

УДК 621.43.016

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

**А.Н. Авраменко, науч. сотр., к.т.н., ИПМаш имени А.Н. Подгорного
НАН Украины, г. Харьков**

Аннотация. Проведен расчетный анализ параметров рабочего цикла дизеля Д21А (2Ч 10,5/12) и оценка выбросов вредных веществ с отработавшими газами при работе дизеля по нагрузочным характеристикам.

Ключевые слова: рабочий цикл, быстроходный дизель, токсичность отработавших газов.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

**А.М. Авраменко, наук. співр., к.т.н., ИПМаш імені А.М. Підгорного
НАН України м. Харків**

Анотація. Проведено розрахунковий аналіз параметрів робочого циклу дизеля Д21А (2Ч 10,5/12) та оцінку викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами при роботі дизеля по навантажувальних характеристиках.

Ключові слова: робочий цикл, швидкохідний дизель, токсичність відпрацьованих газів.

NUMERICAL MODELLING OF WORKING CYCLE OF HIGH-SPEED DIESEL ENGINE

**A. Avramenko, researcher, Candidate of Technical Science,
IPMach after A. Podgorni of NAS of Ukraine, Kharkiv**

Abstract. The calculation analysis of parameters of the running cycle of Д21А (2Ч 10,5/12) diesel engine and estimation of emissions of harmful substances with discharged gases at diesel engine operation according to load characteristics is carried out.

Key words: working cycle, high-speed diesel engine, toxicity of discharged gases.

Введение

Совершенствование энергоэкологических показателей ДВС связано со значительными временными и материальными затратами. Процесс доводки ДВС требует проведения комплексных расчетных и длительных экспериментальных исследований.

Использование методов математического моделирования позволяет существенно сократить материальные и временные затраты, связанные с доводкой рабочего цикла ДВС, и расширить возможности по анализу влияющих факторов на энергоэкологические показатели ДВС.

Анализ публикаций

Ужесточение требований к токсичности отработавших газов (ОГ) ДВС и неизбежное истощение мировых запасов нефти стимулирует производителей ДВС к улучшению их экономических и экологических показателей. В существующих литературных источниках наглядно продемонстрированы возможности современных программных комплексов, используемых для моделирования рабочего цикла ДВС [1–5]. Для описания турбулентных течений свежего заряда в цилиндре ДВС, как правило, используются k - ϵ или k - ω модели турбулентности [1–5]. Описание процессов смесеобразования в цилиндре

ДВС проводится с использованием Wave или TAV моделей [4]. Процессы образования оксида азота (NO) описываются такими механизмами: термические NO, топливные NO, быстрые NO и механизм, описывающий деструкцию NO [4–5]. Для моделирования процесса образования сажи и сульфатов в цилиндре ДВС используется модель «Magnussen and Hjertager» [6].

Согласно данным работ [1–5] использование вышеуказанных моделей, реализованных в современных программных комплексах (AVL Fire, Ansys CFX, KIVA, Fluent и др.), позволяет добиться хорошего согласования расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм, а расхождения результатов численного моделирования образования токсичных компонентов ОГ с данными экспериментов не превышают 5–15 %.

Из проведенного литературного обзора видно, что совершенствование энергоэкологических показателей ДВС является актуальной задачей, а использование методов численного моделирования позволяет снизить затраты на процесс доводки рабочего цикла ДВС.

Цель и постановка задачи

Цель – расчетно-экспериментальная оценка экологических показателей быстроходного дизеля при работе по нагрузочным характеристикам.

В работе ставились такие задачи:

- провести литературный обзор по современным методам моделирования рабочего цикла и оценке экологических показателей ДВС;
- провести экспериментальные исследования по оценке экологических показателей быстроходного дизеля (оценка общих параметров, токсичности ОГ и индицирование);
- синтезировать расчетную область камеры сгорания (КС) с элементами впускного и выпускного каналов и клапанов;
- сформулировать краевые условия для численного моделирования рабочего цикла дизеля;
- провести расчет рабочего цикла дизеля на исследуемых режимах при работе дизеля по нагрузочным характеристикам;
- оценить концентрацию NO и массовый выброс сажи и сульфатов в ОГ дизеля;
- сравнить результаты расчетного моделирования с данными эксперимента;
- сделать выводы о характеристиках токсичности ОГ дизеля при работе по нагрузочным характеристикам.

