

На правах рукописи

УДК 621.431

Майоров Алексей Валерьевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СОГЛАСОВАННЫХ
ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ
ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва - 2002

1

Майоров А.В.
Разработка методики расчета
согласованных
температурных полей
деталей цилиндропоршнев...
2002 0-00

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

[illegible]

НА ДОН
БЫЛ
На правах рукописи
УДК 621.431

Майоров Алексей Валерьевич

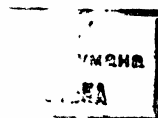
**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА СОГЛАСОВАННЫХ
ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ
ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 2002



Работа выполнена в Московском Государственном Техническом Университете им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор Чайнов Н. Д.

Научный консультант кандидат технических наук, доцент Краснокутский А.Н.

Официальные оппоненты

доктор технических наук,
профессор
Станкевич Игорь Васильевич

кандидат технических наук
Панин Валерий Иванович

Ведущее предприятие -

ФГУП ЦНИДИ, Санкт Петербург

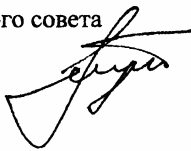
Защита диссертации состоится 12 февраля 2003 г. на заседании диссертационного совета 2212.141.09 при МГТУ в 14³⁶ часов в ауд. 391. каф 94

Отзывы и замечания в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просим присылать по адресу: Москва, Лефортовская наб., 1., МГТУ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан «23» декабря 2002 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук



Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Процесс проектирования двигателя – ответственная многопараметрическая задача, и от ее верного решения зависит будущее. Стремясь сократить время, необходимое для отработки всевозможных вариантов конструкций, а также с целью снизить материальные затраты, инженеры всего мира используют компьютерные программы расчетов. Постоянно совершенствующиеся вычислительные машины своими безграничными возможностями оказывают неоценимую помощь при проектировании.

Тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя является одним из основополагающих факторов, определяющих его работоспособность, надежность и долговечность работы; в связи с этим теоретические и экспериментальные исследования в данной области представляют большой интерес.

Новейшие разработки средств измерений и создание стендов, имитирующих работу двигателя, позволяют определить с минимальной погрешностью тепловое состояние деталей ЦПГ, но использования подобных подходов при проектировании недостаточно, необходимы специальные методики, алгоритмы и программы, моделирующие процессы, происходящие в двигателе.

Для определения теплового состояния деталей ЦПГ необходимо, прежде всего, изучить значащие факторы, смоделировать процессы теплопереноса и достоверно задать граничные условия теплообмена по поверхностям деталей. Основным направлением исследований в данной работе явилось изучение влияния трения поршневых колец на изменение теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы и учет теплоты трения при расчете температурных полей деталей ЦПГ. Решена задача определения согласованных температурных полей решена с учетом взаимного влияния друг на друга деталей ЦПГ.

Цель исследования - разработка методики расчета согласованных температурных полей деталей цилиндропоршневой группы, учитывающей взаимное влияние деталей друг на друга в процессе работы, а также тепловыделение от трения поршневых колец.

Научная новизна. Разработана методика определения теплового состояния деталей сопряжения поршень - поршневые кольца – цилиндр, на базе которой создан комплекс программ расчета теплового и напряженно – деформированного состояния деталей ЦПГ.

Предложен способ определения граничных условий теплообмена на поршне в зоне поршневых колец при расчете согласованных температурных полей поршня и гильзы цилиндра, базирующийся на

осреднении локальных мгновенных значений параметров теплообмена по углу поворота коленчатого вала.

Определен метод оценки и учета теплоты, выделяющейся при трении поршневых колец, при расчете температурных полей деталей цилиндропоршневой группы.

Практическая ценность. Использование разработанной методики позволяет на стадии проектирования определить тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы. Тем самым открывается возможность подбора различных вариантов конструкции деталей ЦПГ, комплектности и месторасположения поршневых колец.

Анализ процесса выделения теплоты от трения поршневых колец о гильзу (втулку) цилиндра показал, что игнорирование данного слагаемого в расчетах теплового состояния деталей ЦПГ приводит к занижению максимальных температур деталей на 8-10%.

