Список литературы:

1.Парсаданов И.В., Третьяков С.И. Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели динамической напряженности и топливной экономичности быстроходного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. –Харьков: НТУ "ХПИ". – 2004.– № 1.– С. 4–7. 2. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. –Харьков: Издательский центр НТУ "ХПИ", 2003.– 244 с. 3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981.– 160 с. 4. Разлейцев Н.Ф. Особенности и закономерности образования окислов азота в дизелях. // Двигатели внутреннего сгорания. – 1996. – Вып. 55. – С. 158 – 172.

УДК 539.3

Н.Г. Шульженко, д-р техн. наук, П.П. Гонтаровский, канд. техн. наук, Н.Г. Гармаш, канд. техн. наук, Т.В. Протасова асп.

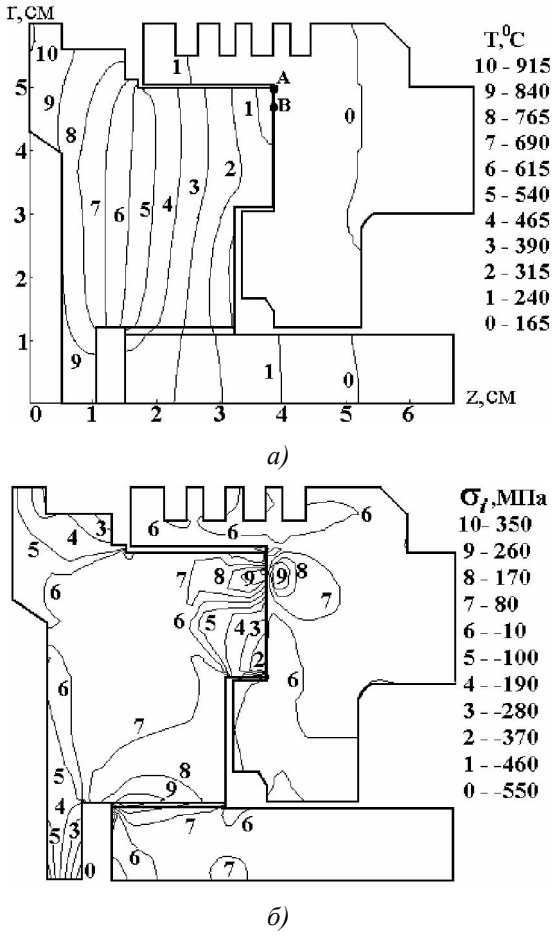
РАЗВИТИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО И ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЙ СОСТАВНЫХ ПОРШНЕЙ ДВС

Повышение удельной мощности и экономичности двигателей внутреннего сгорания характеризуется повышением температур в камере сгорания и деталях цилиндро-поршневой группы. Надежность работы ДВС во многом определяется тепловым и термонапряженным состоянием, определение которого целесообразно расчетным путем.

Для выполнения подобных исследований разработаны универсальные и специализированные программные комплексы [1,2], позволяющие решать стационарные и нестационарные задачи термомеханики. Ввиду сложности конструкции и условий ее работы важное значение приобретает построение расчетной модели. Широкое распространение получили осесимметричные термоупругие расчетные схемы. Поскольку изменения температуры поршня со стороны камеры сгорания составляют около 10 °С и ослабевают на глубине около 1 мм, граничные условия теплообмена усредняются за цикл работы двигателя. Граничные условия приводятся к условиям конвективного теплообмена, когда на участке поверхности задаются усредненные за цикл температура среды и коэффициент теплообмена. Поскольку в поршне около 30-40% составляет лучистый теплообмен, то полный теплообмен целесообразно разделить на конвективную и лучистую составляющие. Это позволяет точнее определить колебания температур и напряжений на поверхности поршня со стороны камеры сгорания, точнее определять граничные условия теплообмена при изменении режима работы двигателя.

В составных поршнях теплообмен между жаровой накладкой и другими деталями происходит через заранее неизвестную область контакта, которая изменяется за такт работы дизеля, а также в процессе изменения режима работы. В связи с этим расчет термонапряженного состояния составных поршней целесообразно проводить в рамках термоконтактной задачи [3]. Без определения зоны контакта и контактных давлений некорректно находить распределение температурных полей, а без распределения температуры – решить контактную задачу. Задачи

теплопроводности и термомеханики оказываются связанными таким образом через условия контактного взаимодействия. Термическое сопротивление в области контакта зависит от контактного давления, шероховатости взаимодействующих поверхностей, теплопроводности и прочности взаимодействующих материалов [4]. Разработанное программное обеспечение [3] позволяет производить термопрочностной расчет составных поршней с учетом всех перечисленных факторов в рамках двумерной задачи. На рис. 1 приведены результаты расчета термоконтактной задачи для составного осесимметричного поршня свободнопоршневого двигателя.