Основные этапы и результаты исследования

Объект исследования – экологические показатели быстроходного дизеля Д21А (2 Ч 10,5/12) при работе дизеля по нагрузочным характеристикам. Краткая техническая характеристика дизеля представлена в табл. 1.

Таблица 1 Техническая характеристика дизеля

Двигатель	Д21А
Отношение S/D, мм	120/105
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность, кВт	18,4
Тип КС – полусферическая в поршне	
Давление начала впрыска, МПа	17
Количество сопловых отверстий распылителя	3
Диаметр сопловых отверстий, мм	0,3
Угол опережения впрыска топлива до ВМТ, град. п.к.в.	20
Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	20
Фазы газораспределения:	
– открытие впускного клапана, град. п.к.в. до ВМТ	16
– закрытие впускного клапана, град. п.к.в. после НМТ	40
– открытие выпускного клапана, град. п.к.в. до НМТ	40
– закрытие выпускного клапана, град. п.к.в. после ВМТ	16

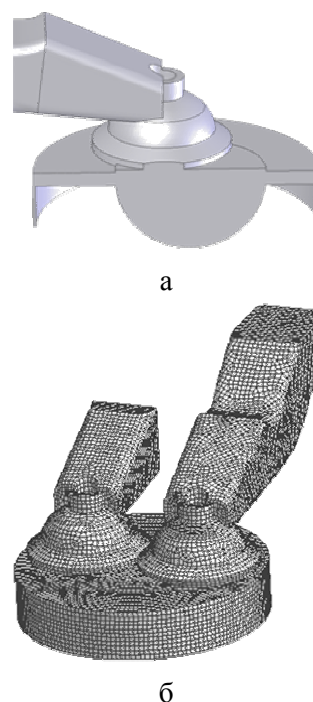


Рис. 1. Расчетная область (а) и сгенерированная сетка, описывающая конфигурацию КС дизеля Д21А

Расчетная область, представленная на рис. 1, содержит: впускной и выпускной каналы, впускной и выпускной клапаны, объем цилиндра и камеры сгорания. Для учета перетекания воздуха из надпоршневого пространства в камеру при движении поршня к ВМТ расчетная область имеет участок, описывающий кольцевой зазор между боковой поверхностью головки поршня и зеркалом цилиндра, что позволяет более корректно моделировать взаимодействие топливного факела с кольцевым вихрем (рис. 1, а) [5].

Для описания расчетной области используется гексаэдральная сетка. Расчетная сетка содержит 305150 расчетных ячеек (рис. 1, б). Вблизи подвижных границ минимальная высота промежуточного слоя равна 0,1 мм.

С целью уменьшения размерности решаемой задачи на участке от момента закрытия впускного клапана до открытия выпускного кла-

пана из расчетной области исключены впускной и выпускной каналы.

Далее было проведено численное моделирование рабочего цикла при работе дизеля по нагрузочным характеристикам на режимах с $n = 1200, 1400, 1600$ и 1800 мин^{-1} . Расчетные значения изменения давления в цилиндре дизеля, в зависимости от угла поворота коленчатого вала на исследуемых режимах, представлены на рис. 2.

На режиме номинальной мощности (при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$) максимальное давление сгорания (P_z) достигает 7,84 МПа, а на режиме максимального крутящего момента (при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$) $P_z = 7,38 \text{ МПа}$ (рис. 2).

Расчетные значения изменения температуры в цилиндре дизеля, усредненной по объему цилиндра, в зависимости от угла поворота коленчатого вала на исследуемых режимах, представлены на рис. 3.

