Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

Для каждого утвержденного типа транспортного средства в системе качества предприятия-изготовителя должны быть предусмотрены документированные процедуры периодических проверок или испытаний по оценке соответствия выпускаемой продукции требованиям нормативных документов, используемых при подтверждении соответствия.

Для выполнения этого требования изготовитель должен:

- обеспечить наличие процедур эффективного контроля соответствия транспортных средств официально утвержденному типу;
- иметь доступ к необходимому контрольному оборудованию для проверки соответствия каждого официально утвержденного типа;
- обеспечить регистрацию и хранение данных о результатах испытаний;
- анализировать результаты испытаний и принимать меры по поддержанию стабильности характеристик продукции;
- обеспечить проверку всех официально утвержденных типов транспортных средств;
- обеспечить в случае обнаружения несоответствия производства на любой выборке продукции, проведение новых испытаний и принятие необходимых мер для восстановления соответствия производства.

#### Заключение

Сформулированные рекомендации по оценке безопасности и модели рисков могут найти применение в автотранспортном комплексе в следующих практических случаях:

- для обнаружения опасных сочетаний факторов риска при оценивании безопасности эксплуатации высоконадежных систем;
- при обосновании эксплуатационных требований по безопасности к конструкциям автомобилей и системам, при оценивании приспособленности АТС к условиям эксплуатации.

# Список литературы

- 1. Комаров В.В. Методические основы оценки безопасности автотранспортных средств с помощью моделей рисков «катастоф» [Текст]/ В.В. Комаров, Е.А. Куклев // Автомобильная промышленность. 2008. -№ 5. С.26-29.
- 2. Комаров В.В. Методология оценки безопасности автотранспортных средств по техническому уровню и сроку эксплуатации [Текст]/В.В. Комаров//Известия МГТУ «МАМИ». – 2007. - № 2(4).- С.114-122.
- 3. Комаров В.В. Интегральные критерии безопасности автотранспортных средств [Текст]/ В.В. Комаров // Автотранспортное предприятие. -2007.- № 12. С.46-48.
- 4. Рябинин И.А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем [Текст]/ И.А. Рябинин -СПб.:Политехника, 2000.-248 с.
- 5. Куклев Е.А. Оценивание рисков на основе цепей случайных событий [Текст]/ Е.А. Куклев М.:РАТИ, 2003.- Серия «Наука и техника».
- 6. ISO/IEC Guide 2: 1996 Standardization and related activities. General Vocabulary, p.9.
- Малинецкий Г.Г. Управление риском. Риск. Устойчивое развитие. Синергетика [Текст]/ Г.Г. Малинецкий, В.В. Кульба, С.А. Косяченко, М.Г. Шнирман - М.: Наука, 2000, - 431с.-Серия «Кибернетика», РАН.
- Хэнли Э. Надежность технических систем и оценка риска [Текст]: пер. с англ./ Э. Дж. Хэнли, Х. Кумамото. – Машиностроение, М.: 1984. -526 с.

# Исследование кинетического механизма окисления азота в автомобильном двигателе с послойным смесеобразованием

д.т.н. проф. Фомин В.М., Платунов А.С. *МГТУ «МАМИ»* 8 (495) 369-90-48, mixalichDM@mail.ru

Аннотация. Предлагается методика расчета, которая позволяет определить локальные образования оксидов азота в камере сгорания автомобильного бензинового двигателя с внутренним смесеобразованием для режимов с послойной организацией заряда. С учетом резко неоднородного состава расслоенной смеси рабочее пространство камеры сгорания разделяется по пути распространения фронта пламени на зоны с различными (локальными) коэффициентами избытка воздуха. Для двигателя типа AUX фирмы Volkswagen проведены тестовые расчеты, по результатам которых установлено, что выход оксидов азота при сгорании расслоенной смеси снижается в 2,2 раза по сравнению с традиционным вариантом однородной гомогенной смеси. Расхождение результатов расчета с экспериментом не превышает 8%, подтверждая тем самым удовлетворительную адекватность расчетной методики.

<u>Ключевые слова</u>: автомобильный двигатель, непосредственное впрыскивание бензина, послойное смесеобразование, гетерогенная смесь, гомогенная смесь, расчетная методика.

