

РАЗРАБОТКА УЗЛОВОЙ МОДЕЛИ КОМПЛЕКТА ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

**Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ,
А.Н. Авраменко, к.т.н., ИПМаш НАН Украины**

***Аннотация.** Представлен расчетный анализ полей температур, напряжений и деформаций поршня быстроходного дизеля. Поставленная задача решается в трехмерной стационарной постановке с использованием узловой модели комплекта поршня. Узловая модель включает в себя поршень, поршневой палец и поршневую головку шатуна. В работе обосновываются преимущества узлового подхода для оценки теплового и напряженно-деформированного состояния поршня быстроходного дизеля.*

***Ключевые слова:** узловая модель, поверхность контакта, поршень, напряженно-деформированное состояние.*

Введение

Увеличение уровня форсирования современных ДВС приводит, в первую очередь, к ухудшению условий работы деталей камеры сгорания (КС), увеличению их тепловой и механической напряженности и, как следствие, к снижению моторесурса, как самих деталей КС, так и двигателя в целом. Среди наиболее ответственных и теплонапряженных деталей КС можно выделить поршень, который воспринимает знакопеременные тепловые и механические нагрузки, а также подвержен повышенному износу.

Анализ публикаций

Новые возможности современных программных комплексов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ), позволяют решать контактные задачи в трехмерной постановке, что дает возможность учитывать сложное взаимодействие элементов конструкции и более адекватно задавать схему закрепления детали и граничные условия (ГУ) задач механики и теплопроводности [1 – 3].

Как показал анализ опубликованных работ, посвященных вопросам численного моделирования теплообменных процессов в деталях цилиндропоршневой группы (ЦПГ), узловой

подход по рассмотрению теплонапряженного состояния (ТНС) деталей ЦПГ применяется редко.

В основном при численном моделировании рассматривалась отдельно взятая деталь, например поршень [4 – 7], что не даёт возможности учитывать изменение параметров контактных пар при термомеханическом нагружении, например овализацию поршневого пальца при рассмотрении задачи ТНС поршня совместно с поршневым пальцем, что в свою очередь накладывает ограничения на способ и адекватность схемы закрепления поршня и, соответственно, искажает результаты расчетного моделирования.

В свою очередь, использование узлового подхода для расчетного анализа теплового и напряженно-деформированного состояния исследуемых деталей позволяет учитывать шероховатости поверхностей контакта, величину посадочного натяга и силу трения. Это делает возможным, варьируя параметры контактных пар, добиваться равнопрочности исследуемых деталей и выбирать оптимальные конструктивные параметры деталей, входящих в узел.

Из проведенного литературного обзора видно, что совершенствование методов числен-

ного моделирования ТНС деталей ЦПГ, уточнение ГУ задач механики и теплопроводности и выбор адекватной схемы закрепления являются актуальными и требуют дополнительных расчетно-экспериментальных исследований.

Цель и постановка задачи

В проведенном расчетном исследовании ставились и решались такие задачи:

- разработка геометрической и конечноэлементной узловых моделей комплекта поршня в трехмерной постановке;
- проведение сравнительного расчетного анализа полей температур, напряжений и деформаций поршня с использованием узлового подхода и при рассмотрении отдельно взятой детали;
- формирование выводов и рекомендаций о преимуществе узлового подхода для оценки напряженно-деформированного состояния поршня.

Основные этапы и результаты исследования

Объект исследования – поршень быстроходного дизеля 4 ЧН 12/14 с КС типа ЦНИДИ. Задача теплонапряженного и деформированного состояния поршня решалась в стационарной трехмерной постановке в декартовых координатах.

При решении поставленной задачи использовался узловой подход, когда узловая модель комплекта поршня включает поршень, поршневой палец и поршневую головку шатуна.

Для решения поставленной задачи использовался программный комплекс, основанный на МКЭ. Для дискретизации расчетной модели на конечные элементы (КЭ) использовались КЭ в виде 5 узловых пирамид. Дискретизация расчетной модели представлена на рис. 1.

Конечноэлементная модель комплекта поршня состоит из 131688 КЭ и 33286 узловых точек.

