

1992

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

---

На правах рукописи

КРАСНОУТСКИЙ АНДРЕИ НИКОЛАЕВИЧ

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОвого И НАПРЯЖЕННО-  
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ ТРАНСПОРТНЫХ  
ДИЗЕЛЕЙ С УЧЕТОМ НЕУПРУГОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



---

Москва - 1992

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

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

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор В. В. Эфрос,  
кандидат технических наук,  
доцент М. Г. Шагров.

Ведущее предприятие - Центральный Научно -  
Исследовательский Дизельный  
Институт (ЦНИДИ)

Защита состоится "19" октября 1992 г. в 14<sup>00</sup> часов  
на заседании специализированного совета К. 053. 15. 95 "Тепловые  
машины и теоретические основы теплотехники" при Московском  
техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, 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: 107005, Москва, 2-я Бау-  
манская ул., д. 5, МГТУ им. Н. Э. Баумана, ученому секретарю сове-  
та К. 053. 15. 05.

Автореферат разослан "11" сентября 1992г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
К. Т. Н., кандидат

  
С. И. Бузинов

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Создание высокофорсированных транспортных комбинированных двигателей с высокими технико-экономическими показателями связано с решением ряда сложных проблем, одна из которых - высокая тепловая и механическая напряженность основных деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя. В качестве конкретной детали ЦПГ, подлежащей исследованию в данной работе, была выбрана крышка цилиндров, как одна из наиболее теплонагруженных и ответственных деталей двигателя, во многом определяющая его долговечность и ресурс. Особую важность приобретают задачи достоверной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) крышек цилиндров, которые используются для последующего совершенствования конструкции, а также технологии их изготовления, обоснования прочностной надежности и ресурса. С учетом сказанного сформулированы цели и задачи данного исследования.

Цель работы. Создание расчетно-экспериментальной методики определения ТНДС крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей с учетом особенностей условий нагружения и специфики деформирования различных материалов, применяемых для ДВС.

Методы и объекты исследования. Экспериментальные методы исследования полей температур и напряжений на развернутых двигателях и одноцилиндровых отсеках сложны, трудоемки и дорогостоящи, особенно применительно к форсированным дизелям большой размерности.

Из тепловых установок, на которых можно достичь удельных тепловых потоков порядка  $400-600 \text{ кВт/м}^2$ , характерных для высокофорсированных транспортных дизелей, предпочтительными являются стенды с источниками тепла, использующие энергию горячих газов и инфракрасное излучение большой удельной мощности, т. к. здесь легче достигается требуемое распределение тепловых потоков по огневой поверхности деталей. Учитывая вышесказанное и большой опыт работы на тепловом стенде с оптической системой нагрева на кафедре двигателей внутреннего сгорания МГТУ им. Баумана, последний был использован при проведении экспериментальной части исследования тепловой напряженности крышек цилиндров.

В то же время физическое моделирование не обладает достаточной оперативностью при изучении влияния различных конструктивных факторов и изменения граничных условий на ТНДС исследуемой детали.

Поэтому наряду с методами экспериментально-конструкторского поиска оптимальных решений, особую роль приобретает математическое

моделирование ТНДС деталей ЦПГ.

Научная новизна. Для определения параметров ТНДС крышки цилиндров разработана методика расчета температурных полей крышек цилиндров дизелей на основе МКЭ в трехмерной постановке с автоматической коррекцией граничных условий со стороны охлаждающей жидкости в зависимости от температуры поверхности охлаждения, давления в системе охлаждения, скорости жидкости и ее недогрева до температуры насыщения. Разработана методика расчетно-экспериментального определения температурных напряжений с учетом упруго-пластических деформаций, а также особенностей нагружения и свойств применяемых материалов. Разработаны алгоритмы и созданы программы расчетов на ЭВМ ТНДС деталей. Разработана методика и создана программа по определению параметров теплового стенда с радиационным нагревом с целью обеспечения заданного распределения локальных тепловых потоков по огневой поверхности детали.