а)

б)

Рис.1. Распределение тепловых полей (а) и эквивалентных напряжений (б) в составном поршне свободнопоршневого двигателя. Зона контакта жаровой накладки с тронком показана линией АВ

Поршни ДВС не являются строго осесимметричными конструкциями, кроме того, условия теплообмена в них изменяются в окружном направлении, как со стороны камеры сгорания (за счет влияния впускных и выпускных клапанов), так и при теплообмене юбки поршня с гильзой цилиндров за счет перекладки поршня при возвратно-поступательном перемещении. Существует ряд факторов, нарушающих осевую симметрию термонапряженного состояния [5, 6]. Поэтому для расчета нестационарного термонапряженного состояния пространственных конструкций разработана методика с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в декартовых координатах [7] и на основе полуаналитического МКЭ в цилиндрических [8], где решения в окружном направлении представляются рядами Фурье. Методика [8] позволяет решать задачи на основе трехмерной математической модели со значительно меньшими вычислительными затратами, чем при использовании обычного МКЭ. На рис. 2 приведен расчет в двух диаметрально противоположных меридиональных сечениях неосесимметричного температурного поля поршня СМД-60 с применением полуаналитического МКЭ.

Обе методики и соответствующие программы [7, 8] обеспечивают контроль ошибок при вводе исходной информации, осуществляют графический контроль геометрии и позволяют построить изолинии температур и напряжений в произвольных сечениях конструкции.

Неосесимметрия напряженного состояния, вызванная давлением газов, порождается локальным опиранием поршня на поршневой палец [6]. Существенный вклад в распределение напряжений в элементах поршней вносит ползучесть материала [9,10]. При этом за счет релаксации напряжений могут возникать большие остаточные растягивающие напряжения, позволяющие объяснить причину появления трещин в головке поршня.

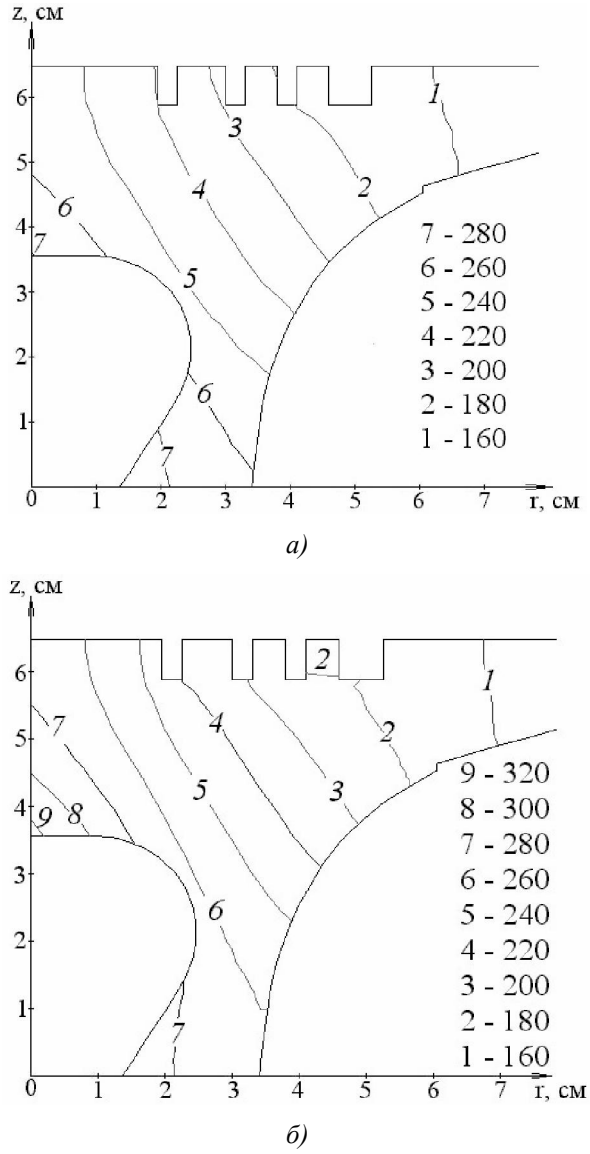


Рис.2. Неосесимметричное температурное поле в поршне дизеля СМД-60 на номинальном режиме

Неосесимметричные напряжения от сил давления газов изменяются циклически и в сочетании с термоупругими напряжениями вызывают в поршнях явление циклической ползучести [11], без учета которой невозможно надежно оценить ресурс работы элементов поршня. Из-за высоких температур в жаровых накладках составных поршней имеет место интенсивная ползучесть материала, подтверждаемая изменениями их формы. Без учета свойств, определяющих ползучесть материала такие расчеты невозможны.