Внедрение результатов работы. В практику экспериментально-теоретических работ конструкторско - экспериментального отдела Ярославского моторного завода внедрена методика определения теплового состояния деталей ЦПГ.

Результаты исследований использованы Ярославским моторным заводом при разработке и доводке цилиндропоршневой группы двигателей ЧН 13/14 и ЧН 13/15.

Методика расчета граничных условий теплообмена в зоне уплотнительного пояса поршня, а также методика расчета согласованных температурных полей поршня и гильзы цилиндра используются в учебном процессе при изучении дисциплин «Основы конструирования и прочностного анализа ДВС», а также при проведении курсового и дипломного проектирования.

Апробация работы. Диссертационная работа и ее отдельные разделы докладывались и обсуждались на 3-ей Международной научно - технической конференции “Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе” (Москва, МАДИ. 1999 г.); 12-ой школе – семинаре молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Москва, МЭИ, 1999); 13-ой школе - семинаре «Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Санкт-Петербург, 2001); 3-ей Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, МЭИ, 2002); на заседаниях кафедры «Поршневые и комбинированные двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. По результатам исследований опубликовано 4 работы.

Объем работы. Диссертационная работа содержит 145 страниц машинописного текста, 56 рисунков, 6 таблиц, состоит из введения, 4-х глав, выводов, списка литературы, включающего 115 наименований, и приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава первая посвящена обзору исследований, проведенных в области изучения теплообмена в сопряжении поршень – поршневые кольца – цилиндр. Особое внимание уделяется методикам и способам математического моделирования процессов теплообмена и реализации этих методик на программном уровне. Наибольшее распространение для математического анализа процессов теплопередачи получил метод конечных элементов (МКЭ). Реализация этого метода в двух- или трехмерной постановке применительно к задаче стационарной теплопроводности позволяет получить хорошие результаты. Среди существующих моделей преобладает двухмерная постановка задачи, что обуславливается, во-первых, осевой симметрией деталей ЦПГ, а во-вторых, меньшей трудоемкостью при расчетах. Подобные исследования были произведены Лощаковым П.А., Устиновым А.Н., Дьяченко Н.Х., Г. Вошни. Капитальные исследования выполнены Петриченко Р.М. и Шабановым А.Ю в Санкт - Петербургском техническом университете. Трехмерная задача была решена Я. Яскольским.

Одним из основополагающих факторов при расчетах является правильное задание граничных условий теплообмена. Наименее изучены в этой области граничные условия в зоне уплотнительного пояса поршня. Связано это с трудностью математического описания процесса теплопередачи в поршневых кольцах из-за выделяющейся в контакте колец и гильзы теплоты трения. Вопрос этот изучается давно; написано много работ по влиянию трения на тепловое состояние деталей. Бурштейном Л.М. проведен расчет теплообмена поршневого кольца с втулкой цилиндра. Заренбин В.Г. выполнил тепловые расчеты на заедание в деталях цилиндропоршневой группы ДВС. Сидоров А.А. разработал методику физического моделирования теплового состояния поршней транспортных двигателей с учетом теплообмена в зоне поршневых колец. Савельев С.М. исследовал поведение масляной пленки под кольцом, влияние ее толщины на механические характеристики работы двигателя, на теплоотвод от поршня, на уплотнение камеры сгорания.

Анализ проведенных исследований показал, что при решении задачи определения теплового состояния деталей ЦПГ, при задании граничных условий в зоне уплотнительного пояса поршня, необходимо учитывать теплоту, выделяющуюся в объеме масляной пленки в зоне взаимодействия кольца с гильзой цилиндра. Это позволит получить более приближенные к реальным значения параметров теплообмена в зоне сопряжения колец с гильзой цилиндра и, как следствие, более достоверные поля температур и температурных напряжений. При создании математической модели работы сопряжения поршень – поршневые кольца – цилиндр необходимо учитывать взаимодействие при работе деталей ЦПГ.

