при предварительной затяжке крепежных гаек на седлах, а также в горячем состоянии для режима работы двигателя с $P_{me} = 1,3$ МПа. При этом расхождение расчетных и экспериментальных значений температур в накладке и стальном корпусе вблизи пакета пластин составило (10 - 15)%. На рис. 6 представлено поле проводимости пакета пластин для 2 варианта ЦП с учетом тепловой деформации элементов конструкции и усилия предварительной затяжки гаек. Следует отметить наличие между накладкой и днищем корпуса не только областей сжатия, но и зон раскрытия контактных стыков, возникающих вследствие различного деформирования элементов конструкции. Диапазон изменения α составил 1750 Вт/м²К при наименьшей ее величине 350 Вт/м²К.

Для изделий из керамических материалов типа Si_3N_4 наиболее опасными являются напряжения растяжения, а для определения работоспособности металлических изделий необходимо выявить наибольшие абсолютные значения действующих напряжений. Поэтому для корпуса головки наиболее теплонапряженным оказался I вариант конструкции, в котором вследствие значительного нагрева и тепловой деформации днища напряжения сжатия достигали $\sigma = 220 - 280$ МПа, а напряжения растяжения в керамической накладке - 85 МПа. Для второго варианта II напряжения растяжения в накладке возросли до 91 МПа, а в днище корпуса напряжения сжатия снизились до $\sigma = 120 - 155$ МПа относительно I варианта вследствие уменьшения абсолютных значений проводимости пакета теплоизолирующих пластин. При этом, если для I варианта конструкции наиболее нагруженной перемычкой в накладке и корпусе были соответственно между "разноменными" и "выпускными" клапанами, то для 2 варианта стали "выпускная" и "выпускная" перемычки. Наличие под накладкой зон раскрытия контактных стыков при воздействии на ее "огневую" поверхность давления газа $P_g = 12$ МПа, соответствующего " " , приводит к росту в ней напряжений от 50 до 100 МПа, что свидетельствует о действии в ней изгибающих моментов. Такое высокочастотное циклическое нагружение может вызвать быстрое ее разрушение в условиях реального двигателя. Этого можно избежать путем изменения формы днища и расположения каналов системы охлаждения таким образом, чтобы тепловые деформации наклада в плоскости контакта соответствовали деформациям корпуса. На напряженное состояние корпуса головки действие P_g значительного влияния не оказало.

В приложении представлены копии авторских свидетельств и акт внедрения.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

Проведенные теоретические и расчетно-экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы :

1. Разработана методика и пакет прикладных программ анализа в двумерной и трехмерной постановке тепловой напряженности головки цилиндров транспортных дизелей с учетом контактного теплообмена в элементах конструкций.

2. Выполнено расчетно-экспериментальное исследование тепло-

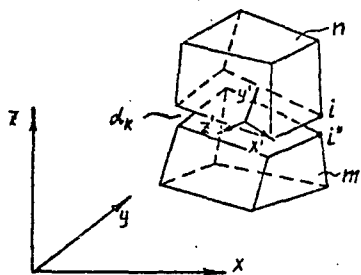


Рис. 1. Схема контактирования элементов

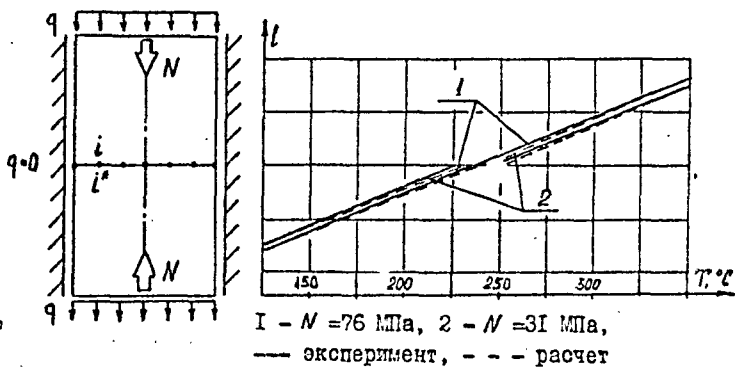
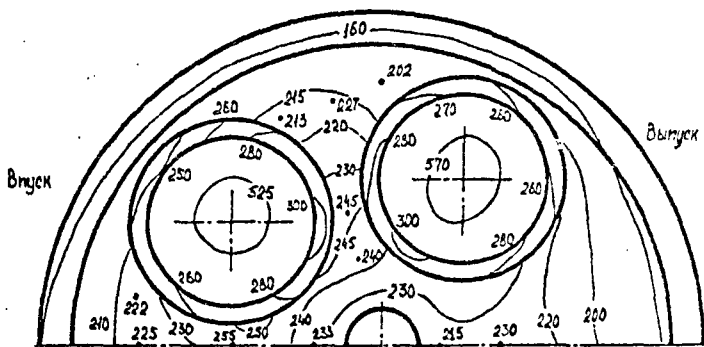