Основным стимулом, определяющим постоянно растущее применение на легковом автотранспорте двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина (НВБ), является его высокий уровень топливно-экономических показателей, которые достигаются благодаря возможности создавать в камере сгорания (КС) систему горения с послойным распределением смеси.

При работе автомобильного двигателя с НВБ на режиме послойного смесеобразования обеспечивается высокая полнота сгорания заряда, и суммарная токсичность продуктов сгорания определяется, главным образом, содержанием в них оксидов азота (в основном - МО

 $NO_{x}$  [1].

Общепринятое математическое описание процесса сгорания в бензиновом ДВС предполагает наличие однородных полей температуры, коэффициента избытка воздуха а, а следовательно, и концентрации компонентов смеси в объеме КС. Такая идеализация процесса суживает диапазон возможностей по поиску мер снижения эмиссии токсических веществ, в частности, оксидов азота. В условиях системы горения расслоенных смесей целевой задачей моделирования процесса образования  $NO_x$  является выявление пространственного поля температур и коэффициента избытка воздуха а в объеме КС и его влияния на этот процесс. Отсюда вытекает необходимость разработки нового подхода к математическому представле-

нию полей температур, α и горения в этих полях.

Для кинетики окисления азота характерна сильно выраженная нелинейная зависимость от соотношения топлива и воздуха в исходной смеси. В связи с этим важно рассмотреть возможность решения пространственных задач горения для изучения особенностей локальных кинетических процессов окисления азота, происходящих в отдельных областях (зонах) КС с различным коэффициентом избытка воздуха в смеси.

С учетом резко неоднородного состава (расслоенных) смесей предлагается разделить весь объем КС по пути распространения сферического фронта пламени на зоны с различными (локальными) коэффициентами избытка воздуха, при этом количество выделенных расчетных зон может быть принято практически неограниченно. Область распространения фронта пламени охватывает последовательно одну за другой зоны выделенных объемов КС.

Подобный подход позволяет решать задачу по определению локальных температур и кинетики окисления азота для каждой из зон (по мере подхода фронта горения) и получить представление о распределении концентрации оксидов азота по объему КС.

Такая задача может быть традиционно описана уравнением энергии для определения температуры зоны по тепловым эффектам процесса сгорания топлива с учетом тепловых потерь через локальные поверхности теплообмена стенок КС. Далее по полученным данным

можно спрогнозировать состав продуктов сгорания и уровень эмиссии  $NO_x$ . Из зарубежных публикаций известно [2, 3], что на режиме работы ДВС с послойным Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

распределением заряда процессы впрыска, испарения, перемешивания и горения в небольшом объеме камеры сгорания протекают интенсивно и, практически, одновременно. Поэтому при разработке модели было принято, что продукты сгорания оказываются полностью перемешанными уже в начале расширения [2]. В результате во время расширения в цилиндре находится однородно перемешанная (гомогенная) смесь.

Продолжительность интервала активного горения и время его подхода к каждой выделенной зоне КС могут быть определены по данным предварительного расчета закона тепловыделения (в варианте - на основе обработки индикаторной диаграммы), после чего внутри этого интервала можно выделить макроточки начала горения в центрах каждой из выделенных зон.

Учитывая сильную нелинейность зависимости скорости химических реакций окисления азота от температуры, необходимо использовать не среднюю («индикаторную») по объему КС температуру, а ее локальное значение в выделенной зоне. Очевидно, что именно локальная температура в макроточке отдельной зоны определяет местную кинетику процесса

образования <sup>NO</sup><sub>x</sub>. Расширяя, в первом приближении, макроточку до размеров зоны считаем, что температура внутри каждой зоны одинакова. Это позволяет решать задачу кинетики окисления азота для центральной точки каждой из выделенных зон (по мере подхода фронта

горения) и получить представление о распределении концентрации  $NO_x$  по объему КС и её изменении вплоть до открытия выпускного клапана.