Практическая ценность. Разработанная расчетно-экспериментальная методика определения ТНДС крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей используется на этапах проектирования и доводки двигателей с целью повышения их работоспособности. Проведено расчетно-экспериментальное исследование тепловой напряженности крышки цилиндров теплового дизеля ЧН26/26. Предложены мероприятия по совершенствованию конструкции крышки с целью снижения ее тепловой напряженности.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследования использовались в государственных и хозяйственных работах, выполненных в НИИ ЭМ при МГТУ им. Н. Э. Баумана. Методические разработки и программное обеспечение применяется в НИР и учебном процессе на кафедре КЛВС МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Апробация работы. Изложенный в диссертации материал докладывался и обсуждался на У11 и У111 Всесоюзной школе-семинаре "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" (1989, 1991 гг.), юбилейных междувузовских научных чтений "Двигатели и энергетические установки для авиации, космоса и наземного транспорта" (Москва, МАИ, 1991 г.), У11 международном симпозиуме ЕАЕС MOTOR SIMPO. (Чехословакия, 1990 г.)

Публикации. Основные сведения, содержащиеся в диссертации, опубликованы в 6 печатных работах и 2 отчетах по научно-исследовательским темам, выполненных в рамках государственных и хозяйственных

них работ в НИИ ЭМ при МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, описки условных обозначений, четырех глав, списка литературы, изложена на 144 страницах, включающих 95 страниц текста, 39 страниц рисунков, 10 страниц списка литературы (98 наименований).

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко охарактеризовано состояние проблемы в целом, а также показана ее актуальность. Сформулировано общее направление исследований.

В первой главе представлен краткий обзор конструкций крышек цилиндров транспортных дизелей, проведен аналитический обзор теоретических и экспериментальных исследований, посвященных проблеме тепловой напряженности крышек цилиндров транспортных дизелей. Показано, что основными расчетными методами при анализе таких схем стали численные методы, и в первую очередь метод конечных элементов (МКЭ). Представлена методика определения НДС деталей ЦПГ двигателя с использованием МКЭ. Обоснованный расчет теплового состояния крышки цилиндра связан прежде всего с точностью задания граничных условий (ГУ) как со стороны камеры сгорания, так и со стороны охлаждающей жидкости, а также газов во впускном и выпускном патрубках. Существующие формулы обладают достоверностью в основном для определенного типа двигателей и режимов работы, для которых они были получены. Поэтому для расчета температурных полей при доводке деталей ЦПГ двигателей представляется необходимым экспериментальное уточнение граничных условий.

При расчетах НДС крышки цилиндров с помощью МКЭ для учета жесткости присоединенных масс требуется назначение на границах модели кинематических граничных условий (КГУ). Однако до настоящего времени этому вопросу уделяется недостаточное внимание. Как правило, рассматривают одну или несколько из приведенных ниже схем закрепления модели, игнорирующих пределы влияния жесткостей элементов верхней надстройки, а также втулки и блок-картера на НДС в огневом днище (рис. Д). Как показали результаты расчетов термических напряжений в крышках цилиндров, исключение радиальных перемещений боковой поверхности модели (схемы 1, 2) вызывает увеличение напряжений в три-четыре раза по сравнению со схемами 3 и 4, в которых контур был полностью освобожден. В тоже время исключение осевых перемещений в схемах 1 и 3 изменяет термоупругие напряжения в перемычках на 10-20% по сравнению со схемами 2 и 4,

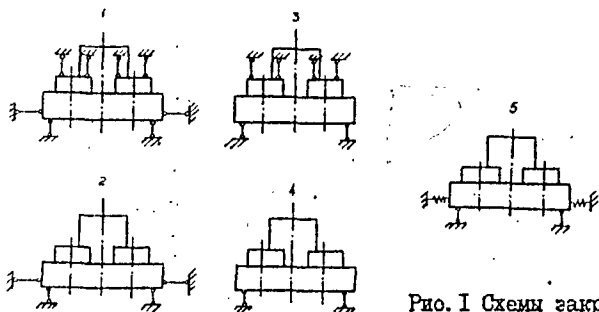


Рис. 1 Схемы закрепления моделей крышек цилиндров

где эти ограничения наложены не были. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости уточнения задания КГУ в радиальных направлениях в месте посадки крышки на бурт гильзы при допущении свободных осевых перемещений верхней периферии крышки (схема Б).

На основании выполненного обзора конструкций крышек цилиндров транспортных дизелей, а также методов расчета их ТНДС сформулированы задачи исследования:

- создание методики, алгоритма и программы расчета для определения теплового состояния крышки цилиндров с автоматической коррекцией граничных условий со стороны охлаждающей жидкости в зависимости от температуры поверхности охлаждения, давления в спотеме охлаждения, скорости жидкости и ее недогрева до температуры насыщения;

- создание методики, алгоритма и программы расчета для определения НДС крышки цилиндров в трехмерной постановке, обусловленного температурным полем с учетом упруго-пластических деформаций, а также особенностей нагружения и свойств применяемых материалов;

- создание методики, алгоритма и программы расчета для определения параметров теплового стенда с радиационным нагревом с целью обеспечения при физическом моделировании заданного распределения локальных тепловых потоков по огневой поверхности детали;

- экспериментальное определение температур в наиболее опасных точках дна крышки цилиндров в условиях теплового стенда;

- экспериментальное определение радиальных перемещений по контуру огневого дна для учета жесткости присоединенных элемен-

тов конструкции в расчетной модели.