Глава вторая посвящена разработке методики приближенной оценки параметров теплообмена в области уплотнительного пояса поршня и созданию математической модели теплообмена в сопряжении поршень - поршневые кольца - цилиндр.

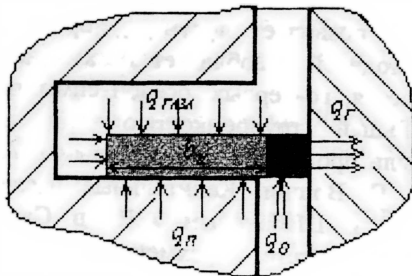


Рис. 1. Расчетная схема тепловой нагрузки на кольцо

Теплота от горячих газов, подводимая к поршню, в значительной мере отводится через поршневые кольца и втулку цилиндра в охлаждающую жидкость. Передача теплоты от поршневых колец во втулку цилиндра в случае гидродинамического режима работы колец осуществляется через переменный по толщине масляный слой, от толщины которого зависит интенсивность теплопередачи. Для решения общей задачи определения параметров теплообмена в зоне поршневых колец были определены давления в заколочных объемах и рассчитана толщина масляного слоя на рабочей поверхности колец.

При перетекании рабочего тела через систему кольцевых уплотнений газовая нагрузка определенным образом распределяется на все кольца. Количественно ее характеризует давление в объеме за каждым кольцом (давление в заколочном объеме). Для нахождения этой характеристики взаимодействия комплекта поршневых колец были приняты следующие допущения:

1. Основное перетекание рабочего тела из рабочей полости цилиндра происходит через замки поршневых колец. Перетеканием рабочего тела через щели, вызванные неплотным прилеганием кольца к рабочей поверхности втулки, пренебрегаем. Такое допущение основывается на результатах экспериментальных исследований, доказавших, что при использовании нормально приработанного комплекта поршневых колец до 80% протечек приходится на тепловые зазоры в замках колец.

2. Истечение рабочего тела через замки колец происходит со скоростями 100-300 м/сек, доходя при больших перепадах давления до критических значений. Вследствие этого, время контакта рабочего тела с торцами кольца при истечении через замок ничтожно мало, и процесс истечения можно считать адиабатным.

3. Число Струхала, характеризующее меру нестационарности процесса истечения, в данном случае имеет порядок $0(10^{-2})$, благодаря чему задачу можно рассматривать как квазистационарную.

Задача расчета распределения давлений в заколочных объемах была рассмотрена с позиций первого начала термодинамики для системы с переменной массой. Система дифференциальных уравнений, описывающих характер изменения параметров газа в каждом объеме в процессе работы двигателя, после упрощения имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}\frac{dp_i}{d\varphi} &= kp_i(G_{i-1} \frac{T_{i-1,i}}{T_i} - G_i) \frac{1}{6nM_i}; \\ \frac{dT_i}{d\varphi} &= T_i \left[k(G_{i-1} \frac{T_{i-1,i}}{T_i} - G_i) - G_{i-1} + G_i \right] \frac{1}{6nM_i}; \\ \frac{dM_i}{d\varphi} &= \frac{1}{6n} (\pm G_{i-1} \pm G_i); \\ T_{i-1,i} &= T_i (p_{i-1} / p_i)^{(k-1)/k}\end{aligned}\tag{1}$$

где k - постоянная адиабаты, p_{i-1} , p_i - давления газов над и под кольцом, G_i - расход газов через замок кольца, T_i - температура в заколочном объеме, M_i - масса рабочего тела.