Значение локальной текущей (по времени тепловыделения) температуры  $T_{\pi}$  для каждой выделенной зоны КС с различным локальным коэффициентом избытком воздуха  $\alpha_n$  в

$$\frac{dT_{\pi}}{d\tau} = \frac{1}{m_{\pi}} \frac{\partial u_{\pi}}{\partial T_{\pi}} \left[ \left( 1 - \frac{u_{\pi}}{H_{u}} \right) \frac{dQ_{x}}{d\tau} - \frac{dQ_{w}}{d\tau} - p \frac{dV}{d\tau} - m \left( \frac{\partial u_{\pi}}{\partial \alpha_{\pi}} \right) \frac{d\alpha_{\pi}}{d\tau} + \left( u_{B\Pi} - u_{\pi} + R_{B\Pi} T_{B\Pi} \right) \frac{dm_{B\Pi}}{d\tau} - RT \frac{dm_{Bb\Pi}}{d\tau} \right]$$

смеси можно рассчитать согласно зависимости. предложенной в работе [4]:

Зависимость выведена на основе рассмотрения уравнения баланса энергии с учетом характера процесса тепловыделения (сгорания) и тепловых потерь через поверхности теплообмена стенок КС. Следует отметить, что приведенная выше зависимость, в отличие от исход-

ной [4], упрощена: изменение внутренней энергии рабочего тела локальной зоны  $u_{\pi}$  в зависимости от давления не учитывалось (с допускаемой ошибкой не более 1,5%, [4]), и она рассматривалась только как функция локальных значений температуры и коэффициента избыт-

ка воздуха:  $u_n = f(T_n, \alpha_n)$ . Процесс сгорания происходит при закрытых органах газораспределения, поэтому:

$$\frac{d m_{\text{вп}}}{d\tau} = \frac{d m_{\text{вып}}}{d\tau} = 0$$
; тогда окончательно имеем:
$$\frac{dT_{n}}{d\tau} = \frac{1}{m_{n}} \frac{\partial u_{n}}{\partial T} \left[ \left( 1 - \frac{u_{n}}{H_{u}} \right) \frac{dQ_{x}}{d\tau} - \frac{dQ_{n \cdot w}}{d\tau} - p \frac{dV}{d\tau} - m_{n} \left( \frac{\partial u_{n}}{\partial \alpha_{n}} \right) \frac{d\alpha_{n}}{d\tau} \right] \quad (1)$$

где:  $m_{\pi}$  – масса рабочего тела в локальной зоне;  $m_{\pi} = m_{\pi.\mu.} + m_{\pi.B.}$ ;

*m*<sub>л.ц.</sub> - масса топлива, впрыснутого в локальную зону за цикл;

*m*<sub>л.в.</sub> - масса воздуха локальной зоны.

*Q*<sub>л.w.</sub> – количество теплоты, отведенной от рабочего тела локальной зоны;

*H*<sub>*u*</sub> – низшая теплота сгорания топлива.

Для определения текущей температуры рабочего тела отдельной локальной зоны  $T_{\pi}(\tau)$  при известном значении  $\alpha_{\pi}$  необходимо задать закон тепловыделения  $Q_{x}(\tau)$ . Изменение объема цилиндра  $dV/d\tau$  определяется с учетом конструкции двигателя и кинематической схемы его КШМ:

$$V(\tau) = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4} S_x(\tau)$$

где:  $D, V_h$  – диаметр и рабочий объем цилиндра;  $S_x(\tau)$  – кинематическая функция перемещения поршня.

Масса рабочего тела для всего объема КС  $m = m_{u} + m_{B}$  для конкретного ДВС может быть определена по опытным данным (без учета массы остаточных газов) следующим образом. Располагая опытным значением массового секундного расхода воздуха через двигатель  $G_B$ , с учётом частоты рабочих циклов и числа тактов за цикл  $\tau_{\mu}$ , масса воздуха  $m_{B}$ , поступившего в цилиндр, определяется из формулы:

$$m_{_{\scriptscriptstyle B}} = \frac{30 \cdot G_{_{\scriptscriptstyle B}} \tau_{_{\scriptscriptstyle \Pi}}}{i n \varphi_{_{\scriptscriptstyle \Pi p}}}$$

а цикловая подача топлива  $m_u$  при известном часовом расходе топлива  $G_T$  :

$$m_{u} = \frac{G_T \cdot \tau_{\mathcal{A}}}{120 \cdot n \cdot i}$$

Здесь i — число цилиндров; n — частота вращения вала двигателя;  $\varphi_{np.}$  — коэффициент продувки (для двигателя с НВБ может быть принят, равным 1).

С учетом того, что по определению объемы зон одинаковы, массы содержащегося в них воздуха соответственно будут равны  $m_{_B}/z$ , где: z - число выделенных зон.