Во второй главе содержится методика и математическое моделирование НДС крышки с учетом неупругого деформирования материалов и нелинейности граничных условий со стороны охлаждающей жидкости. В отличие от расчетов в упругой области расчеты напряженно-деформированного состояния в случае неупругого деформирования существенно сложнее и имеют большую специфику в зависимости от теплофизических свойств материала и характера нагружения.

Проблема рационального выбора критерия, используемого при оценке предельного состояния материала, сводится к определению некоторой функции  $f$ , обычно имеющей определенную физическую интерпретацию: максимальное нормальное или касательное напряжение, энергия формоизменения и т. д. Известно большое число критериев, для определения которых достаточно проведения двух видов экспериментов (например, при растяжении и сжатии). Это критерии Кулона-Мора, Губера-Мизеса, Боткина-Миролюбова, Баландина, обобщенный критерий Писаренко-Лебедева и др. На поведение материала под нагрузкой, его прочность и способность деформироваться существенно влияет температура. Кроме напряженного состояния и температуры на прочность материала оказывает влияние временной и масштабный факторы, режим нагружения, градиент напряжений и др. Учесть все эти особенности при расчете деталей ЦПГ на данном этапе не представляется возможным. В данной работе используются критерии Баландина и Мора, как получившие наибольшее распространение при упруго-пластических расчетах особенно полухрупких материалов.

Для деталей из достаточно пластичных материалов в условиях монотонного нагружения широко используется наиболее простая деформационная теория пластичности, в основу которой положены допущения об упругом характере объемной деформации и пропорциональности компонент девiatorа деформации  $\epsilon_{ij}$  соответствующим компонентам девiatorа напряжений  $\sigma_{ij}$ . Принимается также допущение о существовании для каждой температуры функциональной зависимости между интенсивностью деформации  $\epsilon_i$  и напряжения  $\sigma_i$ , называемой обобщенной кривой деформирования. При этом зависимость  $\sigma_i = F(\epsilon_i)$  справедлива для любого вида НДС. Решение задачи в рамках деформационной теории осуществляется одним из методов последовательных приближений, в частности методом переменных параметров упругости. Расчеты по деформационной теории хорошо согла-

связью с экспериментальными данными при применении пластичных материалов и монотонном изменении нагрузки, когда реализуется так называемое простое нагружение. Однако в реальных условиях работы теплонапряженных деталей при наличии многократных изменений скоростных и нагрузочных режимов эксплуатации двигателя последнее не выполняется. Поэтому при расчете теплонапряженных деталей дизелей наряду с деформационной теорией все шире начинают применяться различные варианты теории течения. В этом случае в заданный момент нагружения связываются между собой приращения деформации и напряжения, что позволяет учесть историю нагружения, приблизившись таким образом к действительным условиям работы деталей двигателя.

$$d\epsilon_{ij} = d\epsilon_{ij}^e + d\epsilon_{ij}^p \quad (D)$$

Приращение упругой составляющей, учитывающей изменение свойств от температуры и тепловое расширение имеет вид:

$$d\epsilon_{ij}^e = A_{ijmn} d\sigma_{mn} + \frac{dA_{ijmn}}{dT} \sigma_{mn} dT + \frac{d(\alpha T)}{dT} \delta_{ij} dT \quad (2)$$

Согласно ассоциированному закону течения компоненты приращения пластической деформации:

$$d\epsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{df}{d\sigma_{ij}} \quad (3)$$

В зависимости от вида материала и режима нагружения в качестве функции  $f$  выбирается один из приведенных выше критериев предельного состояния с учетом некоторой меры упрочнения. В качестве меры упрочнения  $\kappa$  обычно принимается работа пластической деформации  $A^p$  или накопленная пластическая деформация:  $\gamma$  (параметр Удквита). Для практического решения задачи может быть применен метод переменных параметров упругости. Причем попользуется  $\sigma_{эжв}$  в соответствии с критерием. Процесс нагружения разделяется на малые этапы - шаги. Внутри каждого шага переменные параметры упругости и компоненты температурного вектора уточняются последовательными приближениями. В первом приближении они определяются по напряженно-деформированному состоянию предыдущего этапа. Далее определяется приращения и полные значения напряже-



ний и деформаций. Расчет повторяется до тех пор, пока не будет выполнен один из критериев сходимости.

