

УДК 621.43.068:661.98

Н. А. Иващенко, Р. З. Кавтарадзе,
А. С. Голосов, З. Р. Кавтарадзе,
А. А. Скрипник

МЕТОД РАСЧЕТА ЛОКАЛЬНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ОКСИДОВ АЗОТА В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ВНУТРЕННИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ НА ОСНОВЕ МНОГОЗОННОЙ МОДЕЛИ

Предложен метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с непосредственным впрыскиванием топлива в цилиндр. Получены локальные значения температуры рабочего тела, которые использованы для расчета концентраций оксидов азота на основе расширенного механизма Зельдовича. Выбраны значения констант кинетических реакций, соответствующие условиям в поршневых двигателях. Предложенный метод для расчета выбросов NO_x рекомендован для рассмотренного класса двигателей.

Ужесточение норм токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) приводит к необходимости создания и использования математических моделей образования вредных веществ (ВВ) в цилиндре двигателя, основываясь на которых можно существенно сократить затраты на разработку перспективных двигателей. Значимость математического моделирования процессов образования ВВ растет также из-за того, что в ряде случаев диагностирование серийных двигателей, особенно когда речь идет об оценке концентрации таких компонентов, как оксиды азота или твердые частицы, связано с большими материальными затратами.

Для расчетов концентраций оксидов азота в настоящее время широко применяется двухзонная модель рабочего процесса [1,2], согласно которой объем камеры сгорания делится на две условные зоны: со свежим зарядом, еще не успевшим сгореть, и с уже сгоревшим газом (продуктами сгорания). Типичными для таких моделей являются следующие допущения.

1. Смесеобразование и сгорание заряда происходят мгновенно.
2. Теплообмен между зонами, температуры которых значительно отличаются друг от друга, не рассматривается.
3. Расчет теплоотдачи от рабочего тела к стенкам камеры сгорания производится с помощью известных α -формул, справедливых, как пра-

вило, для однозонной модели и не приспособленных для двухзонной модели рабочих процессов.

В работе используется многозонная модель рабочего процесса, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана и свободная от указанных допущений.

Постановка задачи и описание алгоритма ее решения. Цель настоящей работы — определить локальные концентрации оксидов азота в различных зонах объема камеры сгорания. Очевидно, что решение такой задачи позволит оценить и интегральные значения выбросов оксидов азота за рабочий цикл, а также даст возможность воздействовать на рабочий процесс в целях снижения концентрации этого вредного компонента.

Задачу будем решать в два этапа. Объем цилиндра двигателя представим в виде конечного числа отдельных зон (в данном случае их количество 40, рис. 1), каждую из них рассматриваем, как отдельный контрольный объем (КО), для которого закон сохранения энергии представим в виде первого закона термодинамики [3]. Расчет распределения впрыскиваемой цикловой дозы топлива по отдельным зонам проведем по методу, изложенному в работе [4]. Далее рассчитаем процессы испарения и сгорания топлива в отдельных зонах, процесс теплообмена, как между отдельными зонами, так и между рабочим телом и стенкам камеры сгорания [3]. Первый этап заканчивается получением локальных нестационарных температур в объеме камеры сгорания двигателя. Второй этап решения предусматривает использование полученных значений температуры для расчета изменения локальных концентраций оксидов азота в рабочем цикле в зависимости от угла поворота коленча-

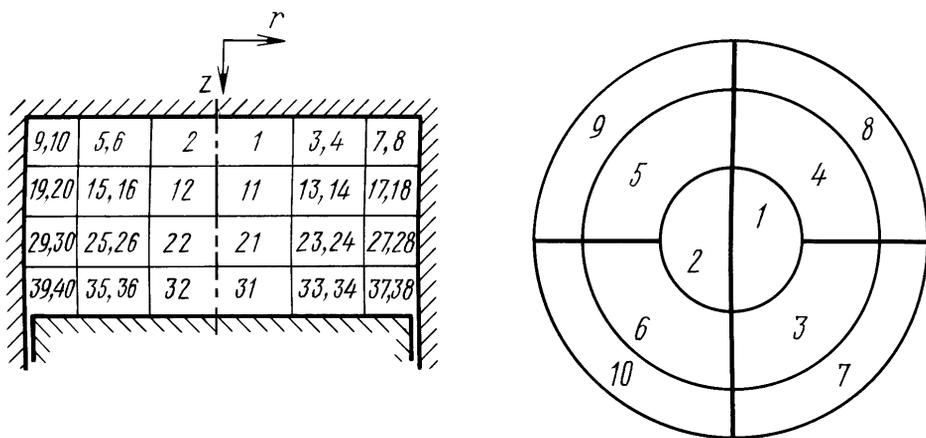


Рис. 1. Представление объема цилиндра дизеля в виде конечного числа контрольных объемов

того вала. При этом в качестве основного применяется так называемый расширенный механизм Зельдовича. Очевидно, что суммарные за рабочий цикл выбросы оксидов азота определяют на основе принципа аддитивности локальных нестационарных концентраций, полученных для отдельных зон за рабочий цикл. Заметим, что в такой постановке задача расчета концентрации оксидов азота решается впервые.