В соответствии с предварительно заданным составом смеси в каждой зоне ( $\alpha_n$ ) распределение массы впрыснутого за цикл топлива по выделенным зонам КС к началу сгорания

*m*<sub>л.ц.</sub> определится по формуле:

$$m_{\rm n.u} = \frac{m_{\rm n.B}}{\alpha_{\rm n}l_0} = \frac{m_{\rm s}\cdot\frac{1}{z}}{\alpha_{\rm n}\cdot l_0}$$

Таким образом, масса рабочего тела в отдельно взятой локальной зоне будет равна:

$$m_{_{\pi}} = m_{_{\pi.\mu_{-}}} + m_{_{\pi.B_{-}}} = m_{_{\pi.\mu_{-}}} + 1/z \cdot m_{_{B}}$$

После поэтапного (позонного) расчета изменения температуры по уравнению (1) можно определить изменение давления, используя уравнение состояния Клапейрона:

$$p(\tau) = \frac{T_{\pi} R_{\pi}(\tau) m_{\pi}(\tau)}{V(\tau)}$$

В соответствии с зависимостью (1) температурное состояние рабочего тела в каждой

выделенной зоне в значительной степени зависит от интенсивности двух конкурирующих процессов: тепловыделения и теплоотвода. В этих условиях особую значимость приобретает точность определения теплоты, воспринимаемой теплообменными поверхностями стенок КС, соприкасающихся с рабочим телом отдельной зоны. Все известные формулы для расчета нестационарного, но усредненного по поверхности КС коэффициента теплоотдачи содержат усредненную по объему КС нестационарную температуру. При принятом разделении объема КС на зоны с различным составом смеси требуется рассчитать эту температуру и теплообмен обособленно для каждой зоны, что несколько усложняет задачу.

Изменение суммарного теплового потока для всех зон в общем виде запишем в виде уравнения теплового баланса:

$$\frac{dQ_w}{d\tau} = \sum_{1}^{z} \frac{dQ_{i.w}}{d\tau}$$

Количество теплоты, переданной через поверхность стенок КС рабочим телом одной из локальных зон, может быть определено традиционно численным интегрированием уравнения Ньютона-Рихмана:

$$\Delta Q_{n \cdot w} = \alpha_w (T_n - T_w) F_{n \cdot w} \Delta \tau$$

где:  $F_{\pi w}$ ,  $T_{w}$  – локальная площадь и температура тепловоспринимающей поверхности для отдельной выделенной зоны КС;

 $T_{\mathcal{I}}$  – текущая температура рабочего тела в объеме локальной зоны;

 $\alpha_w$  - коэффициент теплоотдачи.

Точное определение текущих площадей теплообмена для каждой из выделенных зон представляет собой трудную, еще не решенную в теории теплообмена ДВС задачу. Поэтому в первом приближении можно принять, что величины локальных площадей теплообмена

пропорциональны соответствующему объему локальной зоны:  $F_{_{\pi}w}/F_{_{W}} = V_{_{\pi}}/V$ ; или с учетом того, что объем КС был разделен изначально на z равных частей, теплообменные площади для каждой локальной зоны равны:

$$F_{_{\!\!\mathcal{N}}w}=1/z\cdot F_{_{\!\!\mathcal{W}}}$$

Суммарная площадь  $F_w$  тепловоспринимающей поверхности КС находится как сумма площадей поверхностей головки поршня, головки цилиндра и цилиндра:

$$F_W = F_\Pi + F_\Gamma + F_{II}$$

Площадь теплообменной поверхности цилиндра является функцией времени:

$$F_{\mathcal{U}}(\varphi) = \frac{4V_c}{D} + \pi DS_x(\tau)$$

где  $V_c$  – объем пространства сжатия цилиндра.

Одним из важнейших параметров, который определяет условия теплообмена в КС дви-

гателя, является текущий коэффициент теплоотдачи  $\alpha_w$ . Для его определения целесообразно использовать зависимость проф. Р.З.Кавтарадзе [5], с помощью которой, на наш взгляд, можно наиболее корректно описать условия нестационарного теплообмена в отдельно взятой локальной зоне КС.