До настоящего времени расчет интенсивности теплоотдачи от охлаждаемых поверхностей производится на основе эмпирических зависимостей, которые в большинстве случаев позволяют рассчитывать средние значения коэффициента теплоотдачи в пределах всей поверхности. Однако в зависимости от температуры охлаждаемой поверхности, температуры, скорости и давления жидкости в системе охлаждения на отдельных участках тепловоспринимающей поверхности головки цилиндра возможны три основных режима теплообмена:

- режим вынужденной конвекции, характерный в основном для периферийных зон днища и головки;
- режим поверхностного кипения, т. е. режим перехода от конвективного теплообмена к развитому (пузырьковому) кипению;
- режим докризисного развитого кипения, характерный для наиболее теплонагруженной центральной части днища и начала выпускных патрубков.

Для режима вынужденной конвекции большинство предлагаемых различными авторами зависимостей для коэффициента теплоотдачи может быть представлено в следующем виде:

$$\alpha_v = A + B \omega_v^{0.8} \quad (4)$$

где  $A$  и  $B$  определяются теплофизическими свойствами охлаждающей жидкости и конструкцией проточных частей.

Для поверхностного кипения при вынужденной конвекции в свою очередь найдены три определенных зоны. При малом перегреве стенки процесс теплоотдачи определяется в основном вынужденной конвекцией. При умеренном перегреве стенки теплопередача определяется совместным влиянием вынужденной конвекции и поверхностного кипения. При более высоких перегревах степень влияния вынужденной конвекции исчезает, и процесс теплоотдачи соответствует развитому кипению.

При  $(\alpha_q / \alpha_v) \leq 0.5$  общий коэффициент теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией ( $\alpha_{\text{общ}} = \alpha_v$ ). При  $(\alpha_q / \alpha_v) \geq 2$  общий коэффициент теплоотдачи зависит только от развитого кипения ( $\alpha_{\text{общ}} = \alpha_q$ ).

Между этими предельными случаями лежит промежуточная область  $0.5 < (\alpha_q / \alpha_v) < 2$ , в которой действует оба фактора и теплоотда-

ча выражается зависимостью:

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_{\nu} (4 \alpha_{\nu} + \alpha_{\rho}) / (5 \alpha_{\nu} - \alpha_{\rho}) \quad (5)$$

На интенсивность теплообмена при кипении оказывают влияние большое количество разнообразных факторов (давление охлаждающей жидкости, перегрев стенки, характер шероховатости поверхности, краевой угол смачиваемости и другие). Учесть влияние всех факторов не представляется возможным, поэтому в настоящее время имеется несколько подходов к описанию процессов конвективного теплообмена при кипении жидкости. Сравнивая ряд формул, предложенных различными авторами для определения коэффициента теплоотдачи при кипении, наилучшее совпадение результатов экспериментов для крышек цилиндров типа ЧН 16/16 и ЧН 26/26, полученных на тепловом стенде кафедры ДВС МГТУ им. Н.Э.Баумана, дает формула, предложенная Кутателадзе С.С.

Алгоритм расчета ТНДС деталей ЦПГ представлен на рис.2. Реализация данного алгоритма осуществлена в виде пакета программы, написанных на языке ФОРТРАН IV и ориентированных для использования на ЭВМ серий ЕС и СМ. Основная область применения комплекса - расчет температур, перемещений, деформаций и напряжений деталей в трехмерной постановке с учетом особенностей деформирования пластичных и полухрупких материалов за пределами упругости. При определении теплового состояния крышки учитывалась зависимость ГУ со стороны охлаждающей жидкости от температуры стенки. Последовательное приближение к искомому решению с заданной точностью обеспечивается выполнением следующих этапов работ:

В качестве нулевого приближения температура охлаждаемой поверхности  $T_{\text{ст}}$  задается из диапазона 110-120 °С. Для выбранного значения  $T_{\text{ст}}$  по выражению (5) определяется нулевое приближение для  $\alpha_{\text{охл}}^0$ . Далее проводится численное решение температурной задачи с ГУ III рода. Полученные значения температур в отдельных точках поверхности охлаждения используются для определения значений первого приближения  $\alpha_{\text{охл}}^1$ . Проводится повторный расчет температурного поля. Уточнение значений коэффициентов теплоотдачи продолжается в указанной выше последовательности до тех пор, пока расхождение температур в точках детали не будет меньше заданной величины  $\epsilon$  (3-5 °С). Как правило, задача сходится за 3-5 итераций.