Для определения толщин масляного слоя на рабочей поверхности кольца была рассмотрена система уравнений, включающих уравнения баланса сил, действующих на кольцо в радиальном и осевом направлении:

$$m_k \frac{dc_k^p}{dt} + F_r - F_{n.r} + F_y + F_{T.K} = 0\tag{2}$$

$$P_K = m_K dc_K / dt + P_\Gamma + P_{TP}$$

где F_Γ - сила давления газов, действующая на тыльную сторону кольца, F_y - радиальная сила упругости кольца, $F_{п.г.}$ - гидродинамическая подъемная сила, $F_{т.к.}$ - сила трения на торцевых поверхностях кольца, $c_K^p = d\delta_M / dt$ - скорость радиального перемещения кольца; P_Γ - сила давления газов, определяемая по разности давлений над и под кольцом, действующих на торцевую поверхность последнего; P_{TP} - сила трения кольца о гильзу, P_K - реакция торца поршневой канавки.

Поскольку тепловые процессы трения происходят непосредственно в области задания граничных условий, «температурная задача трения» рассматривалась во взаимодействии тепловых процессов на скользящем контакте и в объеме трущихся тел. Решение было сведено к совместному рассмотрению уравнений теплопроводности в масляной пленке и в парах трения при наличии источника тепла на контакте.

Плотность теплового потока на рабочей поверхности гильзы цилиндра определялась по формуле

$$q_{ц} = -\lambda_M \left(\frac{dt}{dz} \right)_{z=\delta_M} = q_K + \frac{\mu V_K^2}{\delta_M} + \frac{\delta_M^3}{12\mu} \left(\frac{dP}{dx} \right)^2 \quad (3)$$

Для участка гильзы, взаимодействующего через кольцо с поверхностями канавки поршня, коэффициент теплоотдачи определялся как

$$\frac{1}{\alpha_{ЭКВ.Г}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{l_{Кл}}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_i} \quad (4)$$

После преобразования

$$\alpha_{ЭКВ.Г} = \frac{1}{\frac{\delta_M}{\lambda_M \left[1 + \frac{q_v \delta_M^2}{\lambda_M (T_{II} - T_\Gamma)} \right]} + \frac{l_{Кл}}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (5)$$

где λ_M, λ_K - теплопроводности масла и кольца; δ_M - толщина масляной пленки; T_{II}, T_Γ - температуры поршня, гильзы; q_v - объемный тепловой источник в масляном слое, $l_{Кл}$ - протяженность траектории теплового потока.

Текущие значения температур определялись как температуры зон гильзы, находящихся в данный момент в контакте с кольцом. В зависимости от этого для каждого кольца, с учетом длительности его пребывания за рабочий цикл двигателя в пределах соответствующих

зон поверхности гильзы, определяются приведенные параметры (α_{cp} и T_{pez}), полученные в результате осреднения по времени (углу поворота коленчатого вала) мгновенных значений коэффициента теплоотдачи α и температуры $T_{сопр}$ сопрягаемых с гильзой колец

$$\alpha_{icp} = \frac{\int_0^{720} \alpha_i d\phi}{720}; \quad T_{ipez} = \frac{\int_0^{720} \alpha_i T_i d\phi}{720 \alpha_{icp}} \quad (6)$$

где в качестве α_i и T_i подставлялись значения коэффициента теплоотдачи и температуры среды на рассматриваемом i -ом участке сопряжения в зависимости от угла поворота коленчатого вала ϕ . Формулы (6) использовались для параметров теплообмена при расчетах температурных полей как поршня, так и гильзы.

В третьей главе описывается алгоритм, соответствующий разработанной математической модели определения согласованных температурных полей деталей сопряжения поршень - поршневые кольца - цилиндр, представленный в виде блок - схемы (см. рис. 2).

На базе разработанного в МГТУ программного комплекса расчета теплового и напряжено - деформированного состояния деталей были созданы конечно - элементные модели поршня и гильзы в двумерной постановке. Разбивка деталей на подобласти показана на рис. 3.

Для определения граничных условий теплообмена был проведен расчет рабочего процесса сгорания с определением параметров горячих газов, выбраны по литературным данным коэффициенты теплоотдачи в жаровом поясе, а также на поверхностях охлаждения поршня и гильзы цилиндра. Первый (предварительный) этап вычислений выполнен при граничных условиях теплообмена, не учитывающих тепловыделение при трении поршневых колец.