На основе решения уравнения Фурье-Кирхгофа, описывающего изменение температуры по толщине пограничного слоя, с учётом ряда допущений автором было получено выра-

жение для коэффициента теплоотдачи  $\alpha_w$  [5]:

$$\alpha_{w} = \frac{b_{\pi}}{\sqrt{\pi}} \left[ \frac{1}{\sqrt{\tau}} + \frac{2\sqrt{\tau}}{c_{p} \left(T_{\pi} - T_{w}\right)} H_{u} \frac{\Delta x}{\Delta \tau} \right], \qquad (2)$$

где:  $b_n = \sqrt{\lambda_{pm.n} \cdot c_{p.n} \cdot \rho_n}$  - коэффициент проникновения теплоты для пограничного слоя теплообменной поверхности локальной зоны;

 $\lambda_{pm.n}$  – теплопроводность рабочего тела в локальной зоне:  $\lambda_{pm.n} = 0,000361 \cdot T_{cp}^{0,75}$ , Вт/(м·К);

 $C_{p.n}$  – изобарная теплоемкость рабочего тела в локальной зоне:  $C_{p.n} = 0,0762 \cdot T_{cp} + 837,4$  (для периодов сгорания-расширения);

$$\rho_{n} = \frac{p}{R_{n} \cdot T_{cp}}$$

 $\rho_{n}$  – плотность рабочего тела локальной зоны:

 $R_{\pi}$  – газовая постоянная для рабочего тела локальной зоны;  $T_{\pi}$ 

*T*<sup>*n*</sup> и *p* – значения локальной температуры и давления рабочего тела.

Теплофизические свойства рабочего тела локальной зоны в каждом интервале времени рассчитывались по средней температуре пограничного слоя  $T_{\rm cp} = 0.5(T_{\rm a} + T_{\rm w})$ . Относительная доля тепловыделения в локальной зоне  $\Delta x$  для каждого расчетного шага определянся с учетом принятого при моделировании закона тепловыделения.

Согласно выражению (2), коэффициент теплоотдачи рассматривается как функция тепловыделения. Это позволяет исследовать взаимосвязь процессов выделения тепла и теплоотдачи в каждой отдельно взятой локальной зоне КС.

При выводе (2) учтено, что в течение малого (расчетного) промежутка времени  $\Delta \tau$  температура рабочего тела изменяется незначительно. Это позволяет считать теплофизические свойства рабочего тела в данном интервале  $\Delta \tau$  постоянными величинами. Таким образом, выражение (2) позволяет определить значение коэффициента теплоотдачи для каждой выделенной зоны в интервале времени  $[\tau_i, \tau_{i+1} = \tau_i + \Delta \tau]$ .

Численное интегрирование зависимости (1) позволяет определить значение локальной температуры рабочего тела для каждой выделенной зоны. С учетом принятого значения а равновесный состав продуктов сгорания для каждой зоны может быть определен по известным методикам, например, [6].

По полученным данным производится расчет локальной концентрации *NO* в составе продуктов сгорания каждой зоны с учетом следующих соображений.

В выпускных газах двигателей более 90% всего количества <sup>NO<sub>x</sub></sup> составляет монооксид азота <sup>NO</sup>. В зависимости от процессов, приводящих к образованию оксидов азота, различают следующие виды <sup>NO</sup>: термические <sup>NO</sup>, быстрые <sup>NO</sup> и топливные <sup>NO</sup>.

Термические NO образуются в результате окисления атмосферного азота со свободным кислородом в зоне продуктов сгорания при высокой температуре. Быстрые NO образуются непосредственно в зоне горения углеводородных топлив в результате связывания молекул азота радикалами CH и  $CH_2$ . Их содержание в продуктах сгорания бензина пренебрежительно мало. Топливные NO образуются в процессе горения в результате частичного окисления до NO азотсодержащих соединений топлива. При сгорании бензинов, получаемых из нефти, в силу малости концентраций этих соединений в топливе можно также пренебречь актом образования *NO* из топливного азота.

К настоящему времени механизм образования окиси азота в пламёнах изучен достаточно подробно. Общепринятой теорией образования *NO* из атмосферного азота и кислорода является термическая теория, разработанная Я.Б.Зельдовичем, П.Я. Садовниковым и Д.А. Франк-Каменецким [7].