Расчет распределения топлива по объему камеры сгорания. Моделирование распределения топлива в камере сгорания дизеля является промежуточным звеном при решении данной задачи. Для исследования процессов испарения и сгорания топлива в отдельных контрольных объемах V_i (см. рис. 1) необходимо в первую очередь определить долю от цикловой подачи топлива, попадающую в V_i , т.е. относительную концентрацию топлива в V_i . Для этого необходим надежный метод расчета геометрии топливного факела, его динамики и распределения концентраций по его сечениям. В современных двигателях с непосредственным впрыскиванием топлива (дизельного или бензина) широкое использование находит закрутка потока в цилиндре. Вихревое движение заряда, генерируемое, как правило, впускными каналами специальной конструкции, обеспечивает качественное смесеобразование, интенсифицирует подачу окислителя в очагах сгорания, а также способствует расслоению заряда. Поэтому при расчете распределения впрыскиваемого топлива по объему камеры сгорания надо учитывать влияние вихревого движения воздуха как необходимого атрибута рабочего процесса в современных быстроходных поршневых двигателях. В настоящее время такой метод разработан в МГТУ им. Н.Э. Баумана, и на его основе создана программа расчета "Fakel". Метод позволяет рассчитывать динамику топливной струи в закрученном потоке воздуха, учитывая деформацию струй по мере удаления от сопла (рис. 2). Если l_τ — дальность факела в неподвижном воздухе, а $l_{\tau\omega}$ — при боковом потоке воздуха, то будет иметь место неравенство $l_{\tau\omega} < l_\tau$, при этом разность $(l_\tau - l_{\tau\omega})$ будет зависеть от соотношения кинетических энергий впрыскиваемого топлива e_{es} и воздуха $e_{l\omega}$.

При этом $e_{l\omega} = \frac{\rho_l \omega_l^2 x^2}{2}$ и $e_{es} = \rho_\tau \frac{u_0^2}{2}$, где $\omega_l = \frac{\pi n_l}{30}$ — угловая скорость; n_l — частота вращения воздушного вихря; u_0 — скорость истечения топлива из соплового отверстия; ρ_τ , ρ_l — плотности топлива и воздуха в цилиндре. Тогда глубина проникновения (дальность) топливного факела (см. рис. 2) при воздействии бокового вихря воздуха $l_{\tau\omega}$ определяется из соотношения

$$\frac{l_\tau - l_{\tau\omega}}{l_\tau} = 0,35 \left(\frac{l_{\tau\omega} e_{l\omega}}{d_c e_{es}} \right)^{0,44},$$

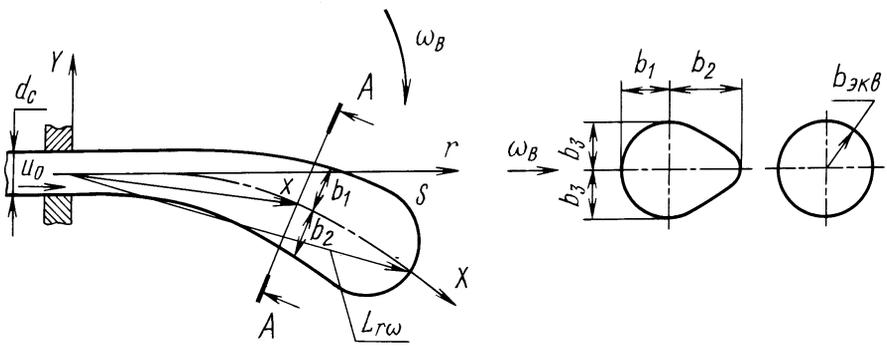


Рис. 2. Топливный факел в вихревом потоке воздуха, вращающемся с угловой скоростью ω_B

где l_τ — глубина проникновения топливного факела в неподвижной среде (без завихрения воздуха), определяется по формуле

$$l_\tau = \left(\mu_c \frac{\rho_\tau}{\rho_l} \right)^{0,25} \left(u_0 \frac{d_c}{\theta} \right)^{0,5} \tau^{0,5},$$

полученной аналитически из закона сохранения количества движения для свободной (неограниченной) струи. Относительное тангенциальное смещение струи, вызванное действием воздушного вихря, согласно данным работы [5], можно определить как

$$\frac{S}{d_c} = \frac{e_{l\omega}}{e_{es}} \left(\frac{r}{d_c} \right)^{2,217},$$

где $r \in [0, R]$ — текущий радиус цилиндра, d_c — диаметр соплового отверстия форсунки, а угол раскрытия топливного факела θ определяется по известным полуэмпирическим формулам [4]. Кроме того, текущее время τ отсчитывается от момента начала впрыскивания, а скорость истечения u_0 определяется на основе уравнения Бернулли.

Замена реального поперечного сечения струи, деформированного боковым потоком воздуха, эквивалентным сечением (см. рис. 1), произведена на основе выражения, рекомендованного в работе [5]:

$$b_{eq} = \sqrt{\frac{b_3(b_2 + b_1)}{2}}, \text{ где } b_1, b_2, b_3 \text{ — размеры реального сечения струи}$$

(см. рис. 1), которые соответственно равны $b_3 = c_x x$, $b_1 = b_3 0,11x \frac{\rho_c}{\rho_{лг}}$,

$$b_2 = b_1 (1 + 0,001 \text{Re}^{0,66}), \text{ Re} = \frac{\omega_l \omega r \cdot d_c}{v_l}, c_x = \text{tg} \left(\frac{\theta}{2} \right).$$

На основе этих формул строится трехмерная модель топливного факела по

методу, предложенному в работе [4]. В результате расчета динамики трехмерного факела получена картина распределения топлива по отдельным зонам в текущий момент времени. После определения изменяющейся по времени геометрии струи оценивается количество топлива в отдельных зонах (контрольных объемах). На рис. 3 приведены результаты расчета для одного из рассмотренных режимов работы двигателя.