В третьей главе приводится описание экспериментальной уста-

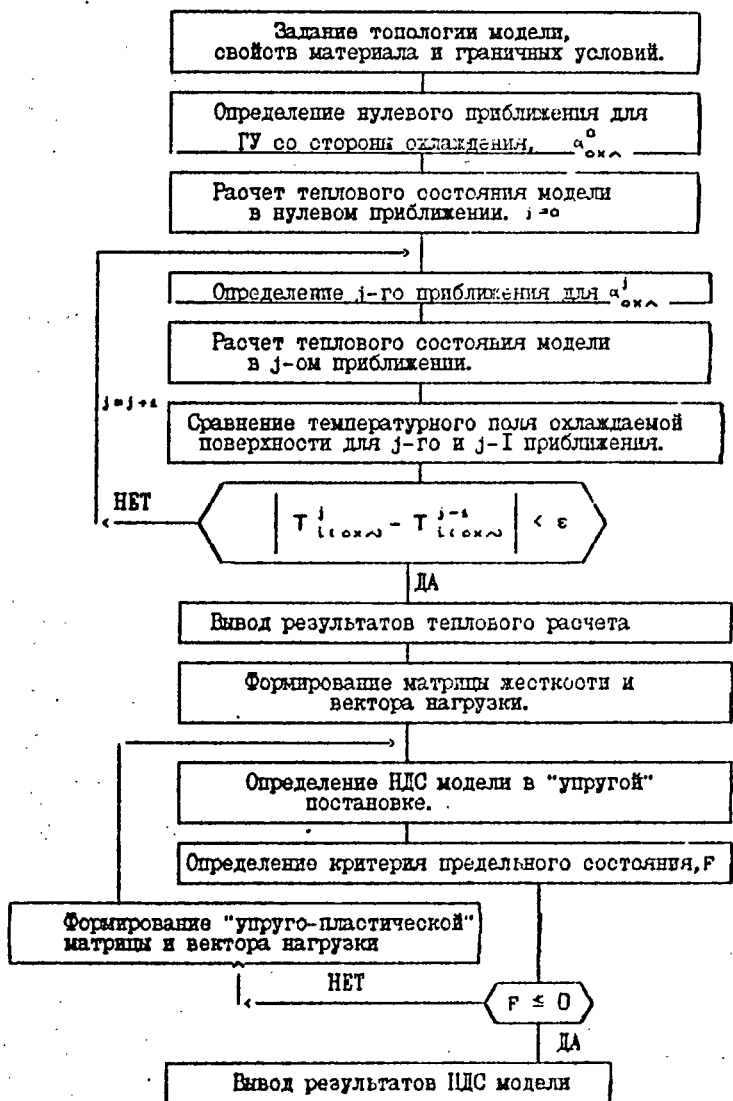


Рис. 2. Алгоритм решения задачи по определению теплового и НДС детали в упруго-пластической зоне на одном шаге нагружения.

де

новки, методика, алгоритм и программа расчета для определения параметров теплового экрана с радиационным нагревом с целью обеспечения при физическом моделировании заданного распределения локальных тепловых потоков по огневой поверхности детали.

Основу системы нагрева исследуемых на стенде деталей представляет нагреватель, выполненный на базе галогеновых ламп ЛГ-220-2000, установленных в дюралюминиевом охлаждаемом корпусе.

Разработана методика теплового расчета нагревателя, базирующаяся на теории лучистого теплообмена с применением зонального метода расчета угловых коэффициентов. В расчете нагревателя находятся искомые напряжения на лампах, обеспечивающие заданное локальное распределение теплового потока по нагреваемой поверхности, а также тепловые потоки, которые должны быть отведены от стенок нагревателя, экрана и отражателя для поддержания приемлемого уровня температур последних.

