

УДК 621.43

Авраменко Андрій Миколайович, канд. техн. наук., старш. наук. співр., відділ поршневих енергоустановок Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, Україна. *вулиця Пожарського, 2/10, Харків, Україна, 61000, Тел. +380 57 394 47 54. E-mail: an0100@yandex.ru* ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8130-1881>

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛО – І МАССОБМІННИХ ПРОЦЕСІВ У КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ТЕПЛОВИЗНОГО ДИЗЕЛЯ

В роботі розглядаються результати математичного моделювання процесів сумішоутворення та згоряння в циліндрі тепловизного дизеля з подальшим вирішенням спряженої задачі та оцінкою теплонапруженого стану поршня дизеля 16ЧН26/27. Для математичного моделювання робочого циклу дизеля використовується віссиметрична розрахункова область, яка описує конфігурацію камери згоряння у вигляді сектору 45 градусів.

Ключеві слова: тепловизний дизель, камера згоряння, спряжена задача, температура.

Авраменко Андрей Николаевич, канд. техн. наук., старш. научн. сотр., отдел поршневых энергоустановок. Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина. *улица Пожарского, 2/10, Харьков, Украина, 61000. Тел. +380 57 394 47 54. E-mail: an0100@yandex.ru* ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8130-1881>

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО - И МАССОБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ТЕПЛОВИЗНОГО ДИЗЕЛЯ

В работе рассматриваются результаты математического моделирования процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре тепловизного дизеля с последующим решением сопряженной задачи и оценкой теплонапряженного состояния поршня дизеля 16ЧН26/27. Для математического моделирования рабочего цикла дизеля используется осесимметричная расчетная область, описывающая конфигурацию камеры сгорания в виде сектора 45 градусов.

Ключевые слова: тепловизный дизель, камера сгорания, сопряженная задача, температура.

Avramenko Andrey Nikolaevich, Ph. D., Senior Researcher, department of power piston plants. A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov, Ukraine. *Str. Pozharskogo, 2/10, Kharkov, Ukraine, 61000. Tel. +380 57 394 47 54. E-mail: an0100@yandex.ru* ID ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8130-1881>

MATHEMATICAL MODELLING IS HEAT - AND MASS TRANSFER PROCESSES IN THE COMBUSTION CHAMBER OF A DIESEL ENGINE

In work results of mathematical modeling of processes mix and combustions with the cylinder of a diesel engine with the subsequent decision of the connected problem and an estimation of a heat-stressed condition of the piston of a diesel engine 16ЧН26/27 are considered. For mathematical modeling a running cycle of a diesel engine the symmetric settlement area describing a configuration of the chamber of combustion as sector 45 of degrees is used axis's symmetric.

Key words: diesel engine, combustion chamber, connected problem, temperature.

Введение

Использование современных технологий численного моделирования рабочего цикла позволяет получить принципиально новые результаты и важную информацию об изменении внутрицилиндровых параметров ДВС, которую невозможно получить с использованием экспериментальных методов исследования [1], при этом современные подходы по решению сопряженных задач позволяют в комплексе рассматривать рабочий цикл и тепловую напряженность деталей ДВС [2].

Поэтому численное моделирование рабочих процессов и оценка теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания (КС) ДВС стало неотъемлемым этапом исследования и доводки современных двигателей [3].

Анализ публикаций

Развитие современных программных комплексов направлено на узкую специализацию отдельных пакетов прикладных программ, в составе программного комплекса для решения

конкретных задач [4]. Так, к примеру, разработчики компании AVL выделили такие пакеты программ для исследования и доводки ДВС. Такой дифференцированный подход позволяет добиться хороших результатов с минимальными затратами машинного времени [5]. По такому же пути идут разработчики программного обеспечения KIVA (Национальная лаборатория Лос-Аламос [6]). Они упрощают используемые ранее математические зависимости для решения конкретных узконаправленных задач [7].

При решении задач, связанных с численным моделированием рабочего цикла ДВС, выбор уровня дискретизации расчетной области имеет решающее значение [8]. Для корректного описания течений в пристеночном слое требуется локально сгущать расчетную сетку, что неизбежно приводит к увеличению размерности решаемой задачи и, соответственно, приводит к увеличению затрат машинного времени.

Цель и задачи исследования

Цель проведенного исследования – оценить параметры рабочего цикла и теплонапряженное состояние поршня при решении сопряженной задачи газ – стенка тепловозного дизеля типа 16ЧН 26/27 (Д80).