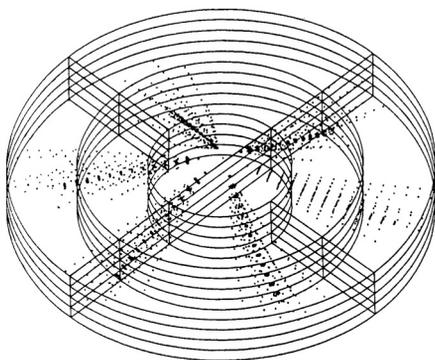


Рис. 3. Распределение топлива в цилиндре дизеля (угловая скорость вихря 20 рад/с)

Расчет локальных температур рабочего тела в объеме камеры.

Одним из результатов расчета по программе “Fakel” является осредненная величина части цикловой порции топлива, попавшего при впрыскивании в данной зоне камеры сгорания. Изменение внутренней энергии заряда в отдельной зоне происходит в результате испарения и сгорания этой доли топлива, а также массообмена и теплообмена с соседними зонами и согласно первому закону термодинамики:

$$dU_i = dQ_i + dL_i + (hdm)_i. \quad (1)$$

Рабочее тело состоит из k компонентов: паров топлива, кислорода, водяного пара, диоксида углерода, азота и др. С учетом этого изменение внутренней энергии по времени будет иметь вид

$$\frac{dU_i}{d\tau} = \sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{vd_i} \frac{dm_{vd_i}}{d\tau} + \Delta u_{br_i} \frac{dm_{br_i}}{d\tau}. \quad (2)$$

Подвод (отвод) теплоты к данному контрольному объему (КО) V_i происходит в результате теплопроводности от соседних КО, конвекции от примыкающих участков поверхностей камеры сгорания и радиации от всех контрольных объемов, выделенных в цилиндре, и от всех участков поверхностей поршня, головки и гильзы, на которые разбита вся тепловоспринимающая поверхность цилиндра. Тепловые потоки определяются на основе законов Фурье, Ньютона и Стефана–Больцмана. Тогда закон (1) с учетом выражения (2) переписывается в развернутом виде

$$\sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{vd} \frac{dm_{vd_i}}{d\tau} + \Delta u_{br} \frac{dm_{br_i}}{d\tau} =$$

$$= \sum_{j=1}^{n_v} \lambda_{ij} \frac{T_i - T_j}{S_{ij}} F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_w} \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_{vv} + n_{ww}} \psi_{ij} \sigma_0 (T_j^4 - T_i^4) - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \cdot \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_{j=1}^{n_v} \left[\sum_k \left(c_{pk} T_j \frac{dm_{+k}}{d\tau} - c_{pk} T_i \frac{dm_{-k}}{d\tau} \right) \right]_{ij}, \quad (3)$$

где m — масса; c_v и c_p — удельные теплоемкости при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно; F — площадь теплообмена (между контрольными объемами или контрольным объемом и участками поверхности); S — расстояние между центрами соседних контрольных объемов; λ — коэффициент теплопроводности рабочего тела; α — коэффициент теплоотдачи; ψ — взаимная поверхность обмена излучением; σ_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 — переменная, указывающая компоненты рабочего тела. Индексы “ es ”, “ vd ”, “ br ” обозначают впрыскивание, испарение и сгорание соответственно.

Дифференциальные уравнения (3) являются нелинейными относительно T_i , и интегрируются тоже в два этапа. Вначале каждый КО (отдельная зона) рассматривается как закрытая термодинамическая система, процессы испарения и сгорания принимаются как воздействие источников внутри КО. На этом этапе из системы (3) выпадают члены, описывающие массообмен между КО. Полученные при этом значения T_i являются предварительными. Окончательно T_i вычисляются на втором этапе, когда мысленные перегородки между КО убираются, и они представляются как открытые термодинамические системы. При этом неравномерное распределение полученных на первом этапе давлений по КО рассматривается как причина перетекания рабочего тела между КО. Турбулентный характер массообмена учитывается использованием приближенных соотношений, приведенных в работе [6]. Турбулентный массообмен продолжается до выравнивания давлений по КО, а локальные температуры, соответствующие этому условию, являются искомыми. Такой подход к решению задачи основан на известных физических фактах, в частности на том, что выравнивание давлений в цилиндре происходит со скоростью звука, а выравнивание температуры — со скоростью турбулентной диффузии. При данном подходе поступлением в зону горения предварительно подогретой массы из другого КО пренебрегаем. Как известно, в дизелях доля селективного излучения газов, таких как продукты полного сгорания CO_2 и H_2O , в суммарном теплообмене пренебрежимо мала, основными генераторами излучения явля-

ются твердые микрочастицы сажи. В связи с этим составляющий из системы (3), записанный на основе закона Стефана–Больцмана, выражает не излучение газов, а излучение твердых частиц сажи. Излучательная способность (степень черноты) рабочего тела зависит от концентрации частиц сажи и меняется в процессе сгорания. В данном случае она определяется в зависимости от среднего эффективного давления двигателя по эмпирической формуле, полученной в работе [6]. Заметим также, что в результате движения поршня, КО деформируются в осевом направлении (сжимаются и расширяются), а их общее число остается неизменным.

В результате численного решения системы (3) получаются значения локальных нестационарных температур в цилиндре двигателя, на основе которых рассчитывают образование оксидов азота в каждой отдельной зоне (в контрольном объеме).