Для достижения согласованности в значениях температурных полей деталей, методом последовательных приближений был проведен итерационный расчет, включающий в себя чередование тепловых расчетов поршня, гильзы, а также процедур перерасчета граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец. При определении коэффициентов теплоотдачи на каждом этапе расчета учитывались как изменение температур, так и изменение геометрии деталей вследствие теплового расширения.

После того, как были рассчитаны согласованные температурные поля без учета теплоты трения (согласованность определялась расхождением максимальных значений температур поршня на двух следующих друг за другом шагах расчета на величину не более 1°), в подпрограмму расчета граничных условий теплообмена в зоне поршневых колец было добавлено слагаемое, соответствующее

количеству теплоты, выделившейся при трении колец о гильзу цилиндра. По методике, аналогичной рассмотренной выше, был проведен расчет температурных полей с учетом теплоты трения.

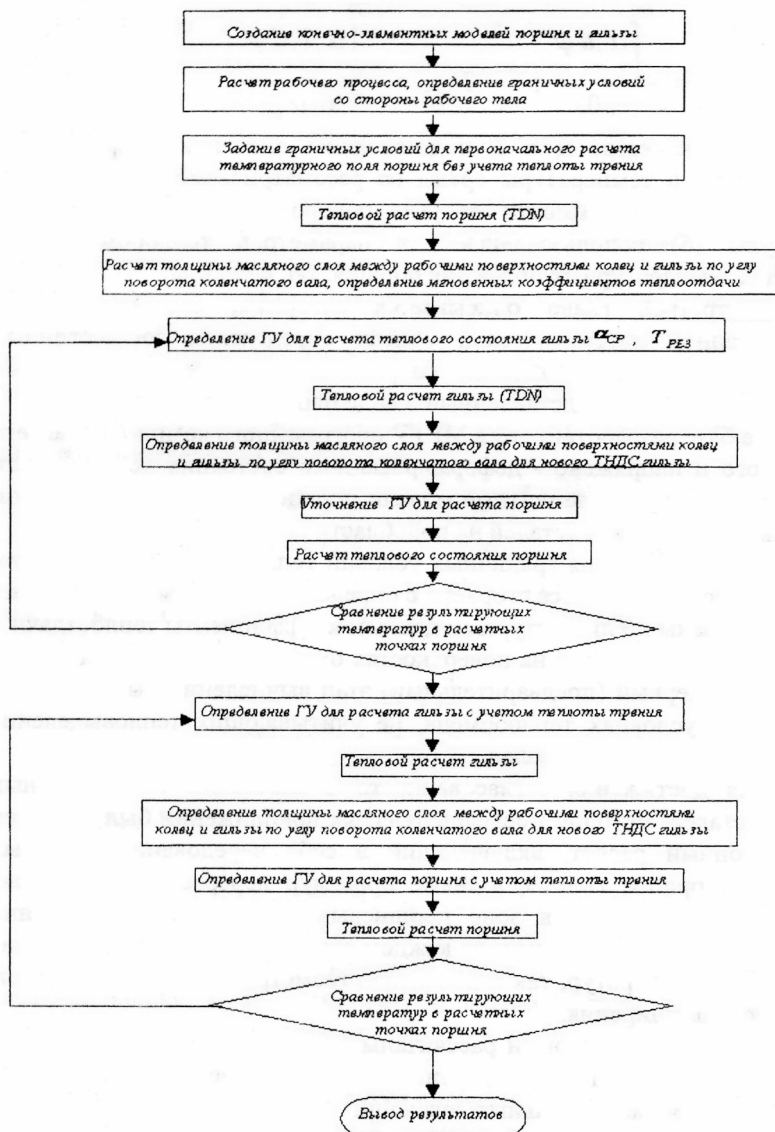


Рис.2. Блок-схема расчетов

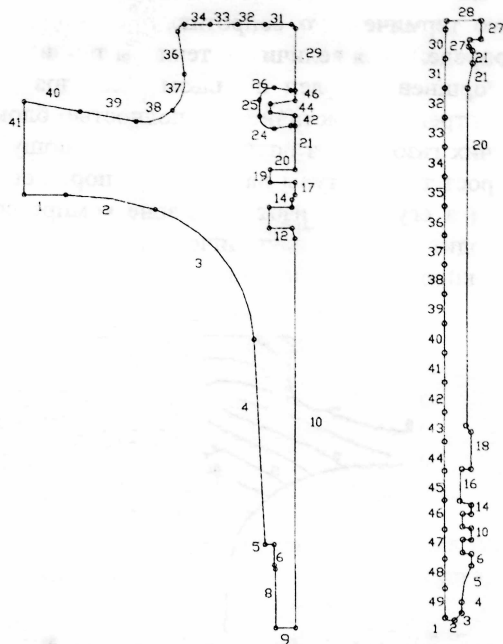


Рис. 3 Подобласти моделей поршня и гильзы

В четвертой главе приводятся результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных исследований

При сравнении результатов расчета температурных полей поршня без учета (рис. 4) и с учетом (рис.6) тепловыделения при трении можно отметить следующее:

1. Максимальная температура поршня (на кромке камеры сгорания), рассчитанного по предлагаемой методике, возросла на 19 градусов (7 %) по сравнению с расчетом, выполненным без учета тепловыделения при трении.
2. Температура в зоне верхнего поршневого кольца увеличилась на 30 градусов (13.6%).
3. Минимальная температура поршня увеличилась на 18 градусов (11.8%).