Граничные условия задачи теплопроводности задавались с учетом рекомендаций в работах [4 – 7]. Схема закрепления поршня назначалась с учетом рекомендаций в работах [1, 4 – 7], а именно: на участке контакта бо-

бышек поршня с поршневым пальцем и на участке контакта поршневой головки шатуна с поршневым пальцем – опора трением, а в нижней части стержня шатуна – неподвижная заделка.

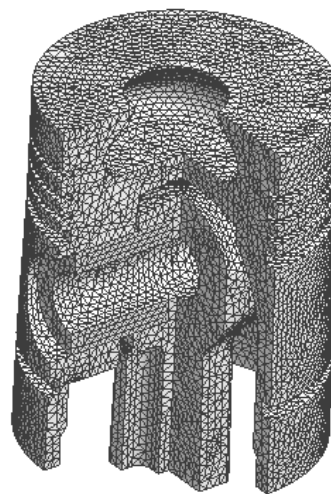


Рис. 1. Дискретная узловая модель комплекта поршня

Расчетный анализ ТНС поршня был выполнен для номинального режима с $N_e = 73,5$ кВт при $n = 1900$ мин⁻¹. Расчетные значения температур в контрольных точках сравнивались с экспериментальными данными термометрирования поршня [4] при работе дизеля на исследуемом режиме.

При разработке модели теплового состояния поршня была решена серия тестовых задач, в процессе решения которых уточнялись ГУ теплообмена. Результаты расчетов сравнивались в контрольных точках с результатами термометрирования поршня на номинальном режиме [4].

В результате такого уточнения ГУ теплообмена удалось добиться расхождения между расчетными и экспериментальными значениями температур в контрольных точках менее 5%, что свидетельствует об адекватности разработанной модели теплового состояния поршня и корректности ГУ теплообмена.

Как отмечалось ранее [7], особенностью поршня с КС типа ЦНИДИ является большее отношение площади тепловоспринимающей поверхности к объему кромки КС в поршне. Эта особенность, а также смещение КС в поршне относительно оси цилиндра усили-

вают градиенты температур и напряжений и отрицательно влияют на условия работы такого поршня, и снижают его ресурс.

Наиболее наглядно эти особенности поршня с КС типа ЦНИДИ можно оценить при рассмотрении узловой модели комплекта поршня в трехмерной постановке.

Температурное поле поршня при его сечении меридиональной плоскостью, лежащей вдоль оси поршневого пальца, представлено на рис. 2. Максимальная расчетная температура поршня зарегистрирована в области кромки КС в поршне и достигает 340 °С. В области головки поршня температура изменяется от 250 до 230 °С (рис. 2). Смещение КС в поршне относительно оси цилиндра оказывает влияние на неравномерность температурного поля головки поршня в среднем на 10 – 20 °С. Температура в области первой канавки под компрессионное кольцо не превышает 220 °С (рис. 2).

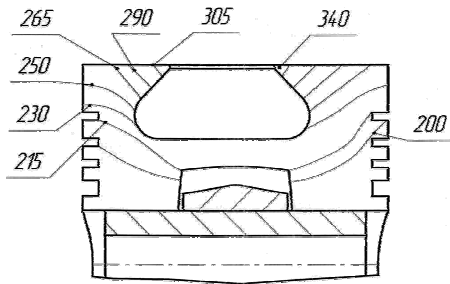


Рис. 2. Температурное поле поршня

В качестве критерия для оценки напряженности поршня с учетом рекомендаций работ [4 – 7] был выбран критерий – интенсивность напряжений. Поля интенсивностей напряжений расчетной модели поршня, при его сечении меридиональной плоскостью, лежащей вдоль оси поршневого пальца, представлены на рис. 3.

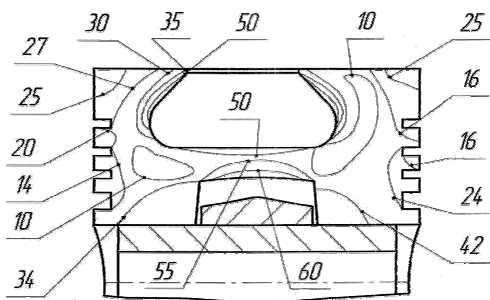


Рис. 3. Поля термоупругих напряжений поршня

Из рис. 3. видно, что температурные градиенты вызывают значительные термоупругие напряжения в области кромки КС в поршне, которые достигают 50 МПа (рис. 3). В зоне кольцевых канавок под компрессионные кольца интенсивности напряжений изменяются от 25 до 14 МПа по высоте поршня.