Расчет локальных образований оксидов азота. Прежде всего заметим, что в выпускных газах поршневого двигателя оксид NO составляет более 90 % суммарного количества всех оксидов азота NO_x и поэтому в расчетах, как правило, используется механизм образования NO. Термическая теория образования NO из атмосферного азота (топливный азот не играет значительной роли) и кислорода разработана Я.Б. Зельдовичем. Основные положения этой теории представляются в следующем виде [7].

1. Окисление атмосферного азота происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания.

2. Скорость образования NO зависит от максимальной температуры горения, концентрации кислорода и азота в продуктах сгорания и не зависит от химической природы топлива.

3. Окисление азота происходит по цепному механизму, основные реакции которого:



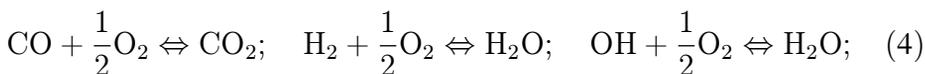
4. Выход оксидов азота зависит от скорости охлаждения продуктов сгорания.

5. В бедных смесях выход NO определяется максимальной температурой горения (взрыва), т.е. кинетикой его образования. В богатых смесях выход NO определяется кинетикой разложения, т.е. “закалкой” образовавшегося NO.

6. Концентрация NO не превышает равновесную при максимальной температуре взрыва.

7. Неравномерное температурное поле в зоне продуктов сгорания при сгорании в замкнутых объемах существенно влияет на выход NO при горении бедных смесей и слабо — при горении богатых смесей.

Расчет концентрации оксидов азота проведем в два этапа. Первый этап предусматривает определение парциальных давлений компонентов — веществ, участвующих в реакциях на основе условия химического равновесия. При расчете учитываются изменения концентраций следующих 9 компонентов — веществ: H_2O , O_2 , H_2 , CO_2 , CO , N_2 , OH , $\dot{\text{O}}$, $\dot{\text{H}}$, образованных в результате химической реакции горения. Из них $\dot{\text{O}}$, O_2 , $\dot{\text{H}}$, N_2 , OH приводят к образованию NO . Эти промежуточные продукты образуются гораздо быстрее, чем оксид 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 (далее это будет видно) для определения концентрации NO . Расчет основан на трех химических реакциях окисления



на двух реакциях диссоциации



на учете атомарных давлений $\frac{p_{\text{O}}}{p_{\text{N}}}$, $\frac{p_{\text{H}}}{p_{\text{C}}}$, $\frac{p_{\text{O}}}{p_{\text{C}}}$ и на балансе давлений согласно закону Дальтона.

Тогда, согласно закону действующих масс, для реакций окисления (4) и диссоциации (5) константы химического равновесия (константы реакции сгорания) соответственно равны

$$K_{p_1} = \frac{p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{CO}}(p_{\text{O}_2})^{\frac{1}{2}}}, \quad K_{p_2} = \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{H}_2}(p_{\text{O}_2})^{\frac{1}{2}}}, \quad K_{p_3} = \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{OH}}(p_{\text{H}_2})^{\frac{1}{2}}},$$

$$K_{p_4} = \frac{p_{\text{H}}}{(p_{\text{H}_2})^{\frac{1}{2}}}, \quad K_{p_5} = \frac{p_{\text{O}}}{(p_{\text{O}_2})^{\frac{1}{2}}}.$$

При этом зависимость констант скорости реакции от температуры определяется на основе закона Аррениуса

$$K = 10^{-3} AT^B e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (6)$$

а отношения атомарных давлений определяются по известным формулам [1]:

$$\frac{p_{\text{O}}}{p_{\text{N}}} = \frac{2p_{\text{CO}_2} + 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{O}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{OH}}}{2p_{\text{N}_2} + p_{\text{N}} + p_{\text{NO}}};$$

$$\frac{p_{\text{H}}}{p_{\text{C}}} = \frac{2p_{\text{H}_2\text{O}} + 2p_{\text{H}_2} + p_{\text{H}} + p_{\text{OH}}}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}};$$

$$\frac{p_{\text{O}}}{p_{\text{C}}} = \frac{2p_{\text{CO}_2} + 2p_{\text{O}_2} + p_{\text{CO}} + p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{O}} + p_{\text{NO}} + p_{\text{OH}}}{p_{\text{CO}_2} + p_{\text{CO}}}.$$

Из этих выражений, учитывая, что атмосферный воздух имеет постоянный по объему состав 21 % O_2 + 79 % N_2 , а топливо состоит из углеводородов $C_m H_n$, получаем:

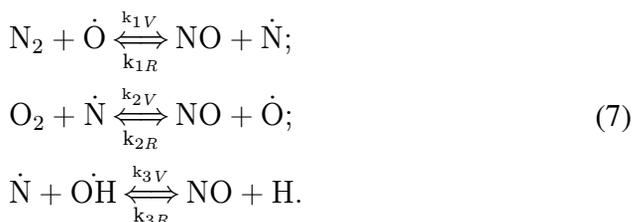
$$\frac{p_O}{p_N} = \frac{2 \cdot 0,21 \cdot \alpha_B L_0}{2 \cdot 0,79 \cdot \alpha_B L_0} = 0,2658, \quad \frac{p_H}{p_C} = \frac{n}{m},$$

$$\frac{p_O}{p_C} = \frac{2 \cdot 0,21 \cdot \alpha_B L_0}{\frac{4m}{n + 4m} \cdot 0,21 \cdot \alpha_B L_0} = \frac{n + 4m}{2m} \alpha_B,$$

где L_0 — стехиометрическое количество воздуха, α_B — коэффициент избытка воздуха.