4. Отчетливо заметно местное сгущение изотерм в зоне верхнего и нижнего компрессионных колец.

Увеличение максимальной и минимальной температуры поршня, а также температуры в районе верхнего компрессионного кольца, связано непосредственно с ухудшением теплопередачи через

поршневые кольца, что при расчетах выражается в возрастании эквивалентного термического сопротивления поршневых колец. Это возрастание определяется величиной теплоты трения, выделяющейся в сопряжении поршневых колец и гильзы цилиндра. Тепловой поток, обусловленный трением, частично или полностью блокирует тепловой поток от горячих газов через поршень в охлаждающую жидкость, что вызывает прирост температуры на поршне и поршневых кольцах. Тем же объясняется и сгущение изотерм в зоне компрессионных колец – здесь происходит местное увеличение температуры вследствие частичного блокирования теплоотвода от поршня.

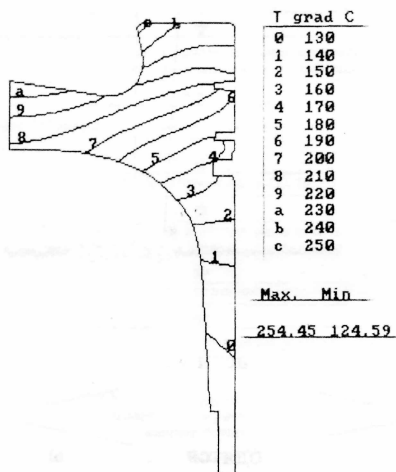


Рис. 4. Температурное поле поршня двигателя типа ЧН 13/14, рассчитанное без учета тепловыделения при трении

Проведя сравнение температурных полей гильзы, вычисленных без учета (рис.5) и с учетом (рис.6) тепловыделения при трении, было установлено:

1. Максимальная температура на поверхности гильзы, рассчитанная по разработанной методике, возросла на 9 градусов (5%) в районе фаски на верхнем поясе гильзы по сравнению с расчетом без учета тепловыделения при трении.
2. В зоне нижнего пояса гильзы, на расстоянии 60-90 мм от нижней кромки, наблюдается сгущение изотерм в сторону рабочей поверхности; в точке на рабочей поверхности, удаленной от нижней кромки гильзы на 80 мм, температура составляет 145 градусов, что на 25 градусов (20%) превышает аналогичное значение для гильзы, рассчитанной без учета теплоты трения.