Применительно к условиям бензинового двигателя обычно используют модель окисления азота, включающую в себя в качестве основных следующие реакции цепного механизма [8]:

$$N + NO \leftrightarrow N_2 + O$$
 (3)

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O$$
 (4)

$$N + OH \leftrightarrow NO + H$$
 (5)

Известно [8], что в богатых смесях, в условиях нехватки азота и кислорода, выход NO определяется кинетикой разложения и температура «замораживания» снижается. Поэтому для богатых смесей определяющими реакциями являются (3) и (5), т.е. допустимо использование упрощенной модели с использованием этих реакций. В случае бедных смесей «замораживание» содержания окиси азота происходит на уровне максимальной концентрации смеси, что обусловлено кинетикой образования NO. И лишь для больших значений  $\alpha$  можно ожидать преобладания реакции (4).

Учитывая широкий диапазон изменения состава смеси по отдельным выделенным зонам КС двигателя с НВБ, необходима обобщенная модель. С этой целью система реакций (3) - (5) дополняется бимолекулярной реакцией [8]:

$$N_2 + O_2 \leftrightarrow NO + NO$$
 (6)

Выражения для констант прямых реакций (3) - (6) приведены в табл. 1 [1].

Таблица 1.

Реакции¤	<u>k</u> i л·/(м	<u>ki</u> л./(моль·с)¤	
(3)¤	$\mathbf{k}_{1 \alpha}$	1,32·10 <sup>10∞</sup>	
(4)¤	$\mathbf{k}_{2\alpha}$	1,81·10 <sup>5</sup> ·T <sup>1,5</sup> ·exp·(-3000·/·T)¤	
(5)¤	k <sub>3¤</sub>	4,2·10 <sup>10∞</sup>	
(6)¤	$\mathbf{k}_{4lpha}$	9.1·10 <sup>21</sup> ·T <sup>2,5</sup> · exp·(-64800·/·T)¤	

#### Константы скорости прямых реакций:

Следуя [2], уравнение для расчета концентрации окиси азота запишется в виде:

$$\frac{dx_{NO}}{d\tau} = -\beta(\delta S_1 + S_2 + S_3) + S_1 + \delta(S_2 + S_3) + (1 - \beta^2)S_4,$$
(7)

где:  $\beta = x_{NO} / r_{NO}$ ,  $\delta = (S + \beta) / (S \cdot \beta + 1)$ ,  $S = S_1 / (S_2 + S_3)$ ,  $S_i = k_i \cdot r_m \cdot r_n$ ,

x и r – неравновесные и равновесные мольные доли NO;

индексы m, n обозначают компоненты смеси в уравнениях (3) – (6).

Используя принцип квазистационарности промежуточных компонентов, получено уравнение [1]:

$$\frac{dx_{NO}}{d\tau} = K_A \left( \frac{2S_1}{1+\beta S} + S_4 \right) \left( 1 - \beta^2 \right)$$
(8)

Равновесные доли г для каждой зоны могут быть определены по результатам традиционного термодинамического расчета состава продуктов сгорания при заданном локальном значении коэффициента избытке воздуха для текущих значений давления и температуры [6].

Применительно к двигателю AUX фирмы Volkswagen проведена апробация данной ме-

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

тодики расчета. Как известно, в двигателях с НВБ в зависимости от условий эксплуатации предусмотрены режимы работы с различными способами организации рабочего процесса. На высоких нагрузках ДВС работает на гомогенных смесях стехиометрического состава, а на частичных – на обедненных смесях с расслоением заряда. Для указанного ДВС в соответствии со штатной программой управления (Motronic MED 7.1.1. фирмы Bosch) установлен предельно максимальный режим работы с послойной организацией заряда, который реализуется

при значении среднего эффективного давления  $P_e = 0,4$  МПа при частоте вращения вала ДВС  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ . Тестовые расчеты проводились для данного режима, который характеризуется максимальным уровнем эмиссии  $NO_x$ .

Предполагалось, что для более наглядного понимания влияния характера расслоения *NO* 

заряда на эмиссию <sup>NO<sub>x</sub></sup> пространство КС двигателя достаточно разделить на три характерные локальные зоны (рисунок 1). Оксиды азота образуются в трех выделенных зонах (H, C и K) КС с различными значениями коэффициентов избытка воздуха (рисунок 1). Объемы выделенных зон одинаковы.