Определив таким образом парциальные давления девяти компонентов — веществ, участвующих в химических реакциях, учитывая условия химического равновесия, определим концентрации NO на основе расширенного механизма Зельдовича, т.е. приступим к второму этапу решения поставленной задачи.

Согласно данным работы [7], образование NO происходит в результате следующих реакций цепного механизма:



Здесь индексы при константах скоростей реакций, показывают номер химической реакции и направление реакций, при этом V — прямая реакция, R — обратная.

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

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} [N_2] [O] - K_{1R} [NO] [N] + K_{2V} [O_2] [N] - K_{2R} [NO] [O] + K_{3V} [N] [OH] - K_{3R} [NO] [H], \quad (8)$$

где выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций. Заметим, что концентрации O, N, O_2 , N_2 , OH и H уже были определены на первом этапе решения задачи. Тогда решением обыкновенного дифференциального уравнения (8) является изменение концентраций [NO] по времени (по углу поворота колесчатого вала). Коэффициенты A , B , а также энергии активации E ,

как правило, определяются на основании анализа эмпирических данных. В литературе [8–14] обычно встречаются существенно отличающиеся друг от друга значения, поэтому при выборе этих параметров будем исходить из следующих соображений:

1. Константы для всех кинетических реакций (7), необходимые для использования расширенного механизма Зельдовича, должны по возможности подбираться из одного источника.

2. Граничные условия (температура и коэффициент избытка воздуха), при которых определены эти константы, по возможности максимально должны соответствовать условиям процесса сгорания в поршневых двигателях.

С этой точки зрения работа [8] представляется наиболее подходящей, так как она, во-первых, принадлежит к тем работам, где приведены значения этих констант, как для прямой, так и для обратной реакции. А во-вторых, эти значения определены с применением статистической обработки многочисленных данных, в том числе и предложенных другими исследователями.

С другой стороны, константы, по данным работы [9], часто используются при расчете образования NO по обычному механизму Зельдовича, т.е. согласно первым двум реакциям из трех, приведенных ранее (7). В случае использования расширенного механизма Зельдовича для третьей реакции (7) следует добавить данные, предложенные в работе [11]. В результате составлены четыре разные комбинации констант кинетической реакции (т.е. эмпирических коэффициентов A и B , а также энергии активации E), приведенные в табл. 1. По результатам многочисленных расчетов и их сравнений с опытными данными были выбраны коэффициенты, выделенные в табл. 1 жирным шрифтом.

Метод расчета локальных нестационарных температур в камере сгорания дизеля, используемый в данной работе, подразумевает наличие поршня с плоским огневым днищем (см. рис. 1). В реальных двигателях с непосредственным впрыскиванием топлива чаще всего используются камеры в поршне или камеры типа Гессельмана. Очевидно, что учет реальных геометрических конфигураций таких камер, а также вихревых и форкамер, не вносит принципиальных изменений в метод расчета, однако существенно усложняет расчет взаимных поверхностей обмена излучением ψ по выражению (3). Сложность заключается в том, что этот параметр является функцией формы поверхностей камеры сгорания, между которыми идет теплообмен излучением, а также функцией их размеров и взаимного расположения в пространстве камеры сгорания. Кроме того, значения ψ по ходу перемещения поршня меняются в связи с изменением их пространственной

Значения коэффициентов A , B и энергии активации E для дизелей

| | A , [см ³ /моль·с] | B , [-] | E , [кДж/кмоль] | Работа |
|----------|---------------------------------|---------------|-------------------|------------------------------|
| k_{1V} | 4,93 · 10¹³ | 0,0472 | 316480 | [8] (Pattas) |
| k_{1R} | 1,6 · 10 ¹³ | 0 | 0 | |
| k_{2V} | 1,48 · 10⁸ | 1,5 | 23781 | |
| k_{2R} | 1,25 · 10 ⁷ | 1,612 | 157800 | |
| k_{3V} | 4,22 · 10 ¹³ | 0 | 0 | |
| k_{3R} | 6,76 · 10 ¹⁴ | -0,212 | 206577 | |
| k_{1V} | 7,0 · 10 ¹³ | 0 | 316103 | [9] (Wray) |
| k_{1R} | 1,55 · 10¹³ | 0 | 0 | |
| k_{2V} | 1,33 · 10 ¹⁰ | 1,0 | 29643 | |
| k_{2R} | 3,2 · 10 ⁹ | 1,0 | 163704 | |
| k_{3V} | 4,0 · 10¹³ | 0 | 0 | [10] (Campbell) |
| k_{3R} | 1,30 · 10¹⁴ | 0 | 190101 | [11] (Urlaub) |
| k_{1V} | 1,36 · 10 ¹⁴ | 0 | 315685 | [12] (Baulch), [13] (Bracco) |
| k_{1R} | 3,10 · 10 ¹³ | 0 | 1398 | |
| k_{2V} | 6,4 · 10 ⁹ | 1,0 | 26168 | |
| k_{2R} | 1,5 · 10⁹ | 1,0 | 161778 | [13] (Bracco) |
| k_{3V} | 4,2 · 10 ¹³ | 0 | 0 | [14] (Bowman) |
| k_{3R} | 1,30 · 10 ¹⁴ | 0 | 190101 | [11] (Urlaub) |
| k_{1V} | 1,3 · 10 ¹⁴ | 0 | 317849 | [11] (Urlaub) |
| k_{1R} | 2,8 · 10 ¹³ | 0 | 0 | |
| k_{2V} | 6,4 · 10 ⁹ | 1,0 | 26147 | |
| k_{2R} | 1,5 · 10 ⁹ | 1,0 | 163248 | |
| k_{3V} | 4,2 · 10 ¹³ | 0 | 0 | |
| k_{3R} | 1,30 · 10 ¹⁴ | 0 | 190101 | |