Рис. 2. Контактирование цилиндров



• 255 - эксперимент, — расчет

Рис. 3. Поле температур "огневого" дна головки цилиндра, °C

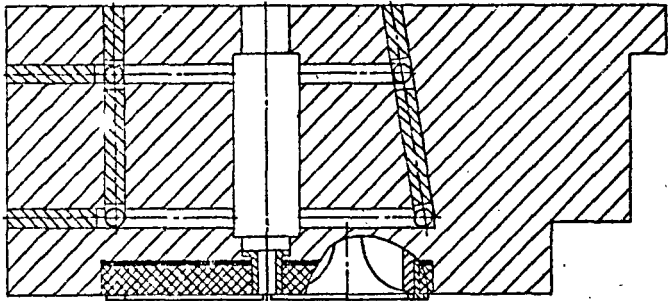


Рис. 4. Теплоизолированная головка цилиндра

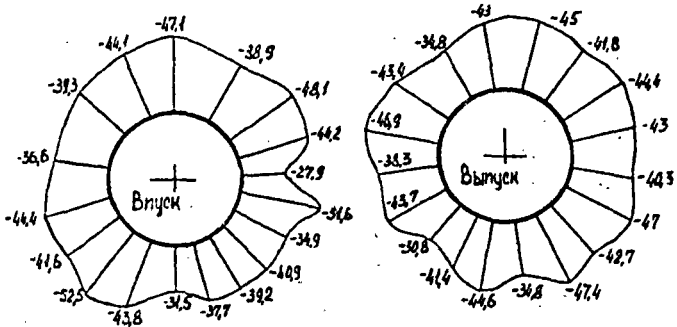


Рис. 5. Эпюра суммарного радиального давления на боковую поверхность седел, МПа

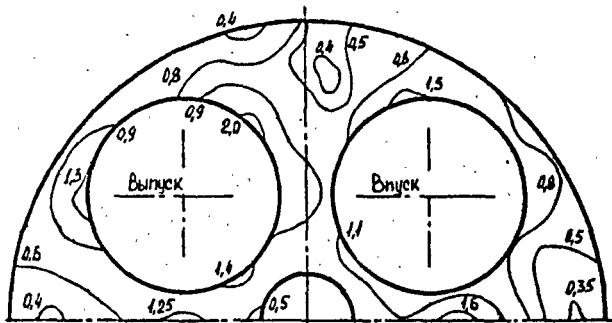


Рис. 6. Поле проводимости пакета пластин, $10^3 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$

вого и напряженно-деформированного состояния цельнометаллической и составной головок цилиндров быстроходных транспортных дизелей типа ЧН 15/16.

3. В головках цилиндров из алюминиевых сплавов с запрессованными стальными седлами в зоне их контакта с корпусом возникает термическое сопротивление, соизмеримое с радиальным сопротивлением самого седла. Предположение об идеальности контакта седла с корпусом головки может привести к погрешности расчета температур и напряжений в элементах конструкции (15 - 50)%, наибольшая величина которой относится к седлам и прилегающим к ним областям днища.

4. Тепловые деформации днища головки в условиях двигателя не приводят к значительным изменениям величины предварительного натяга от запрессовки седел. Поэтому уменьшение величины натяга до (0,1 - 0,12) мм обеспечит снижение напряжений в межклапанных перемычках от запрессовки седел, а применение бронзовых седел при прочих равных условиях будет способствовать снижению температур наиболее нагретых зон конструкции.

5. Исследование головки цилиндра с днищем, теплоизолированным при помощи накладки и набора стальных пластин, показало:

5.1. Проводимость теплоизолирующего пакета зависит не только от условий его предварительного закрепления, но и от взаимных тепловых деформаций накладки и корпуса головки. При этом в сопряжении этих элементов конструкции наряду с зонами сжатия возникают области раскрытия стыков, а проводимость контактного перехода изменяется от 350 до 3100 Вт/м²К.

5.2. Воздействие на "огневую" поверхность теплоизолирующей накладки силы давления рабочего тела в зонах раскрытия контактных стыков приводит к увеличению действующих в ней напряжений растяжения в 2 - 2,5 раза (до 100 МПа). Такое высокочастотное циклическое нагружение может быть причиной поломки керамической накладки в условиях двигателя.

6. Теплонапряженность головки цилиндра с изолированным днищем может быть снижена путем оптимизации геометрических параметров конструкции с целью уменьшения величин температурных градиентов в ее элементах.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Оболонный И. В., Строганов Е. К. Конструкция деталей ЦПГ с применением конструктивных керамических материалов // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конф. - М., 1987. - С. 10.

2. Чайнов Н. Д., Василенко В. Г., Оболонный И. В. Стенд с силовыми нагревателями для исследования тепловой напряженности деталей ЦПГ // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - №8. - С. 73 - 76.

3. Исследование напряженно-деформированного состояния модели днища головки цилиндра высокофорсированного транспортного дизеля / Н. Д. Чайнов, Б. В. Букеткин, И. В. Оболонный и др. // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1989. - №10. - С. 60 - 64.

4. Чайнов Н. Д., Оболонный И. В. Расчетно-экспериментальное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния головок цилиндров транспортных ДВС // Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: тез. докл. научно-технического семинара. - Ленинград, 1990. - С. 40.

5. Чайнов Н. Д., Оболонный И. В. Методика расчета стационарного контактного теплообмена в деталях ЦПГ двигателей при помощи МКЭ // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1991. - №3. - С. 41 - 46.

6. Оболонный И. В. Применение контактной задачи для исследования деталей цилиндропоршневой группы дизелей // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тез. докл. VIII Всесоюзной школы - семинара. - М., 1991. - Ч. 2. - С. 36 - 37.

Зак. 489 Тираж 100 экз. Объем 1 п. л.

Подписано к печати 3.12.91.

Типография МГТУ им. Н. Э. Баумана