Целью эксперимента было определение температурных полей на тепловом стенде опытных вариантов крышек цилиндров тепловозного дизеля ЧН26/26. При окончательном назначении режима работы нагревателя применялась коррекция в соответствии с данными термометрирования крышки двигателя, полученными на работающем двигателе на Котомоенском тепловозостроительном заводе. При исследовании температурных полей деталей ЦПГ как в условиях работающих двигателей, так и в условиях различных тепловых стендов, традиционным и достаточно надежным средством измерения температуры являются контактные методы с использованием термопар. Особое внимание уделено определению теплового состояния межклапанных перемычек и перемычек между отверстиями под форсунку и клапанами, как наиболее теплонагруженными элементам конструкции крышки. Для изготовления термопар применялись как хромелевая и копелевая, так и хромелевая и алмелевая проволока диаметром 0,2 мм в термостойкой изоляции.

Математическое моделирование НДС крышки цилиндра обуславливает необходимость установления экспериментальной зависимости изменения радиальных перемещений в местах посадки крышки на охлаждаемый бурт, имитирующий верхнюю часть гильзы цилиндров, для учета влияния его жесткости. Это позволяет учесть при расчете НДС жесткость сопряженных деталей.

В четвертой главе приведены результаты расчетного исследования НДС крышки цилиндров тепловозного дизеля ЧН26/26 и их сравнение с экспериментальными данными. Исходя из условия симметрии

конструкции относительно плоскости, проходящей между впускными и выпускными клапанами, при построении 3-мерной расчетной модели крышки цилиндров была рассмотрена 1/2 часть крышки. Для оценки влияния наличия в расчетной модели патрубков и форсуночного стакана на результаты теплового расчета крышки проведены сравнительные расчеты общей модели, а также отдельно огневого днища с различными  $\Gamma V$  на срезе патрубков и форсуночного стакана. В одном случае на срезе задавалось условие отсутствия теплообмена  $q = 0$ , в другом - условие конвективного охлаждения при наличии жидкости.

Отмечено значительное расхождение в распределении температур и их градиентов в наиболее теплонагруженных местах огневого днища (особенно в районе впускной перемычки), которое достигает 18%.

Отсюда можно сделать вывод о необходимости учета в расчетной модели крышки цилиндров патрубков и форсуночного стакана, что возможно осуществить только при использовании 3-х мерной модели.

При определении температурных напряжений было отмечено, что на "огневой" поверхности в межклапанных перемычках, а также в перемычке между выпускным клапаном и форсункой, которые являются наиболее теплонагруженными зонами огневого днища, имеется практически одноосное напряженное состояние при значительных сжимающих напряжениях, что в значительной степени упрощает задачу выбора критерия прочности при расчете за пределами упругости. В качестве основного показателя при определении уровня температурных напряжений крышки выбраны максимальные сжимающие напряжения  $\sigma_z$ .

Результаты расчета температурного поля и экспериментальные данные для серийной крышки цилиндров при  $P_c = 1,51$  МПа, полученные на работающем двигателе, показаны на рис. 3.

Кинематические граничные условия для серийной крышки при расчете термических напряжений на номинальном режиме были взяты из эксперимента, проведенного на тепловом стенде. Для учета жесткости опорного бурта втулки при расчетах температурных напряжений различных вариантов конструкций крышек были введены так называемые коэффициенты жесткости бурта, равные отношению измеренных и так называемых свободных перемещений, которые получены расчетным путем при условии отсутствия сопряженных деталей на серийной крышке. Для исследуемой крышки коэффициенты жесткости в направлении вдоль различных перемычек составили примерно равные величины - соответственно 0,72 и 0,70. Влияние жесткости опорного бурта на НДС крышки показано на рис. 4. Для учета присоединенной жест-

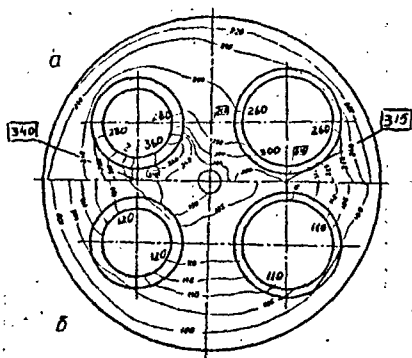


Рис. 3. Температурное поле дна крышки  $T$ ,  $^{\circ}\text{C}$  со стороны камеры сгорания (а) и со стороны охлаждающей жидкости (б)  $\square$  - экспериментальные значения