ориентации по отношению друг к другу. Конечно, можно было отказаться от расчета взаимных поверхностей обмена излучением, как это делается в большинстве работ по теории рабочих процессов в двигателях, и произвести расчет излучения с довольно грубым приближением. Однако это приведет к двум, по крайней мере, нежелательным последствиям: 1) значения локальных температур (и, как следствие, значения локальных концентраций оксидов азота) будут определены с существенными неточностями; 2) со значительными погрешностями будет рассчитываться теплообмен в цилиндре. В связи с этим вводится понятие эквивалентной камеры сгорания, позволяющее заменить поршень реальной конструкции поршнем с плоским огневым днищем. Эквивалентной будем называть камеру сгорания с плоским днищем поршня, которая имеет точно такую же степень сжатия, как реальная камера сго-

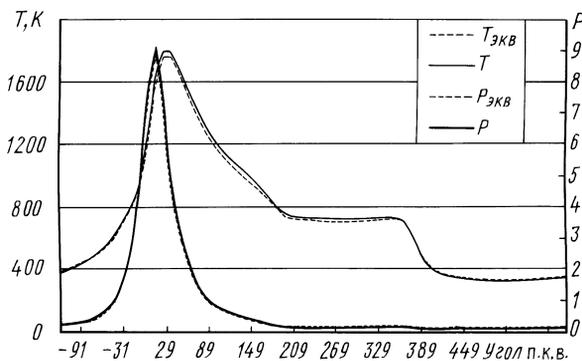


Рис. 4. Изменения давлений (p , $p_{\text{ЭКВ}}$) и температур T , $T_{\text{ЭКВ}}$ в реальной и эквивалентной камерах сгорания для двигателя 8ЧН 12/12 ($\varepsilon = 18$, $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 127 \text{ кВт}$, $g_e = 254 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$)

рания, и при этом обеспечивает неизменность протекания давления и температуры по углу поворота коленчатого вала при неизменной цикловой подаче топлива и неизменном коэффициенте избытка воздуха. Очевидно, что при переходе к эквивалентной камере сгорания индикаторные и эффективные показатели двигателя, такие как мощность, удельный расход топлива и другие остаются неизменными.

Практическая реализация разработанного метода. На основе разработанных алгоритмов и программ была рассчитана концентрация оксидов азота для ряда двигателей. Ниже приведены некоторые результаты этих расчетов.

Двигатель 8ЧН 12/12 (КамАЗ-7405). Сравнивая изменение давлений и температуры в цилиндре (рис. 4), а также эффективные показатели для реального и приведенного двигателей (т.е. для двигателя с эквивалентной камерой сгорания), определили, что различия между ними составляют менее 1%. Поэтому при расчете локальных температур можно использовать эквивалентную камеру сгорания с упрощенной конфигурацией, изображенной на рис. 1.

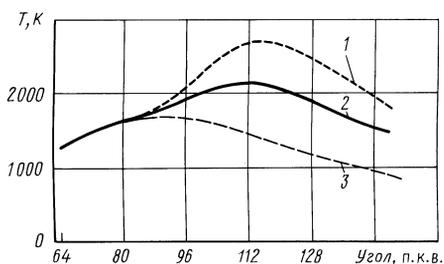


Рис. 5. Локальные температуры и среднемассовая температура рабочего тела в камере сгорания дизеля 8ЧН 12/12 (здесь и дальше номера КО соответствуют рис. 1): 1 — КО № 32; 2 — КО № 40; 3 — средняя

у тому при расчете локальных температур можно использовать эквивалентную камеру сгорания с упрощенной конфигурацией, изображенной на рис. 1.

На рис. 5 приведены значения локальных нестационарных температур рабочего тела в цилиндре двигателя, полученных путем решения системы дифференциальных уравнений (3). Как видно, локальные температуры существенно отличаются от осредненной по объ-

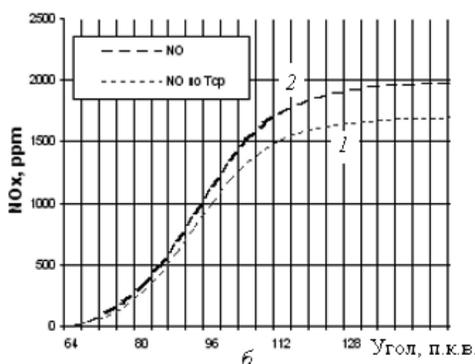
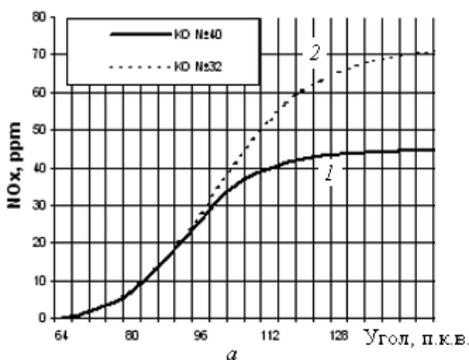


Рис. 6. Локальные (а) и суммарные, полученные по многозонной модели и по среднemasовой температуре, (б) концентрации оксидов азота для дизеля 8ЧН 12/12:

а — 1 — КО № 32; 2 — КО № 40; б — 1 — NO по T_{cp} ; 2 — NO

ему цилиндра температуры, полученной, как правило, в результате пересчета индикаторной диаграммы давления.