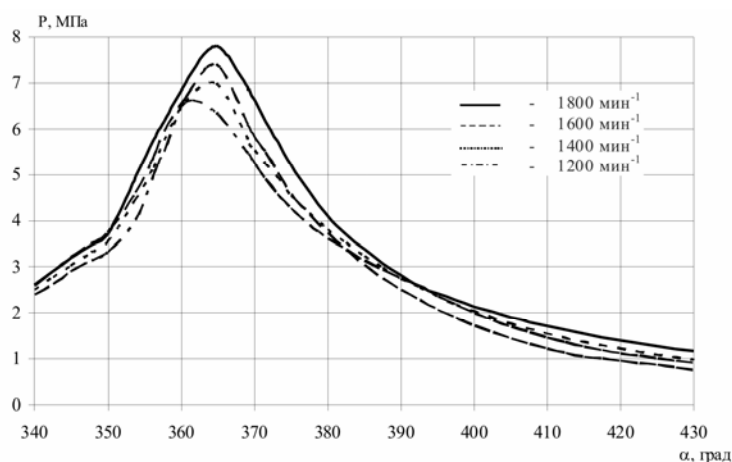


Рис. 2. Изменение давления в цилиндре дизеля на исследуемых режимах

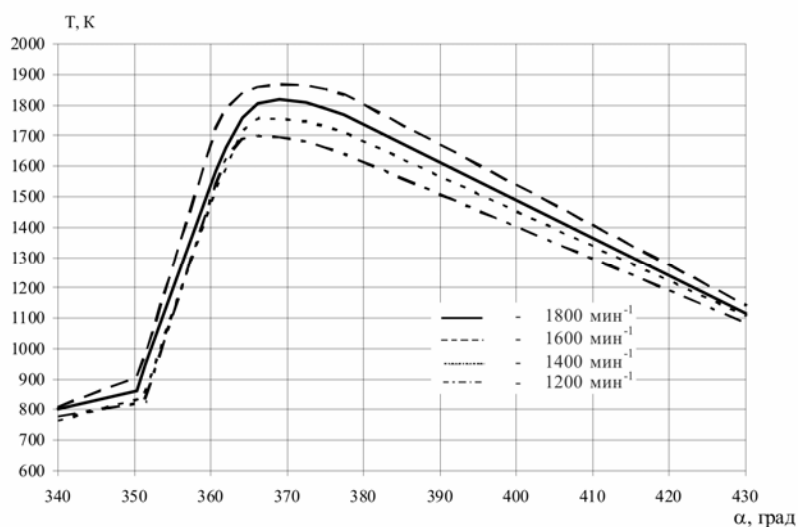


Рис. 3. Изменение температуры в цилиндре дизеля на исследуемых режимах

Максимальная температура цикла (T_z) на режиме номинальной мощности достигает 1820 К (рис. 3).

Изменение эмиссии NO, усредненной по объему цилиндра за цикл в пересчете на двухцилиндровую модификацию дизеля Д21А, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, на примере режима максимального крутящего момента представлено на рис. 4. Концентрация NO в цилиндре дизеля на исследуемом режиме стабилизируется через 100 град. п.к.в. после ВМТ (рис. 4).

Расчетные значения эмиссии NO достигают 1498 частей на миллион (чнм), а экспериментальные, на идентичном режиме, составили 1545 чнм.

Изменение массовой доли сажи и сульфатов, нерастворимых элементов твердых частиц (ТЧ), усредненной по объему цилиндра за цикл в пересчете на два цилиндра дизеля, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, на примере режима максимального крутящего момента представлено на рис. 5. Массовая доля ТЧ в цилиндре дизеля на исследуемом режиме стабилизируется также через 100 град. п.к.в. после ВМТ (рис. 5).

