

## ВЛИЯНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА И ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДА АЗОТА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

### АННОТАЦИЯ

Работа посвящена разработке и экспериментальной проверке многозонной модели рабочего процесса дизеля, позволяющей учитывать влияние двух различных вариантов термического механизма Зельдовича (классического и расширенного), процессов теплообмена между отдельными зонами, а также между рабочим телом и стенками камеры сгорания на образование оксидов азота в выпускных газах. Определены возможности снижения концентрации оксидов азота путем усовершенствования конструкторских и регулировочных характеристик дизеля.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Содержание оксидов азота в выпускных газах является важным показателем, контролируемым законодательными актами и характеризующим экологичность двигателя. В целях получения зависимости  $[NO_x] = f(\varphi)$  в процессе сгорания – расширения в цилиндре дизеля были разработаны метод, алгоритм и программа расчета, основанные на концепции многозонной модели. Разработанная программа позволяет произвести расчеты:

- распределения впрыскиваемого в цилиндр топлива по отдельным зонам (контрольным объемам);
- нестационарных локальных (зональных) температур рабочего тела;
- концентрации оксидов азота по отдельным зонам камеры сгорания в зависимости от принятого кинетического механизма.

Распределение впрыскиваемого топлива по отдельным, предварительно зафиксированным зонам цилиндра, объем которых изменяется в зависимости от перемещения поршня, моделируется с учетом интенсивности вихревого движения воздуха. Расчет зонального распределения цикловой подачи топлива осуществляется с применением метода, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана и изложенного в [1, 2].

### 1. РАСЧЕТ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР РАБОЧЕГО ТЕЛА

Определение локальных нестационарных температур  $T_i(\varphi)$  рабочего тела осуществляется по результатам расчета процессов испарения и сгорания части цикловой подачи топлива, попадающей в отдельную зону с объемом  $V_i$ . При этом используется уравнение первого закона термодинамики, записанное в развернутом виде:

$$\sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left( \sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{исп} \frac{dm_{испi}}{d\tau} + \Delta u_{сж} \frac{dm_{сжi}}{d\tau} = \sum_j^{n_v} \lambda_{ij} \frac{T_i - T_j}{S_{ij}} F_{ij} + \sum_j^{n_{wv}} \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_j^{n_{vV} + n_{wV}} \Psi_{ij} \sigma_0 (T_j^4 - T_i^4) - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_j^{n_v} \sum_k \left( c_p T \frac{dm}{d\tau} \right)_{kji} \cdot \quad (1)$$

На рис. 1 в качестве примера приведен один из результатов решения (1). Очевидно, что средняя по объему цилиндра температура рабочего тела вычисляется по выражению  $T_\infty = \frac{1}{n_{vV}} \sum_{i=1}^{n_{vV}} T_i$ , и ее значение проверяется сравнением с текущей температурой цикла, полученной из экспериментальной индикаторной диаграммы.

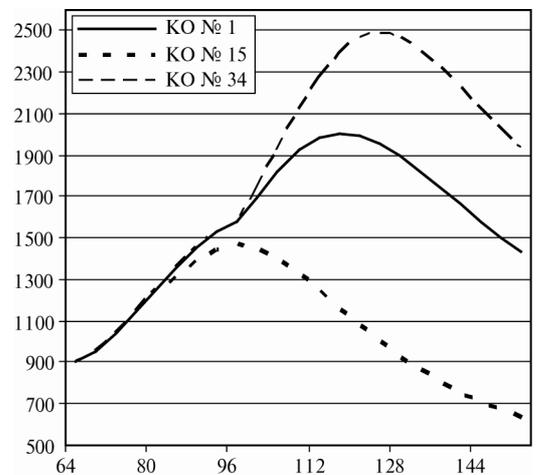


Рис. 1. Изменение локальных (зональных) температур в цилиндре дизеля 3МЗ-5145.10 ( $N_e = 85 \text{ кВт}$ ,  $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ )

Заметим, что концептуальная модель, базирующаяся на многозонном представлении камеры сгорания и используемая в данной работе, подразумевает наличие поршня с плоским огневым днищем. Очевидно, что учет реальной геометрической конфигурации камеры сгорания не вносит принципиальных изменений в метод расчета, однако существенно усложняет расчет взаимных поверхностей обмена излучением  $\Psi_{ij}$ . Сложность заключается в том, что этот параметр зависит от формы отдельных участков поверхностей камеры сгорания, между которыми происходит теплообмен излучением, а также от размеров и взаимного расположения уча-