На основе полученных локальных нестационарных температур рассчитывают локальные образования оксидов азота в цилиндре двигателя согласно уравнению (6). Результаты расчета приведены на рис. 6, из которого видно, что концентрации оксидов азота выше в зонах с высокой температурой, а общая концентрация оксидов азота, полученная суммированием концентраций каждой зоны, больше, чем рассчитанная по “индикаторной” температуре.

Двигатель ЯМЗ-7511 (8ЧН 12/14). Расчеты проводились при $\varepsilon = 17$, $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 295 \text{ кВт}$, $g_e = 201 \text{ г/(кВт·ч)}$. На рис. 7 приведены результаты расчета по многозонной модели и по “индикаторной” температуре. Здесь же приведено экспериментальное значение концентрации оксидов азота, полученное согласно данным работы [15]. Как видно, расчет на основе предложенной многозонной модели дает более точные результаты.

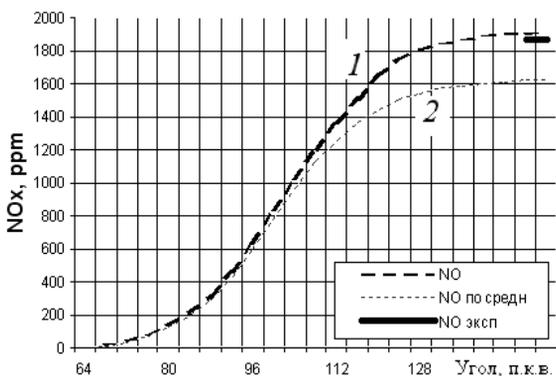


Рис. 7. Концентрации оксидов азота (NO_x), рассчитанные на основе многозонной модели (1) и на основе осредненной температуры (2); — — — — опытные данные для двигателя ЯМЗ-7511

Экспериментальные исследования. Измерения токсичных составляющих отработавших газов (ОГ) проводили для дизеля с вихревой камерой сгорания 2Ч 8,5/11 ($N_e = 8,8$ кВт, $n = 1500$ мин⁻¹, $g_e = 261$ г/(кВт·ч), $\varepsilon = 17$) на кафедре “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. В табл. 2 приведены результаты измерений.

Таблица 2

Результаты измерений токсичных составляющих ОГ

| Режим работы | | Концентрация | |
|--------------|-------------------------|-----------------------|----------|
| | | (эксперимент) | (расчет) |
| N_e , кВт | n , мин ⁻¹ | NO _x , ppm | |
| 1,5 | 850 | 35 | 34 |
| 3,0 | 850 | 67 | 52 |
| 4,5 | 850 | 138 | 125 |
| 6,0 | 850 | 149 | 126 |
| 7,5 | 850 | 208 | 188 |

Относительно небольшие концентрации оксидов азота для дизеля 2Ч 8,5/11 объясняются способом организации рабочего процесса. Дело в том, что процесс сгорания начинается в вихревой камере, где после впрыскивания топлива образуется обогащенная рабочая смесь, и существующий дефицит свободного кислорода ограничивает образование оксидов азота, несмотря на высокую температуру заряда. Дальше высокотемпературные, не догоревшие до конца газы перетекают в основную камеру сгорания, где имеется уже существенный избыток воздуха, и таким образом догорают в среде, богатой кислородом. Очевидно, что температура в основной камере значительно ниже, чем в вихревой камере, что тоже способствует ограничению образования оксидов азота. Следует подчеркнуть, что двигатель 2Ч 8,5/11, как и все двигатели с разделенными камерами сгорания, имеет повышенный удельный расход топлива по сравнению с дизелями с непосредственным впрыскиванием топлива, что, несмотря на хорошие экологические показатели, сильно ограничивает их распространение в качестве транспортных двигателей.

Расчеты проводились на режимах, приведенных в табл. 2. На рис. 8 представлены результаты расчета на данных режимах работы двигателя. Эмпирические коэффициенты подбирались с учетом наилучшего совпадения с экспериментальными данными. Значения подобранных коэффициентов (табл. 3) отличаются от значений, использованных для дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива (см. табл. 2). Это объясняется указанной спецификой процесса сгорания в разделенных камерах.

Рис. 8. Концентрации оксидов азота, рассчитанные для различных режимов работы дизеля 2Ч 8,5/11: 1... 5 — $N_e = 7,5; 6,0; 4,5; 3,0;$ и $1,5$ кВт

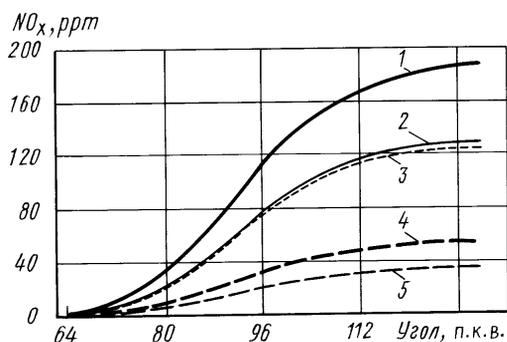


Таблица 3

Значения коэффициентов A , B и энергии активации E (данные работ [8–13])

| | A , [см ³ /моль·с] | B , [–] | E , [кДж/кмоль] | Работа |
|----------|---------------------------------|-----------|-------------------|------------------------------|
| K_{1V} | $7,0 \cdot 10^{13}$ | 0 | 316103 | [9] (Wray) |
| K_{1R} | $3,10 \cdot 10^{13}$ | 0 | 0 | [12] (Baulch), [13] (Bracco) |
| K_{2V} | $1,48 \cdot 10^8$ | 1,5 | 23781 | [8] (Pattas) |
| K_{2R} | $3,2 \cdot 10^9$ | 1,0 | 163704 | [9] (Wray) |
| K_{3V} | $4,0 \cdot 10^{13}$ | 0 | 0 | [10] (Campbell) |
| K_{3R} | $1,30 \cdot 10^{14}$ | 0 | 190101 | [11] (Urlaub) |

Выводы. 1. Предложены методы расчета локальных концентраций оксидов азота в объеме камеры сгорания и скоростей их изменений по ходу рабочего процесса дизеля, отличающихся от существующих тем, что количество выделенных расчетных зон практически неограниченно.