В работе ставились такие задачи:

- провести обзор по современным подходам и программным комплексам, используемым для моделирования рабочих процессов ДВС и решения сопряженных задач газ - стенка;

- синтезировать расчетную область и расчетную сетку, описывающую конфигурацию камеры сгорания (КС) тепловозного дизеля и провести численное моделирование рабочего цикла тепловозного дизеля при работе на режиме номинальной мощности;

- синтезировать геометрию поршня тепловозного дизеля, расчетную сетку, описывающую конфигурацию поршня и решить сопряженную задачу газ - стенка с учетом распределения граничных условий полученных из расчета рабочего цикла на предыдущем шаге;

- сделать выводы и рекомендации по улучшению параметров теплонапряженного состояния поршня с учетом особенностей смесеобразования и сгорания в рассматриваемом тепловозном дизеле.

Основные этапы и результаты исследования сводятся к следующему. Краткая техническая характеристика дизеля приведена в таблице.

Таблица
Техническая характеристика тепловозного дизеля (16ЧН26/27)

Двигатель	Д80
Соотношение S/D, мм	270/260
Степень сжатия	12,8
Номинальная мощность, кВт	2940
Тип КС - Гессельмана	
Количество сопловых отверстий распылителя	8
Диаметр сопловых отверстий, мм	0,42
Угол опережения впрыскивания до ВМТ, град. п.к.в.	20

В работе, в качестве исследуемого режима, рассматривается режим номинальной мощности ($N_e = 2940$ кВт, при $n = 1000$ мин⁻¹).

Для математического моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля была синтезирована расчетная область КС, представленная на рис. 1. Для снижения затрат

машинного времени, и, с учетом симметричности расположения топливных факелов, в КС в работе рассматривается сектор КС 45 град (рис. 1).

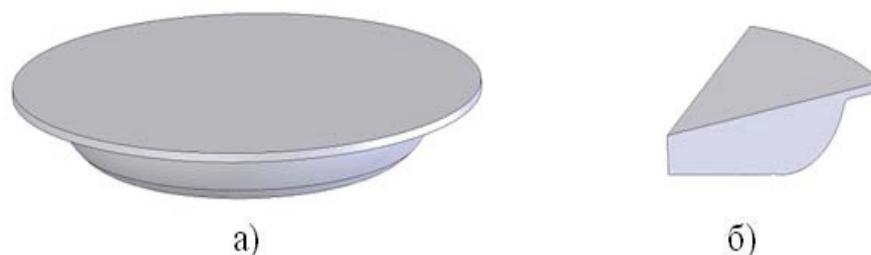


Рис. 1. Конфигурация расчетной области КС дизеля Д80:
а) – весь объем КС; б) – сектор 45 градусов

Далее была синтезирована расчетная сетка (на рис. не показана) для математического моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля. В математической модели были описаны начальные и граничные условия и особенности кинематической схемы (методика математического моделирования рабочего цикла более подробно рассмотрена в работе [9]).

Описывались стационарные и подвижные границы в расчетной сетки, которые учитывают возвратно-поступательное движение поршня. Рабочий цикл рассматривался от момента закрытия впускных клапанов и до момента открытия выпускных клапанов. Распределение температуры газа и пламени по объему КС, полученные в результате математического моделирования рабочего цикла представлены на рис. 2.

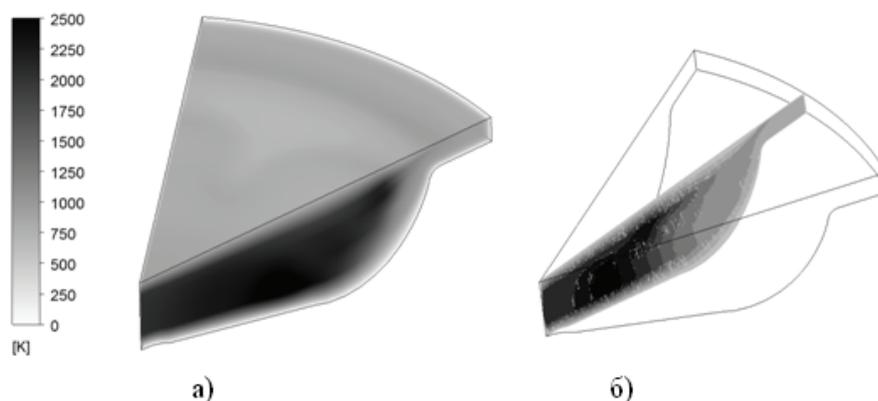


Рис. 2. Расчетные значения температур в КС дизеля Д80 при работе на режиме номинальной мощности ($\varphi = 375$ град п.к.в.):
а) – распределение температуры по объему расчетной области;
б) – распределение температуры в выбранном сечении КС

Максимальная расчетная температура (2500 К) отмечается в центральной части КС тепловозного дизеля (рис. 2). По радиусу КС температура снижается от 2000 до 1200 К. В области стенки цилиндра температура достигает 1000 К.