Для выбранного расчетного режима среднее по объему КС значение коэффициента из-

бытка воздуха известно и равно  $\alpha_{cp} = 2,3$ . Поэтому, учитывая, что горение во фронте пламени начальной (H) выделенной зоны протекает при оптимальном избытке воздуха  $\alpha = 0,9$ (соответствующем максимальной скорости горения), можно принять следующее распределе-

ние состава смеси по зонам:  $\alpha = 0.9 / 2.0 / 4.0$ ; обеспечивающее  $\alpha_{cp} \approx 2.3$ . Принято, что сгорание начинается в обогащенной начальной (Н) зоне (рисунок 1), что не противоречит известным положениям теории сгорания в ДВС, и далее последовательно распространяется на другие зоны.



## Рисунок 1 – Схема разделения на зоны камеры сгорания двигателя AUX VW: Н – начальная; С – средняя; К – конечная; S – свеча зажигания.

Кривые расчетных температур для трех выделенных зон, полученные по уравнению (1), изображены на рисунке 2. Процесс горения смеси продолжается всего ~ 20 мкс и изображается вертикальным участком температурной кривой. Пунктиром изображены расчетные кривые температур горения – максимальные температуры соответствуют окончанию горения в каждой из зон. Начало этих кривых соответствует времени прихода фронта горения в центры выделенных зон H, C, K.

Конечная температура горения для богатых смесей ( $\alpha = 0.9$ ) достигается быстрее, чем для бедных, что связано с быстрым сгоранием горючих компонентов топлива. В начале процесса ( $\tau < 10^{-7}$  с) скорость изменения температуры горения непрерывно растет и при достижении максимальной температуры горения стабилизируется на уровне, определяемом исходным коэффициентом избытка воздуха. Максимальное значение  $T_{\rm max}$  наблюдаются вблизи стехиометрического соотношения горючего и окислителя, при  $\alpha \sim 0.9$ , что соответствует известным литературным данным.



Рисунок 2 – Изменение локальных температур рабочего тела в процессе сгорания и расширения для двигателя AUX VW (режим работы с послойным смесеобразованием

 $P_e = 0.4 \text{ MIIa}, n = 3000 \text{ MUH}^{-1})$ 

После окончания горения ( $\tau \approx 1,7$  мс) считаем, что продукты сгорания в камере сгорания быстро перемешиваются, при этом усредняются температура и состав смеси. Эти данные могут быть использованы в качестве исходных при решении задачи для однородно перемешанной смеси в процессе ее расширения в цилиндре при известном изменении давления. Результаты этого решения изображены сплошной линией на рисунке 2.

Вследствие недостатка кислорода и несмотря на высокую температуру в начальной зоне, скорость реакций окисления азота незначительна. В зонах же с бедным составом смеси МО

температура сгорания существенно ниже, что способствует пониженному содержанию в составе продуктов сгорания, даже при избытке окислителя. Совокупное влияние температурного и концентрационного факторов в данном случае проявилось следующим образом.

Содержание  $NO_x$  в начальной зоне составляет  $1100 \text{ млн}^{-1}$ , что в 1,64 раза превышает кон-

центрацию *NO<sub>x</sub>* в средней зоне и в 2,9 раза для конечной зоны (рисунок 3).





AUX VW (режим работы с послойным смесеобразованием  $P_e = 0,4$  МПа, n = 3000 мин<sup>-1</sup>)

На рисунке 4 представлены результаты расчета совокупного, осредненного по объему КС, образования  $NO_x$ . Так как объем трех локальных зон принят одинаковым, осредненные

температура и доли оксидов азота определялись как средние арифметические. Температура смеси при расширении резко падает. После перемешивания ( $\tau > 1.7$  мс)

концентрация оксидов азота  $NO_x$  достигает максимума и в дальнейшем при температурах ниже 2000...2200К практически не изменяется (рисунок 4). Причиной является уменьшение скорости ведущих реакций окисления азота практически на два порядка, поэтому для процесса окисления азота имеет смысл говорить о температуре «замораживания» реакций обра-

зования *NO<sub>x</sub>* на последующем участке такта расширения.

Осредненное по объему КС расчетное содержание  $NO_x$  в продуктах сгорания после их перемешивания соответствует  $710 \text{ млH}^{-1}$  (рисунок 4). Здесь же приведены данные по экспериментально замеренной концентрации  $NO_x$  в выпускных газах на выходе из ДВС, откуда видно, что расхождение результатов расчета с экспериментом не превышает 8%, подтверждая тем самым удовлетворительную адекватность расчетной методики.