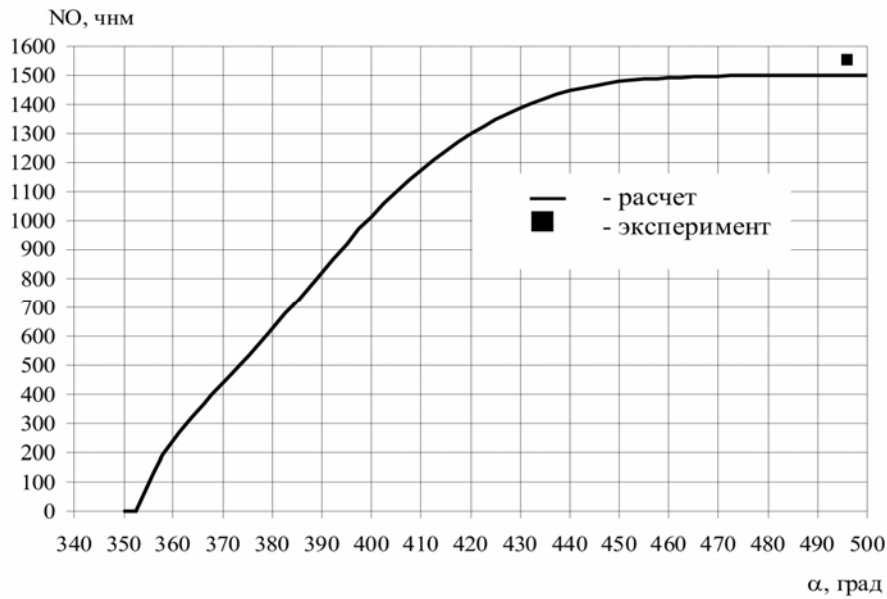


Рис. 4. Изменение концентрации NO в цилиндре дизеля ($n = 1600 \text{ мин}^{-1}$)

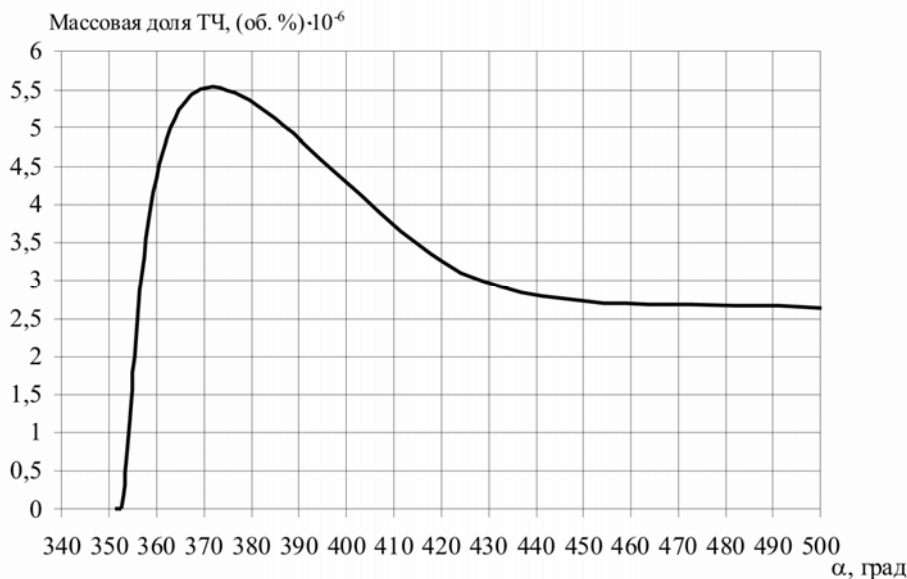


Рис. 5. Изменение массовой доли ТЧ в цилиндре дизеля ($n = 1600 \text{ мин}^{-1}$)

Пример распределения внутрицилиндровой температуры и концентрации NO в цилиндре дизеля при положении коленчатого вала 10 град. п.к.в. после ВМТ представлен на рис. 6. Распределение концентрации NO в

цилиндре дизеля носит локальный характер и согласуется с температурным полем.

Основные результаты проведенного комплексного расчетно-экспериментального исследования приведены в табл. 2.