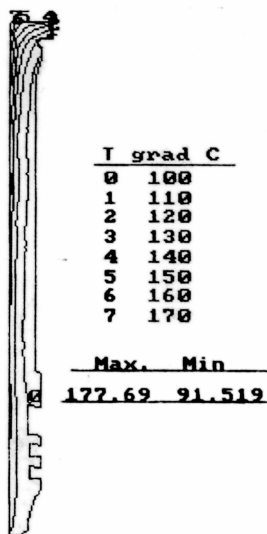


Рис. 5. Температурное поле гильзы двигателя типа ЧН 13/14, рассчитанное без учета тепловыделения при трении

На рисунке 6 отчетливо видно локальное повышение температуры гильзы в районе нижнего пояса в зоне контакта с поршневыми кольцами в момент нахождения поршня вблизи НМТ. Такое местное повышение температуры связано с тем, что в момент нахождения поршня в районе НМТ резко снижается толщина масляного слоя на рабочей поверхности поршневых колец. Уменьшение толщины масляного слоя приводит к резкому снижению термического сопротивления слоя (по сравнению с величиной сопротивления на полуходах поршня), и создаются благоприятные условия для отвода теплоты через стенку цилиндра в охлаждающую жидкость.

По результатам расчета граничных условий были также рассчитаны согласованные температурные поля поршня и гильзы в осесимметричной постановке с использованием программного комплекса ANSYS, а также определено температурное поле поршня в трехмерной постановке (рис.7).

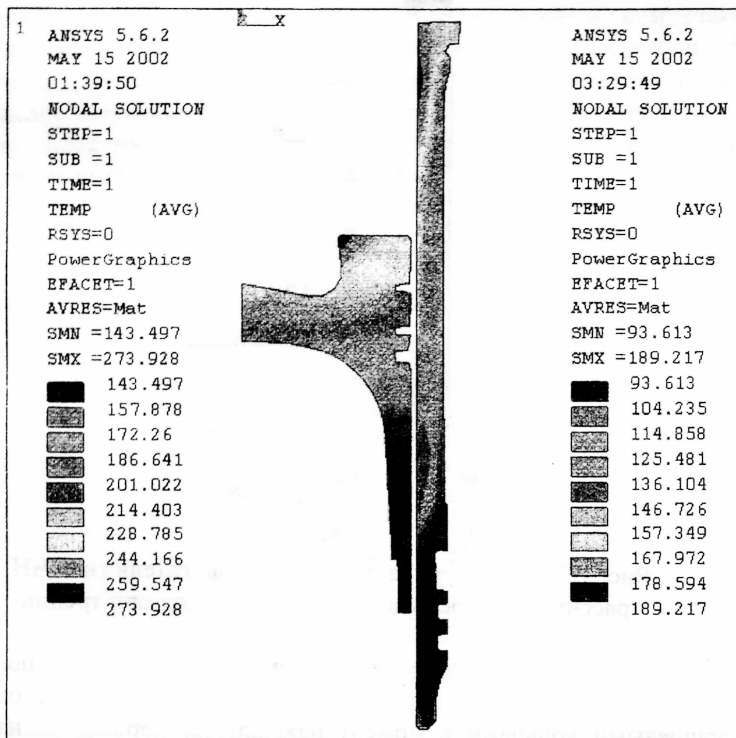


Рис 6. Согласованные температурные поля поршня и гильзы двигателя ЧН 13/15, рассчитанные с учетом тепловыделения при трении

Расчеты температурных полей поршня, выполненные с помощью программного пакета “ANSYS” в двухмерной и трехмерной постановке, имеют расхождение в значениях минимальной и максимальной температур детали около 2.5% - максимальная температура поршня при двухмерном моделировании составляет 273.9°C, при трехмерном – 266.7°C; минимальные температуры соответственно равны 143.5 и 140.9°C. Расхождение результатов обусловлено тем, что при расчете трехмерной модели (в отличие от двухмерной) учитывается теплоотвод в бобышки поршня, и вследствие этого общая тепловая нагрузка на поршень снижается.