Отметим, что при решении подобных задач с помощью современных программных комплексов типа ANSIS, иногда некорректно используются расчетные модели, что приводит к неверным результатам. Так, если рассмотреть расчет поршня тепловозного дизеля, то можно отметить, что его закрепление в районе опирания пальца вызывало появление результирующих сжимающих напряжений, которые не позволяют объяснить причины возникновения трещины в чугунном поршне с внутренней стороны в районе ребра, поддерживающего бобышку (точка А на рис. 3, а). После расчета поршня в рамках термоконтактной задачи в районе точки А были получены растягивающие напряжения, которые и соответствовали реальному напряженному состоянию в данной конструкции. С целью уменьшения трещинообразования было предложено использование двух ребер вместо одного (рис. 3, б).

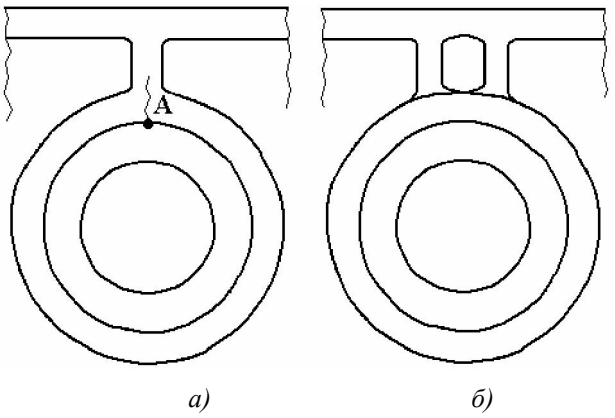


Рис. 3. Ребра жесткости в чугунном поршне с внутренней стороны

Проведенные расчеты показали, что расстояние 10–15 мм между ребрами является наиболее оптимальным и приводит к значительному падению контактных и окружных напряжений в бобышке поршня. Их распределение вдоль дуги окружности приведено на рис. 4, 5.

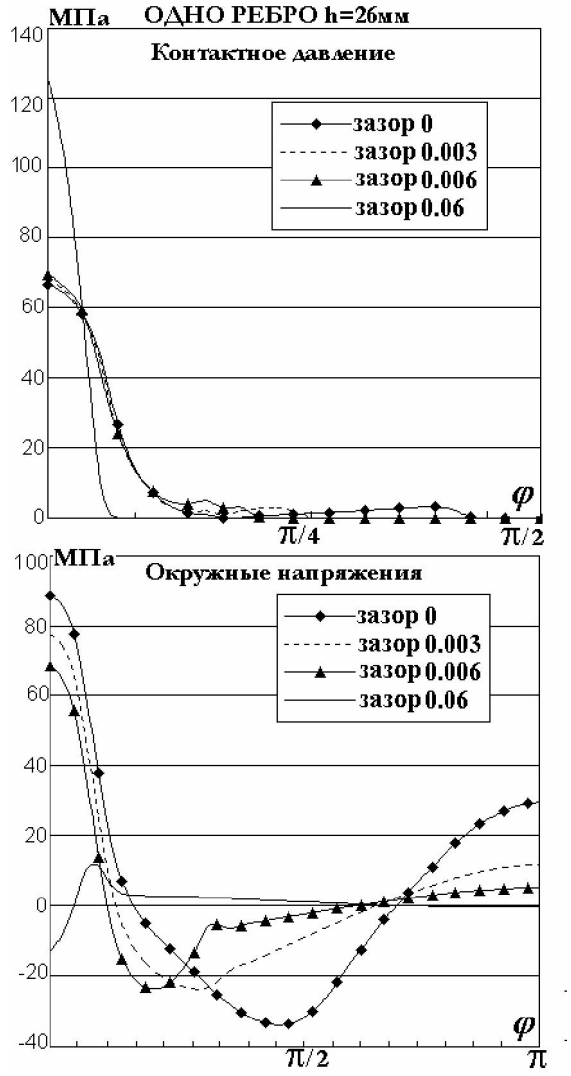


Рис. 4. Контактные и окружные напряжения в бобышке поршня

Использование данных рекомендаций исключило возникновение трещин в чугунных поршнях тепловозных дизелей. Надо отметить, что на величину напряжений существенное влияние оказывает зазор между пальцем и поршнем.

В заключение отметим, что развитие математических моделей, позволяющих учитывать контактные взаимодействия деталей, ползучесть и виброползучесть материала, граничные условия теплообмена, максимально приближенные к реальным, открывает новые возможности для проведения термопрочностных расчетов составных поршней.