стков в пространстве камеры сгорания. Конечно, значения  $\psi_{ij}$  по мере перемещения поршня меняются в связи с изменением пространственной ориентации по отношению друг к другу. С другой стороны, можно было отказаться от расчета взаимных поверхностей обмена излучением и произвести расчет излучения с грубым приближением, что приводит, по крайней мере, к двум нежелательным последствиям [1]:

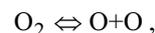
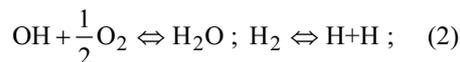
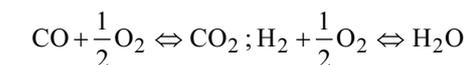
1) значения локальных температур (и, как следствие, значения локальных концентраций оксидов азота) будут определены с существенными неточностями;

2) со значительными погрешностями будет производиться расчет теплообмена в цилиндре.

В связи с этим используется понятие эквивалентной камеры сгорания [1], позволяющей произвести замену реальной конструкции камеры сгорания эквивалентной, с плоским огневым днищем поршня. Эквивалентная камера сгорания представляет собой камеру цилиндрической формы и имеет точно такую же степень сжатия, как реальная камера сгорания, и при этом обеспечивает неизменность протекания давления и температуры по углу поворота коленчатого вала при неизменной цикловой подаче топлива и коэффициенте избытка воздуха. Подчеркнем, что эквивалентная камера сгорания обеспечивает идентичность таких индикаторных показателей ДВС, как мощность и расход топлива. Очевидно, что соблюдение этих условий необходимо для достоверности оценки концентраций оксидов азота. Сравнение графиков  $P(\varphi)$  и  $T(\varphi)$ , а также эффективных показателей для реального двигателя и двигателя с эквивалентной камерой сгорания показывает, что различия между ними менее 1%.

## 2. РАСЧЕТ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ЛОКАЛЬНЫХ И СУММАРНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ОКСИДОВ АЗОТА

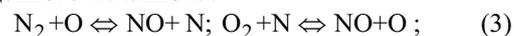
Полученные значения локальных нестационарных температур (рис. 1) используются для расчета образований оксидов азота в каждой отдельной зоне. Первый этап расчета предусматривает исследование кинетики реакции на основе условий химического равновесия. При расчете учитываются изменения концентраций следующих девяти компонентов веществ:  $H_2O$ ,  $O_2$ ,  $H_2$ ,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$ ,  $OH$ ,  $O$ ,  $N$ , образованных в результате химической реакции горения. Из них  $O$ ,  $O_2$ ,  $N$ ,  $N_2$ ,  $OH$  приводят к образованию  $NO$ . Образование этих промежуточных продуктов происходит гораздо быстрее, чем образование самого  $NO$ . Если принять, что для каждого момента реакции имеет место химическое равновесие, то концентрации этих веществ могут быть определены на основе закона действующих масс. Подчеркнем, что значения этих концентраций нужны для определения концентрации  $NO$ . Расчет основан на трех химических реакциях окисления и на двух реакциях диссоциации:



с учетом атомарных давлений  $\frac{p_O}{p_N}$ ,  $\frac{p_H}{p_C}$ ,  $\frac{p_O}{p_C}$  и ба-

ланса давлений (закон Дальтона). Тогда, согласно закону действующих масс, определяются константы химического равновесия (константы реакции сгорания) для приведенных реакций. При этом зависимость констант равновесия от температуры определяется на основе закона Аррениуса. На втором этапе расчета из парциальных давлений (концентраций) девять компонентов веществ, участвующих в химических реакциях, вычисляются концентрации  $NO$ . При этом используется два варианта термического механизма Я.Б. Зельдовича:

а) классический механизм, согласно которому образование  $NO$  происходит в результате двух реакций цепного механизма:



б) расширенный механизм, согласно которому к этим двум реакциям добавляется еще одна



По закону действующих масс для этих реакций уравнение скорости образования  $NO$  имеет вид:

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_{1V} [N_2][O] - K_{1R} [NO][N] + K_{2V} [O_2][N] - K_{2R} [NO][O] + K_{3V} [N][OH] - K_{3R} [NO][H]. \quad (5)$$

Концентрации  $O$ ,  $N$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $OH$  и  $H$ , как уже было отмечено, определены на первом этапе решения задачи. Решением дифференциального уравнения (5) получается зависимость  $[NO] = f(\varphi)$  по времени (по углу поворота коленчатого вала). Константы химической кинетики определяются по известной формуле Аррениуса с учетом опубликованных эмпирических данных. Величины этих констант, а также энергий активации для дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива и для дизелей с вихревой камерой сгорания, исследуемых в данной работе, проверялись по результатам сравнительного анализа опытных и расчетных значений концентраций оксидов азота. При этом в качестве исходных данных были применены экспериментальные индикаторные диаграммы и полученные из них характеристики тепловыделения, что повышает достоверность полученных результатов. В [1] приведены значения этих констант, приводящих к хорошему согласованию расчетных и опытных значений  $[NO_x]$  для исследуемых дизелей ЗМЗ, ЯМЗ, КамАЗ.

Важнейшее значение имеет выбор механизма образования  $NO$ . В теории поршневых двигателей по этому вопросу не существует единого мнения. Ряд исследователей [3,4] используют классический механизм Зельдовича (т.е. две реакции (3)), так как считают, что третья реакция (4) вносит дополнительный вклад только для двигателей с электрическим зажиганием. Кроме того, в ряде случаев [3] применяют и бимолекулярный механизм, несостоя-

тельность которого для определения  $[\text{NO}]$  показал акад. Я.Б. Зельдович [5].

Исследования, проведенные в данной работе, показали, что применение классического механизма образования оксидов азота по сравнению с расширенным механизмом Зельдовича может привести к заниженным значениям  $[\text{NO}]$ , при этом разница может составить от 2—3 % (для дизелей КамАЗ) до 50 % (для дизелей ЯМЗ и ЗМЗ), что хорошо видно из рис 2.

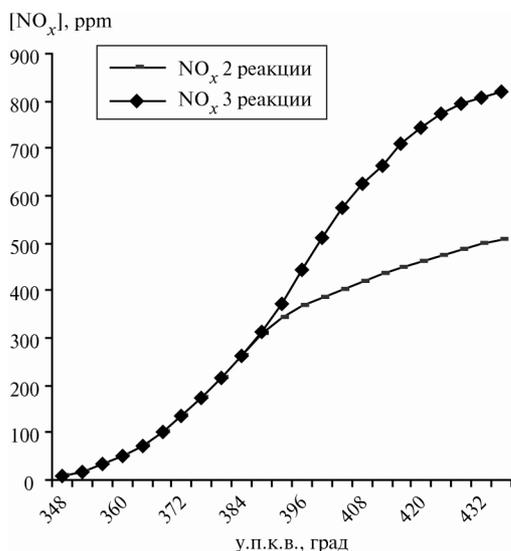


Рис. 2. Изменение  $[\text{NO}_x]$  в цилиндре дизеля в зависимости от различных кинетических механизмов

Установлено, что пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, также является характерным допущением практически для всех известных многозонных моделей [3,4], и может привести к многократному (в зависимости от абсолютных значений температур) изменению скорости образования  $\text{NO}$ .

Погрешность в определении  $[\text{NO}_x]$ , вызванная пренебрежением теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания, для исследуемых двигателей не превышает 5—10 %.

В целом результаты натуральных и численных экспериментов по определению  $[\text{NO}_x]$ , полученные на дизеле ЗМЗ-5145.10, выполняющем нормы Евро-2, показывают, что разница между ними на режиме  $N_e = 53,1$  кВт и  $n = 1900$  мин<sup>-1</sup> составляет 2,5—6,3 %, а на режиме  $N_e = 85$  кВт и  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup> 7,0—10,6 % в зависимости от вида закона топливоподачи. Это подтверждает адекватность разработанной математической модели.

### 3. СНИЖЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИЙ ОКСИДОВ АЗОТА

Дальнейшей минимизации выбросов  $[\text{NO}_x]$  с выпускными газами можно добиваться усовершенствованием рабочего процесса дизеля, в частности, определением оптимального сочетания конструктивных (степень сжатия, диаметр и количество сопловых отверстий, конструкция впускных трубопроводов) и регулируемых (начало, продолжитель-

ность и давление впрыскивания, закон топливоподачи, интенсивность закрутки воздуха) параметров.