2. Предложенные методы расчета позволяют определить локальные образования оксидов азота в зависимости от таких реальных факторов, как распределение топлива по объему камеры сгорания, вихревое движение заряда, скорости испарения и сгорания и, наконец, локальные температуры рабочего тела в цилиндре. Последние, как показали исследования, существенно отличаются от среднemasсовой температуры рабочего тела, используемой обычно в теории двигателей.

3. В результате проведенного анализа определены численные значения коэффициентов и энергии активации для расчета констант скорости реакций по закону Аррениуса. Результаты расчетов, а также их экспериментальная проверка показывают, что они правильно отражают особенности сложных процессов образования оксидов азота и вполне могут быть рекомендованы для оценки токсичности выпускных газов рассмотренных типов дизелей.

4. Предложенный метод позволяет прогнозировать локальные и суммарные концентрации оксидов азота для перспективных дизелей на стадии их проектирования.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования РФ (грант Т02-06.7-243).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Heider G., Woshni G., Zeilinger K. 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren. MTZ № 11, 1998.
2. Звонов В. А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
3. 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.: Изд-во МЭИ, 2002. – С. 114–117.
4. Кавтарадзе Р. З., Арапов В. В., Скрипник А. А., Ван Ичунь. Влияние интенсивности вихря впускного воздуха на локальные температуры рабочего тела в цилиндре двигателя // Труды XII школы-семинара “Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках”. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – С. 155–158.
5. Chiu W. S., Shahed S. M., Lin W. T. A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion. SAE Paper 760128.
6. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
7. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. Окисление азота при горении. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – 147 с.
8. Pattas K., Häfner G. Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. MTZ. № 12. 1973.
9. Gray K. L., Teare J. D. Shock-Tube Study of the Kinetics of Nitric Oxide at High Temperatures. Journal of Chemical Physics 36, Vol. 10. – 1962. – S. 2582–2596.
10. Campbell I. M. Reactivity of Hydrogen to Atomic Nitrogen and Atomic Oxygen. Trans. Faraday Soc., Vol. 64. – 1968. – S. 265–272.
11. Urlaub A. Verbrennungsmotoren. Band 2. Verfahrenstheorie, 1989. – 226 S.
12. Vaulch D. L., Drysdale D. D., Horne D. D., Lloyd A. C. High Temperature Reaction Rate Data. Report N4, University of Leeds. 1969.
13. Вассо F. V. Nitric Oxide Formation in Droplet Diffusion Flames. Proceedings of Fourteenth International Symposium on Combustion. – The Combustion Institute, 1973. – P. 831–838.
14. Bowman C. T. Kinetics of Nitric Oxide Formation in Combustion Processes. 16-Th Symposium of Combustion.
15. Желтяков В. Т., Субботин Ю. Г., Григорьев М. А. Новые дизели ЯМЗ. // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 9. – С. 10–13.

Статья поступила в редакцию 20.10.03

Николай Антонович Иващенко родился в 1940 г, окончил в 1968 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, заслуженный деятель науки РФ, профессор, зав. кафедрой “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 200 научных работ, в том числе 11 учебников и монографий, в области двигателестроения.

N.A. Ivashchenko (b. 1940) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1968. Ph. D. (Eng.), Honoured Science Worker of the Russian Federation, professor, head of

“Piston Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 200 publications including 11 educational books and monographs in the field of engine engineering.



Реваз Зурабович Кавтарадзе родился в 1951 г., окончил в 1973 г. Грузинский политехнический институт (г. Тбилиси). Д-р техн. наук, профессор кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 100 научных работ, в том числе 5 учебников и монографий, в области теплообмена и поршневых двигателей.

R.Z. Kavtaradze (b. 1951) graduated from the Georgian Polytechnical Institute (Tbilisi) in 1973. D. Sc. (Eng.), professor of “Piston Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 100 publications including 5 educational books and monographs in the field of heat exchange and reciprocator



Андрей Сергеевич Голосов родился в 1975 г, окончил в 1999 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, инженер ООО “Орехово-Зуевский инженерный центр”. Автор 5 научных работ в области поршневых двигателей.

A.S. Golosov (b. 1975) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1999. Ph.D. (Eng.), engineer of the private company “Orechovo-Zuevsky Engineer Center”. Author 5 publications in the field of reciprocator.



Зураб Ревазович Кавтарадзе родился в 1981 г., окончил в 2003 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Аспирант кафедры “Поршневые двигатели” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 3 научных работ в области поршневых двигателей.

Z.R. Kavtaradze (b. 1981) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2003. Post-graduate of “Piston Engines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 3 publications in the field of reciprocator.



Алексей Александрович Скрипник родился в 1974 г., окончил в 1998 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Инженер ООО “АВЛ” (г. Москва). Автор 10 научных работ в области поршневых двигателей.

A.A. Skripnik (b. 1974) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 1998. Engineer of the private company “AVL” (Moscow). Author of 10 publications in the field of reciprocator.