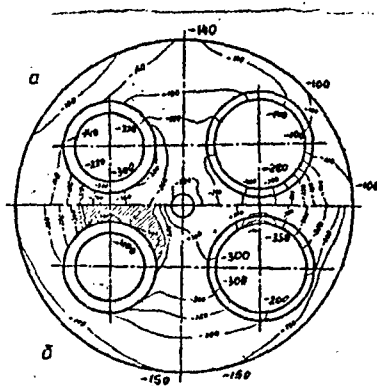


Рис. 4. Максимальные сжимающие температурные напряжения  $\sigma_t$ , (МПа) при свободном перемещении внешнего контура камеры сгорания (а) и с учетом присоединенной жесткости бурта (б)  $\text{///}$  - зона неупругого деформирования материала

кости при расчетах различных ГУ и вариантов конструкции крышек свободные перемещения узлов конечноэлементной модели, расположенных на внешнем контуре огневого днища, и полученные расчетным путем при отсутствии сопряженных деталей, умножались на соответствующие коэффициенты жесткости. Полученные перемещения использовались в качестве кинематических граничных условий при повторном расчете, в котором уже учитывалась жесткость бурта.

Для определения влияния сил давления газов на НДС крышки был проведен расчет при нагружении силой  $P_2 = 16$  МПа. Наибольшие суммарные напряжения в центральной части огневой поверхности днища составили порядка 60-80 МПа, что в 5-6 раз меньше уровня температурных напряжений.

С целью снижения температуры и термических напряжений в наиболее опасных зонах "огневой" поверхности днища проведено расчетное исследование влияния уменьшения толщины днища в перемычках между впускными и выпускными клапанами на тепловое и НДС крышки. В результате снижения толщины впускной перемычки с 27 мм до 18 мм, а выпускной - с 18 мм до 15 мм температура "огневой" поверхности понизилась на 20-30 °С и достигла 280 °С на впускной и 340 °С на выпускной перемычках. Однако уровень температурных напряжений в перемычках оказался несколько выше, что, несмотря на некоторое снижение температуры, не позволило избежать области неупругого деформирования материала. Это можно объяснить возросшим уровнем поперечных составляющих температурных градиентов, а также уменьшением площади сечения в перемычках днища. С учетом отсутствия снижения максимальных температурных напряжений, а также неизбежного снижения жесткости днища при уменьшении его толщины, дальнейшее применение данного способа возможного уменьшения теплонапряженности крышки представляется малоперспективным.

Для улучшения условий работы материала в месте посадки впускных клапанов исследовалась возможность установки плавающих седел.

В связи с этим предложением была проведена оценка влияния плавающего седла под впускные клапаны на тепловое и НДС крышки. В результате расчетов было установлено, что при незначительном влиянии на температурное состояние крышки цилиндра установка седел приведет к недопустимо высоким напряжениям в перемычке, которые могут достигнуть при "упругом" расчете - 500 МПа, при этом значительно расширится область неупругого деформирования материала. В качестве альтернативного варианта была исследована возможность

установки запрессованных седел. Условие запрессовки седел с натягом  $\delta=0$ . Оним моделировалось в расчетном исследовании заданием разности температуры элементов седла и крышки  $\Delta T = 100^\circ\text{C}$  (рис. 6).

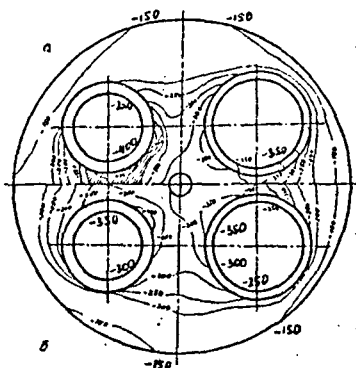


Рис. 6. Максимальные сжимающие температурные напряжения  $\sigma_{\theta}$ , [МПа] с учетом запрессовки впускных (а) и всех седел (б) на "огневой" поверхности днища  
 ▨ - зона неупругого деформирования материала.

Запрессовка седел оказала благоприятное влияние на НДС перемычки. Максимальные сжимающие напряжения снизились и составили 360 МПа. Помимо этого, напряженное состояние стало близким к двустороннему сжатию, поэтому при расчете эквивалентных напряжений были использованы критерии Баландина и Мора. В обоих случаях было получено отсутствие зон неупругого деформирования в районах перемычек. Однако необходимо отметить, что применение запрессовки седел помимо технологических сложностей приводит к менее благоприятным условиям работы клапанов в местах их посадки, а также к ужесточению работы самих седел. Интенсивность напряжений в самих седлах может достигать порядка 600-700 МПа, что близко к критическим значениям.