Также следует отметить, что в сравнении с результатами расчета напряженного состояния в осесимметричной постановке имеются определенные отличия, связанные с более корректным способом задания схемы закрепления поршня и ГУ задач механики и теплопроводности, что говорит о более адекватной схеме закрепления поршня при использовании узловой модели комплекта поршня.

Деформированный вид расчетной модели поршня при его сечении меридиональной плоскостью, лежащей вдоль оси поршневого пальца, приведен на рис. 4.

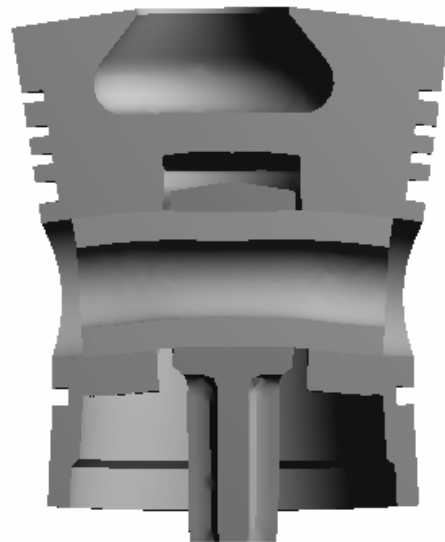


Рис. 4. Деформированный вид комплекта поршня

Максимальные расчетные деформации головки поршня зарегистрированы в меридиональной плоскости, лежащей перпендикулярно оси поршневого пальца, и достигают 0,43 мм. Из рис. 4. видно, что использование узлового подхода для анализа теплонапряженного и деформированного состояния поршня позволяет реализовать адекватную схему закрепления поршня, что в свою очередь положительно сказывается на результатах расчетного моделирования. Так, например, в работе [4] отмечается, что максимальные радиальные деформации головки поршня с КС типа ЦНИДИ получены в меридио-

нальной плоскости, лежащей перпендикулярно оси поршневого пальца, и достигают 0,405 мм, тогда как решение задачи в трехмерной постановке показывает, что максимальные деформации достигают 0,43 мм, что на 0,025 мм больше, чем максимальные значения деформаций головки поршня, полученные в работе [4].

Выводы

В результате проведенного исследования можно отметить:

– использование узлового подхода практически не оказывает влияния на тепловое состояние поршня в сравнении с результатами, полученными ранее при рассмотрении теплового состояния отдельно взятой детали в осесимметричной постановке [4];

– расчетные значения интенсивностей напряжений при рассмотрении узловой модели комплекта поршня отличаются от полученных ранее при рассмотрении отдельно взятой детали в осесимметричной постановке в среднем на 10 – 15%;

– использование узлового подхода для расчета ТНС комплекта поршня в трехмерной постановке позволяет повысить точность и адекватность результатов расчетного моделирования и может быть рекомендовано для выполнения проверочных, контрольных расчетов теплонапряженного и деформированного состояния поршня.

Литература

1. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М., Болдырев С.Н. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / Двигателестроение. – 2003. – Вып. 3. – С. 22 – 24.
2. Тринёв А.В., Авраменко А.Н. Актуальность исследования теплообменных процессов в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка для быстроходных форсированных дизелей /

- Вестник науки и техники. – НТУ «ХПИ», ООО «ХДНТ». – Харьков: ООО «ХДНТ». – 2005. – № 4 (23). – С. 4 – 10.
3. Тринев А.В., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н., Сиротин С.А. Расчетно-экспериментальное исследование условий работы сопряжения выпускной клапан – направляющая втулка // Вестник национального технического университета «ХПИ»: Сб. науч. тр. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33. – С. 184 – 187.
4. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М. Влияние конфигурации камер сгорания на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 45. – С. 49 – 55.
5. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 1987. – Вып. 46. – С. 3 – 10.
6. Абрамчук Ф.И. Основы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных двигателей. Дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1992. – 317 с.
7. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях. Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1991. – 213 с.

Рецензент: В.А. Перегон, профессор, к.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 10 февраля 2009 г.