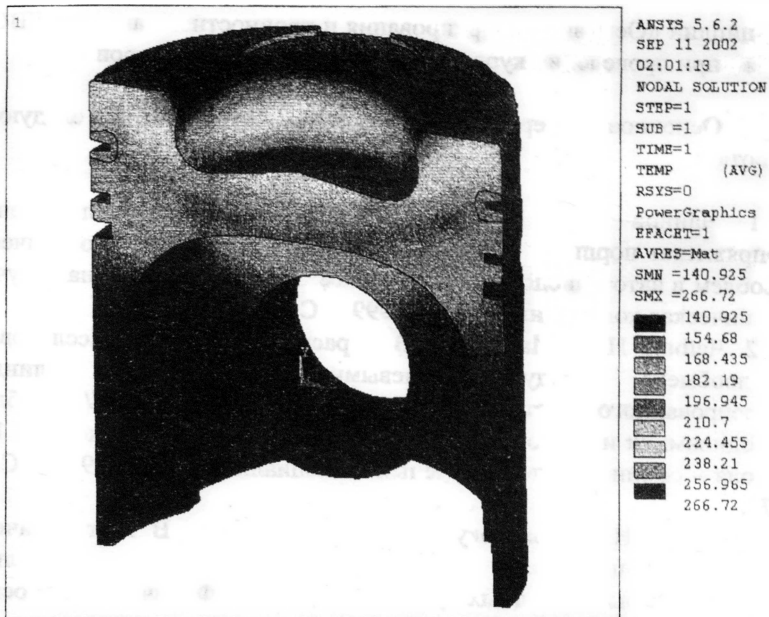


Рис. 7. Трехмерное температурное поле поршня

Заключение. В итоге выполненной работы:

1. Разработана методика расчета согласованных температурных полей поршня и гильзы цилиндра.
2. Предложен способ расчета граничных условий теплообмена в зоне уплотнительного пояса поршня с учетом тепловыделения при трении поршневых колец.
3. Рассчитаны согласованные температурные поля поршня и гильзы цилиндра автомобильных дизелей типа ЧН 13/15 и ЧН 13/14.
4. Предлагаемая методика расчета граничных условий теплообмена в зоне уплотнительного пояса поршня позволяет более точно определять тепловое состояние деталей ЦПГ благодаря учету воздействия теплоты трения. Установлено, что отсутствие учета теплоты трения при расчетах теплового состояния деталей ЦПГ приводит к снижению максимальной температуры деталей на 9 – 11%.
5. Разработанная математическая модель определения согласованных температурных полей поршня и гильзы позволяет значительно сократить трудозатраты на предварительной стадии проектирования и теплового расчета деталей ЦПГ.
6. Методика расчета граничных условий в зоне уплотнительного пояса поршня используется в учебном процессе при изучении

дисциплин «Основы конструирования и прочностного анализа ДВС», а также при проведении курсового и дипломного проектирования.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Чайнов Н.Д., Майоров А.В. Исследование теплообмена в сопряжении поршень – кольца – цилиндр // Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: 3-ая Международная научно - техническая конференция. - М., 1999. – С.142-146..

2. Чайнов Н.Д., Майоров А.В., Краснокутский А.Н. Исследование теплообмена между поршневыми кольцами и цилиндром форсированного быстроходного транспортного дизеля // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: 12-ая школа – семинар молодых ученых и специалистов - М., 1999. - С.170-173.

3. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Майоров А.В. Математическая модель теплопереноса в сопряжении поршень - поршневые кольца - цилиндр быстроходных дизелей // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: 13-ая школа – семинар молодых ученых и специалистов - М., 2001. - Т.3. - С.265-268.

4. Математическое моделирование тепловой напряженности цилиндрико-поршневой группы автомобильных двигателей. / Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Майоров А.В. и др. // Третья Российская национальная конференция по теплообмену. – М., 2002. - Т.7. – С.294-297.

Типография С-ПбГАУ Пушкин, ул.Садовая,14

Тираж 100 заказ 270рп I п.л. Подписано к печати 6.12.02.