Заметим, что полученные данные для расслоенной смеси не соответствуют традицион-

ному решению задачи при горении однородно перемешанной горючей смеси. В варианте системы горения однородной смеси концентрация оксидов азота оказалась в 2,2 раза выше, чем в варианте горения с послойным распределением заряда.

#### Выводы

Поскольку состав смеси в КС двигателя с послойным зарядом характеризуется существенной неоднородностью, предложено разделить весь объем КС на зоны с различным распределением состава смеси. На этой основе разработаны алгоритм модели и методика расчета текущей температуры рабочего тела и динамики окисления азота в КС двигателя с НВБ.

Предложенная методика расчета позволяет определить локальные образования оксидов азота в зависимости от таких реальных факторов, как распределение топлива по объему КС, локальных скоростей сгорания и теплообмена в локальных зонах, а также локальной температуры, существенно отличавшейся от «индикаторной» температуры рабочего тела.

Для двигателя типа AUX фирмы Volkswagen для режима с послойной организацией за-

ряда со средним по объему КС значением коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{cp} = 2,3$  проведены тестовые расчеты процесса сгорания в отдельных зонах. Доля оксида азота для начальной

зоны сгорания ( $\alpha = 0,9$ ) достигает 1100 млн<sup>-1</sup>, что в 1,64 раза превышает концентрацию  $NO_x$  в средней зоне ( $\alpha = 2$ ) и в 2,9 раза для конечной зоны ( $\alpha = 4$ ). При этом совокупный по всему объему КС выход оксидов азота снижается в 2,2 раза по сравнению с традиционным вариантом сгорания однородной гомогенной смеси. Установленное расхождение результатов расчета с экспериментом не превышает 8%, подтверждая тем самым удовлетворительную адекватность расчетной методики.

### Литература

- 1. Чесноков С.А. Моделирование высокотемпературных реакций горения. Тула: Изд-во Тульского гос. ун-та, 2002. 163 с.
- Teodorczyk A., Rychter T.J. Mathematical model of nitric oxide formation in an SI piston engine // J. Techn. Phys. – 28. – 1987. - P. 47-65.
- 3. Eichlseder H., Baumann E., Mtiller P., Neugebauer S. Chancen und Risiken von Ottomotoren mit Direkteinspritzung // MTZ. N 3. 2000. S. 144-152.
- 4. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Учебник для вузов.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.-720 с.
- 5. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 2-е изд. испр. и доп. М:. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.-592 с.
- 6. Хзмалян Д.М., Коган Я.А. Теория горения и топочные устройства. М.: Энергия, 1976. 488с.
- 7. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. - М.: Изд-во Академии наук СССР, 1947. - 147 с.
- Baulch D.L. et all. High Temperature Reaction Rate Data / D.L. Baulch, D.D. Drysdale, D.D. Horne, A.C. Lloyd // Report University of Leeds.- 1969.- №4.- 58 p.

# Коэффициент усиления вакуумногоусилителя тормозов

к.т.н. доц. Шуклинов С.Н. *ХНАДУ* 

*Аннотация*. Рассмотрено влияние на коэффициент усиления вакуумного усилителя вида его статической характеристики. Получены зависимости для определения параметров статической характеристики вакуумного усилителя тормозов, коэффициента усиления с учетом нелинейностей статической характеристики.

<u>Ключевые слова:</u> вакуумный усилитель тормозов, коэффициент усиления, параметры статической характеристики

#### Введение

Коэффициент усиления вакуумного усилителя тормозов является важным критерием для оценки его энергопреобразующих свойств. По существу значение коэффициента усиления определяется как отношение выходного сигнала к входному, т.е. это отношение усилия на штоке усилителя к управляющему усилию, приложенному к поршню управления (толкателю) [4, 5]. Однако в работе [2] в качестве коэффициента усиления используется соотношение давления в тормозном приводе к управляющему усилию на педали тормоза. По сути это отношение является не коэффициентом усиления вакуумного усилителя, а коэффициентом передачи педального узла с главным тормозным цилиндром и вакуумным усилителем. В работах [3, 6] для определения коэффициента усиления вакуумного усилителя тормозов используется отношение давления в тормозном приводе при работающем усилителе к давлению в приводе без подвода энергии к усилителю. В указанных работах очевиден аффинный перенос определения коэффициента усиления гидровакуумного усилителя тормозов для определения данного коэффициента вакуумного усилителя.