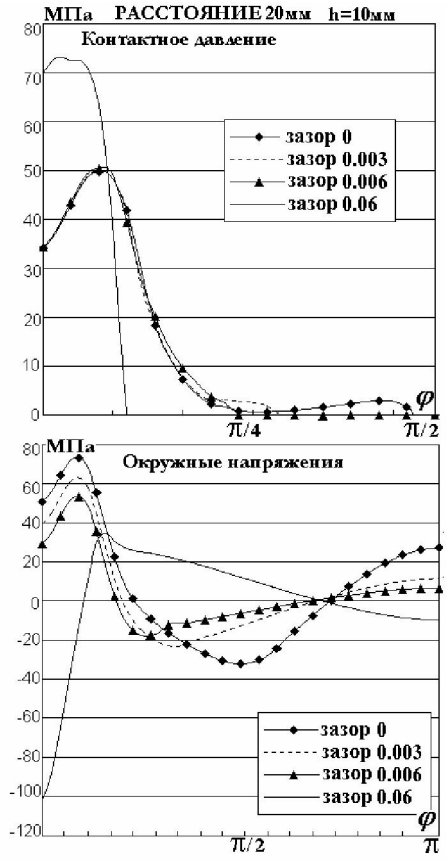


Рис. 5. Контактные и окружные напряжения в бобышке поршня

Список литературы:

1. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач, Ю.И. Матюхин, Г.Л. Хавин. – К.: Наук. думка, 1989. – 232 с. 2. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. – М.:ДМК Пресс, 2001. – 448 с. 3. Гонтаровский П.П., Гармаш Н.Г. Расчет напряженно–деформированного состояния лопаток турбомашин с учетом термоконтактных взаимодействий // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Тр. Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, 1997. – С. 533 – 536. (ИПМаш НАНУ). 4. Шлыков Ю.П., Ганин Б.А., Царевский С.Н. Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 328 с. 5. Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигате-

лей. – Л: Машиностроение, 1983. – 212 с. 6. Гонтаровский П.П., Руденко Е.К. Анализ неосесимметричного напряженно–деформированного состояния поршней // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1988. – Вып. 48. – С. 46 – 49. (ХПИ). 7. Моделирование кинетики трехмерных механических полей в элементах турбомашин / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Н.Г. Гармаш // Пробл. динамики и прочности в газотурбостроении: Тр. Междунар. конф. – К., 2004. (ИПП НАНУ). 8. Протасова Т. В. Алгоритм решения нестационарной нелинейной неосесимметричной задачи термомеханики для тел вращения // Современные проблемы машиностроения: Тез. докл. конф. молодых ученых и специалистов Ин–та пробл. машиностроения. – Харьков, 2003. – С. 7. 9. Релаксация термоупругих напряжений в поршне с камерой сгорания типа ЦНИДИ / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Ф.И. Абрамчук, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1989. – Вып. 49. – С. 7 – 13. (ХПИ). 10. Релаксация термоупругих напряжений в чугунном поршне быстроходного дизеля с учетом разносопротивляемости материала / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ю.И. Матюхин, Ф.И. Абрамчук, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. – 1990. – Вып. 52. – С. 3 – 9. (ХПИ). 11. Голуб В.П., Погребняк А.Д. Высокотемпературное разрушение материалов при циклическом нагружении. – К.: Наук. думка, 1994. – 228 с.

УДК 621.43

А.А. Жуков, канд. техн. наук, Н.Н. Михайлов, инж., В.А. Жуков, канд. техн. наук, А.П. Навоев, асп.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИВОДА АГРЕГАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ЯМЗ-840

Введение

Быстрый рост мирового парка ДВС вынуждает правительства развитых стран ужесточать допустимые нормы расхода топлива и выбросов в атмосферу с отработавшими газами вредных отравляющих веществ. Это проявляется в принятии ряда документов, регламентирующих токсичность и дымность отработавших газов: Правила ЕЭК ООН ECE-R49 (1982г.); Правила ЕЭК ООН 49.01 (1989г.); Правила ЕЭК ООН Euro-1 (1993г.); Правила ЕЭК ООН Euro-2 (1996г.); Правила ЕЭК ООН Euro-3 (1999г.).

Для обеспечения установленных экологических нормативов в конструкциях современных двигателей предусмотрена установка дорогостоящих нейтрализаторов, дожигателей, фильтров, рекуператоров и т.п. Экспериментальные и эксплуатационные исследования последних лет, однако, показывают, что такие конструктивные решения, не снимая полностью экологических проблем, приводят к снижению топливной экономичности. Более перспективным и целесообразным является совершенствование топливоподачи и рабочего процесса двигателя.

Формулирование проблемы

Одним из направлений совершенствования топливоподачи с целью обеспечения экологических требований является повышение энергетики впрыска. Это подразумевает увеличение давления впры-