Далее, на основе результатов математического моделирования рабочего цикла были оценены значения и характер распределения температур, давления в цилиндре дизеля и коэффициентов теплоотдачи от газа к стенке. С учетом данных работы [10] температурное поле деталей КС незначительно меняется в течении рабочего цикла. Так, уже на глубине 2 мм, от огневой поверхности температура практически не меняется в течении рабочего цикла при работе дизеля на установившемся режиме. На основе этих данных был сформирован массив граничных условий (ГУ) для последующего математического моделирования рабочего цикла (методика более подробно рассмотрена в работе [11]).

В работе ставилась и решалась сопряженная задача газ – стенка для КС тепловозного дизеля. С учетом того, что на предыдущем шаге рассматривался только сектор КС, в котором не учитывалось наличие выборок в головке поршня под клапаны, было принято допущение, что ГУ симметричны относительно оси КС и влияние вышеуказанных выборок на тепловое поле поршня незначительно.

Для оценки теплонапряженного состояния поршня тепловозного дизеля была синтезирована расчетная область, которая включала в себя поршень, выполненный из алюминиевого сплава, кольцедержатель и поршневой палец. Наличие в расчетной области поршневого пальца дает возможность более корректно описывать схему закрепления поршня.

Конечноэлементная сетка, описывающая сложную конфигурацию поршня тепловозного дизеля представлена на рис. 3.

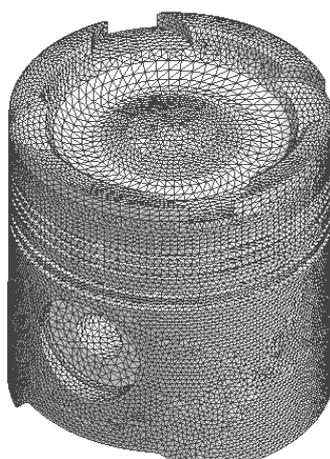


Рис. 3. Расчетная сетка описывающая конфигурацию поршня (1,32 млн. конечных элементов)

В работе моделировалось стационарное теплонапряженное состояние поршня. При задании ГУ задачи теплопроводности учитывалось масляное охлаждение кольцедержателя.

Расчетное распределение температуры головки поршня в меридиональном сечении вдоль оси поршневого пальца представлено на рис. 4.

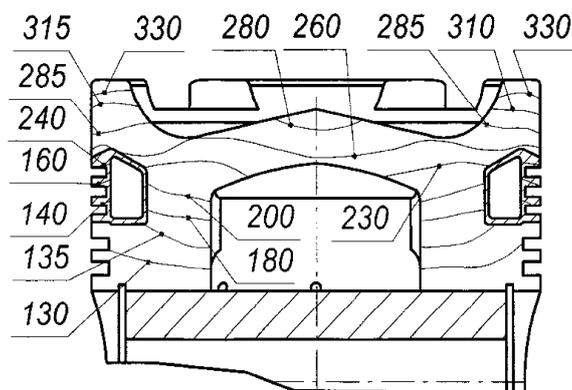


Рис. 4. Распределение температуры головки поршня, °С в меридиональном сечении вдоль оси поршневого пальца при работе дизеля на режиме номинальной мощности

Максимальная температура головки поршня (330 °С) отмечается на периферии огневого днища, в области выборок под клапаны (рис. 4). В центральной части огневой

поверхности поршня температура изменяется от 280 до 260 °С. В области кольцедержателя температура изменяется от 160 до 135 °С. В области маслосъемных колец температура достигает 130 °С при работе дизеля на режиме номинальной мощности.

Для оценки уровня напряженности поршня был выбран комплексный показатель - интенсивность напряжений. Характер распределения интенсивностей напряжений представлен на рис. 5.