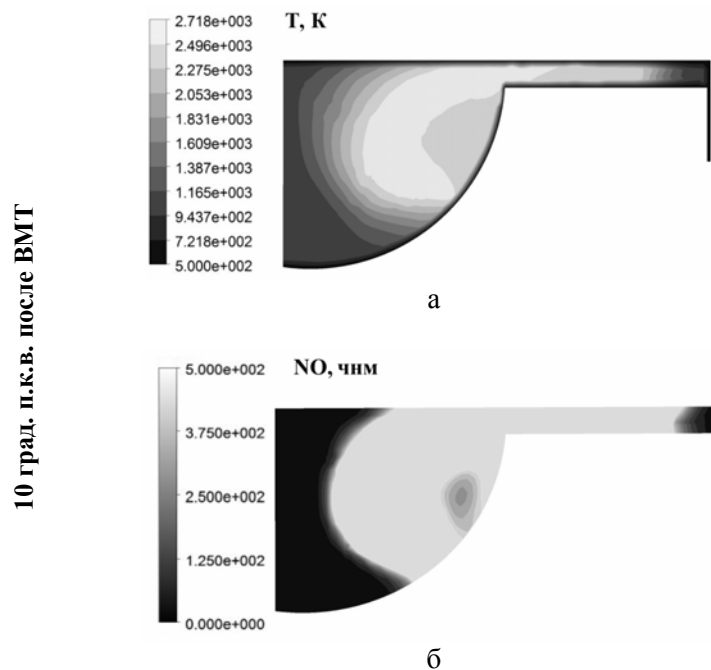


Рис. 6. Распределение температуры (а) и концентрации NO (б) в цилиндре дизеля на исследуемом режиме ($n = 1600 \text{ мин}^{-1}$)

Таблица 2 Основные результаты исследования

Режим	Эксперимент					Расчет				
	n	P_z	$T_{ог}$	G_T	NO_x	CH	P_z	T_e	NO	$G_{Tч}$
	мин^{-1}	МПа	К	кг/ч	чнм	чнм	МПа	К	чнм	кг/ч
	1800	7,84	850	4,21	1630	19	7,8	1114	1594	$11 \cdot 10^{-3}$
	1600	7,38	882	4,38	1545	16	7,4	1145	1498	$12,7 \cdot 10^{-3}$
	1400	7,07	860	3,95	1643	30	7	1110	1700	$12,1 \cdot 10^{-3}$
	1200	6,7	844	3,64	1510	41	6,6	1090	1487	$13,7 \cdot 10^{-3}$

Выводы

Таким образом, можно отметить следующее:

- при работе дизеля Д21А по нагрузочным характеристикам, согласно данным проведенного эксперимента, максимальное давление цикла увеличивается с ростом частоты вращения коленчатого вала ДВС с 6,7 до 7,84 МПа, в диапазоне частот вращения от 1200 до 1800 мин^{-1} ;
- установлено, что концентрация оксида азота в цилиндре дизеля стабилизируется и дос-

тигает предельного значения через 100 град. п.к.в. после ВМТ;

- выброс сажи и сульфатов в цилиндре дизеля достигает своего максимального значения через 12 град. п.к.в. после ВМТ, а далее снижается почти вдвое и стабилизируется через 100 град. п.к.в. после ВМТ;

– результаты численного моделирования хорошо согласуются с данными эксперимента, что свидетельствует о достаточно корректном моделировании рабочих процессов дизе-

ля при его работе по нагрузочным характеристикам;

– наличие информации о распределении исследуемых параметров (температуры, концентрации и др.) в зависимости от угла поворота коленчатого вала позволяет в дальнейшем проводить оптимизацию процессов смесеобразования и сгорания и, соответственно, совершенствовать показатели рабочего цикла ДВС.

Литература

1. L. 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. Ranjbar A.A. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine / A.A. Ranjbar, K. Sedighi, M. Farhadi, M. Pourfallah // THERMAL SCIENCE. – 2009. – Vol. 13, № 3.– P. 9–21.
3. Jafaramadr S. Modeling the Effect of Spray / Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine / S. Jafaramadr, S. Khalilarya, S. Shafee, R. Barzegar // THERMAL SCIENCE. – 2009. – Vol. 13, № 3. – P. 23–34.
4. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстроходного дизеля / А.Н. Авраменко / Вестник НТУ «ХПИ»: сб. научн. тр. – Харьков. – 2009. – № 47. – С. 127–132.
5. Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 7–12.
6. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion / V.F. Magnussen, B.H. Hjertager // Sixteenth Symp (Int.) on Combustion. The Combustion Institute, 1976. – 719 p.

Рецензент: Ф. И. Абрамчук, профессор, д. т. н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 28 октября 2010 г.