Необходимость эксплуатации дизеля ЧН26/26 в условиях противодавления на выпуске  $P_b = 0.3$  МПа вызвала потребность в расчетном анализе влияния последнего на НДС крышки цилиндров. Условие противодавления при прежней мощности ( $P_e = 1.51$  МПа) и частоте вращения коленчатого вала ( $n = 1000$  об/мин) привело к изменению рабочего процесса в дизеле, изменению индикаторной диаграммы и, как следствие, тепловых нагрузок. Было отмечено повышение уровня температуры газа и коэффициентов теплоотдачи со стенок камеры сгорания порядка 5%. При полученных граничных условиях проведен расчет НДС применительно к серийной крышке. Максимальные термические напряжения составили -425 МПа. В районах перемычек имеется об-



ширная зона неупругого деформирования материала. Результаты расчетного анализа показывают, что эксплуатация крышки цилиндра дизеля ЧН26/26 без конструктивных изменений в условиях противодавления приведет к значительному ускорению развития зоны неупругого деформирования материала, способствующему появлению термоусталостных трещин, и, как следствие, снижению моторесурса всего двигателя в целом.

#### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Для определения параметров НДС крышки цилиндров:

а) разработана методика и программа расчета температурных полей на основе МКЭ крышек цилиндров дизелей в трехмерной постановке с автоматической коррекцией граничных условий со стороны охлаждающей жидкости в зависимости от температуры поверхности охлаждения, давления в системе охлаждения, скорости жидкости и ее недогрева до температуры насыщения;

б) разработана методика и программа расчета температурных напряжений с учетом упруго-пластических деформаций, а также особенностей нагружения и свойств применяемых материалов;

2. Разработана методика и создана программа по определению параметров теплового стеида с радиационным нагревом с целью обеспечения заданного распределения локальных тепловых потоков по огневой поверхности детали.

3. Проведена оценка влияния патрубков на результаты расчета теплового состояния крышки. Результаты показали, что учет патрубков в расчетной модели приводит к значительным погрешностям при распределении температурного поля огневой поверхности (для чугунных крышек до 18%).

4. Результаты расчета показали, что наиболее нагруженными местами огневого днища являются межклапанные перемычки, термическое НДС которых близко к одноосному.

5. Проведена оценка влияния толщины межклапанной перемычки крышки цилиндра дизеля ЧН26/26 на ее напряженно-деформированное состояние. Отмечено снижение уровня термических напряжений при уменьшении толщины до некоторой оптимальной величины.

6. Исследовано влияние запрессовки клапанных седел на напряженно-деформированное состояние крышки. Результаты расчета показали, что напряжения в крышках от запрессовки седел оказывают значительное влияние на перераспределение термических напряжений в огневом днище. Установлена возможность применения запрессован-

ных седел.

7. Использование результатов экспериментального определения радиальных перемещений по контуру огневого днища для учета жесткости бурта в расчетной модели позволяет повысить точность расчета по сравнению с традиционными схемами закрепления.

8. Результаты проведенных исследований использованы для разработки рекомендаций по повышению термочпрочности крышки цилиндра ЧН26/26.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Краснокутский А.Н. Учет особенностей теплообмена в полости охлаждения при построении математической модели расчета теплового состояния головки цилиндра // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тез. докл. VII Всесоюзной школы-семинара. -М., 1989. - С. 133.

2. Чайнов Н.Д., Василенко В.Г., Краснокутский А.Н. Трехмерный тепловой анализ головок цилиндров форсированных ДВС с уточнением заданием граничных условий теплообмена в полости охлаждения // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сб. научн. тр. -М., 1990. -С. 35-40.

3. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н. Оценка влияния тепловой изоляции выпускных патрубков головок цилиндров дизелей на тепловое состояние и теплоотвод в охлаждающую жидкость // VIIth International Symposium with a support of EAEC MOTOR SIMPO. The High Tatras. 1990. -С. 250-257.

4. Краснокутский А.Н. Тепловой стенд с лучистым нагревом для моделирования теплонпряженного состояния крышки цилиндра // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тез. докл. VII Всесоюзной школы-семинара. -М., 1991. -С. 63.

5. Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л., Оболоний И.В. Применение контактной задачи для исследования деталей цилиндропоршневой группы дизелей // Двигатели и энергетические установки для авиации, космоса и наземного транспорта: Тез. докл. Юбилейных межвузовских научных чтений. -М., 1991. -С. 8.

Зак. 388 Тираж 100 экз. Объем 1 п. л.

Подписано к печати 10.07.92г.

Типография ИГТУ им. Н.С.Баумана