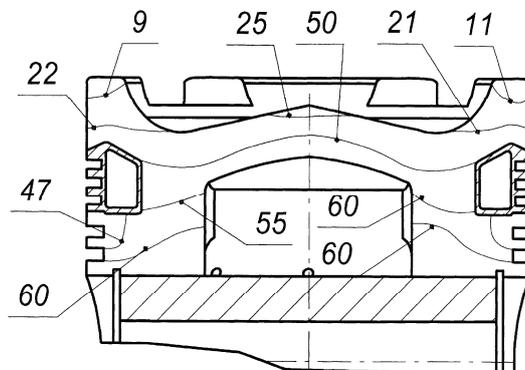


Рис. 5. Распределение интенсивностей напряжений в головке поршня, МПа в меридиональном сечении вдоль оси поршневого пальца при работе дизеля на режиме номинальной мощности

В центральной части головки поршня интенсивность напряжений достигает 50 МПа. На периферии головки поршня интенсивность напряжений изменяется от 21 до 11 МПа (рис. 5). В области кольцедержателя интенсивности напряжений изменяются от 55 до 47 МПа.

Выводы

По результатам проведенного исследования можно отметить следующее:

– решение сопряженной задачи газ–стенка применительно к камере сгорания тепловозного дизеля позволяет более корректно моделировать теплонапряженное состояние поршня за счет реалистичного описания граничных условий для огневой поверхности поршня и получить дополнительную информацию о теплообменных процессах в камере сгорания дизеля;

– уровень максимальных температур и напряжений в поршне тепловозного дизеля не является критичным для рассматриваемого уровня форсирования;

– для улучшения теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания, с учетом объемного смесеобразования у тепловозного дизеля, необходимо использовать современные методы организации рабочего цикла (система гомогенизированного изменяемого воспламенения от сжатия – HCCI), что позволит снизить максимальную температуру поршня на 20 - 30 °С и будет способствовать увеличению моторесурса дизеля.

Список использованной литературы:

1. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ Dahlén L., Larsson A. – Comparison to Direct Photography Studies / SAE 2000-01-1889, 2000.
2. Epping, K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions/ K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J. Dec. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002.
3. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays / Atomization and Spray Technology. –1987. – Vol. 3, P. 309–337.
4. Ranjbar A. A. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine / Ranjbar A. A., Sedighi K., Farhadi M., Pourfallah M. / THERMAL SCIENCE. – Vol. 13, No. 3. – 2009. P. 9–21.
5. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / Парсаданов И. В. – X.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

6. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. / Sixteenth Symp / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute. – 1976. – P. 719.
7. Jafaramadr S. Modeling the Effect of Spray/Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine / Jafaramadr S., Khalilarya S., Shafee S., Barzegar R. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. – 2009.
8. Liu, A.B. Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays / A.B. Liu, R.D. Reitz / SAE 930072. – 1993.
9. Абрамчук Ф. И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 7–12.
10. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с..
11. Авраменко А. Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля/ Авраменко А. Н. /Вестник НТУ “ХПИ”. – X.– 2009. – № 47. – С. 127–132.

References:

1. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/Dahlén L., Larsson A.- Comparison to Direct Photography Studies / SAE 2000-01-1889, 2000.
2. Epping K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions/K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold, J. Dec. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002.
3. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays / Atomization and Spray Technology. – 1987. – Vol. 3, P. 309–337.
4. Ranjbar A. A. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine / Ranjbar A. A., Sedighi K., Farhadi M., Pourfallah M. / THERMAL SCIENCE. – Vol. 13, No. 3. – 2009. P. 9–21.
5. Parsadanov I. Improvement and competitiveness of diesel engines on the basis of complex fuel-ecological criterion / Parsadanov I. – Kh.: NTU "KPI" 2003. – 244 p.
6. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. / Sixteenth Symp / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute. – 1976. – P. 719.
7. Jafaramadr S. Modeling the Effect of Spray/Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine / Jafaramadr S., Khalilarya S., Shafee S., Barzegar R. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. - 2009.
8. Liu, A.B. Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays / A.B. Liu, R.D. Reitz / SAE 930072. – 1993.
9. Abramchuk F. Program a complex for modelling intracylinder processes ICE / F. Abramchuk, A. Avramenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 7–12.
10. Rozenblit G. Heat transfer in diesel engines. – М.: Mechanical engineering, 1977. – 216 p.
11. Avramenko A. Estimation economic, ecological and durability parameters of a high-speed diesel engine / of Avramenko A./bulletin NTU "KPI". – Kh.: – 2009. – № 47. – P. 127–132.

Поступила в редакцию 10.07 2015 г.