Оптимальным для дизеля ЗМЗ-5148.10 является осуществление двукратного впрыскивания, при котором массовая доля предварительного впрыскивания составляет 6 % от основного впрыскивания с интервалом между ними, равном 8° по углу поворота коленчатого вала. Однако это требует подачи топлива в цилиндр под давлением 1500 бар.

Установленный оптимальный закон впрыскивания при базовом варианте форсунки с диаметром соплового отверстия 0,17 мм с интенсивностями закрутки воздуха 60 с<sup>-1</sup> и 16 с<sup>-1</sup> при впуске и давлениями впрыскивания 1500 бар и  $p_{\text{впр}} = 1000$  бар соответственно, приводит к следующим суммарным значениям  $[\text{NO}_x]$  в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10:  $[\text{NO}_x] = 470$  ppm на номинальном режиме, и  $[\text{NO}_x] = 697$  ppm на режиме максимального крутящего момента, что соответствует нормам Евро-3.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование влияния различных механизмов образования  $\text{NO}_x$ , а также процессов теплообмена между отдельными локальными зонами камеры сгорания и теплообмена между рабочим телом и стенками камеры, на концентрацию оксидов азота целесообразно проводить с применением многозонной модели рабочего процесса дизеля.

Установлено, что для исследования дизелей целесообразно применение расширенного механизма Зельдовича из трех реакций. Классический механизм из двух реакций в ряде случаев приводит к заниженным значениям  $[\text{NO}_x]$ , при этом разница между результатами расчета на основе различных механизмов может составить от 2—3 % до 50 %.

Пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, приводящее к погрешностям до 100 К при расчете локальных температур в камере сгорания, может привести к многократному (в зависимости от абсолютных значений температур) изменению скорости образования  $\text{NO}_x$ , и, как следствие, к значительной разнице в расчетных значениях  $[\text{NO}_x]$ .

При использовании многозонной модели следует учесть локальный теплообмен между рабочим телом и стенками камеры сгорания. Погрешность в определении  $[\text{NO}_x]$ , вызванная пренебрежением этого фактора, находится в пределах 5—10 %.

Указаны возможности получения экологических показателей двигателя ЗМЗ-5148.10, удовлетворяющих нормам Евро-3.

### СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $\varphi = \omega t$  — угол поворота коленчатого вала;
- $\omega$  — угловая скорость коленчатого вала;
- $\tau$  — время;
- $m$  — масса;  $c_v$  и  $c_p$  — удельные теплоемкости при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно;
- $F$  — площадь теплообмена (между отдельными объемными зонами или объемной зоной и участками поверхности камеры сгорания);

$S$  — расстояние между центрами соседних зон;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности рабочего тела;  
 $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи;  
 $\psi$  — взаимная поверхность обмена излучением;  
 $\sigma_0$  — постоянная Стефана-Больцмана;  
 $n_v$  — число контрольных объемов, примыкающих к  $i$ -му контрольному объему;  
 $n_w$  — число участков поверхности, примыкающих к  $i$ -му контрольному объему;  
 $n_{vv}$  — число контрольных объемов в пространстве камеры сгорания;  
 $n_{ww}$  — число участков поверхности камеры сгорания;  
 $k$  — индекс, указывающий компоненты рабочего тела;  
 $i, j$  — текущие индексы.

Индексы при константах  $K$  скоростей реакций указывают номер реакции и ее направление, при том  $V$  — прямая реакция,  $R$  — обратная, а выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих веществ.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №05-08-01311а).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А.** Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2004. №1. С. 43—59.
2. **Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Онищенко Д.О., Скрипник А.А.** Расчетно - экспериментальное исследование локальных температур и локальных концентраций оксидов азота в камере сгорания дизеля // Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Т.8. М.: Издательство МЭИ, 2002. С. 114—117.
3. **Звонов В.А.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1981. 159 с.
4. **Козлов А.В.** Теоретические оценки показателей силовых установок автомобилей в полном жизненном цикле: Автореф. дисс. .... докт. техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. 32 с.
5. **Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А.** Окисление азота при горении. М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947. 148 с.