

Таблица 1 – Планирование эксперимента

U	X1		X2	
	код	C <sub>NH3</sub> , мг/мин	код	n, об/мин
1	-1,00	0,39	-1,00	1945
2	+1,00	0,81	-1,00	1945
3	-1,00	0,39	+1,00	2655
4	+1,00	0,81	+1,00	2655
5	0	0,6	0	2300
6	-1,41	0,3	0	2300
7	+1,41	0,9	0	2300
8	0	0,6	-1,41	1800
9	0	0,6	+1,41	2800
10	0	0,6	0	2300

С увеличением скорости подачи аммиака до 1,5 мг/мин, эффективность восстановления оксидов азота уменьшается примерно до 60 ... 70 %. Начало процесса восстановления оксидов азота отмечалось при температуре 300 °С, а максимум достигался при 550...600 °С при любой концентрации аммиака (рис. 2).

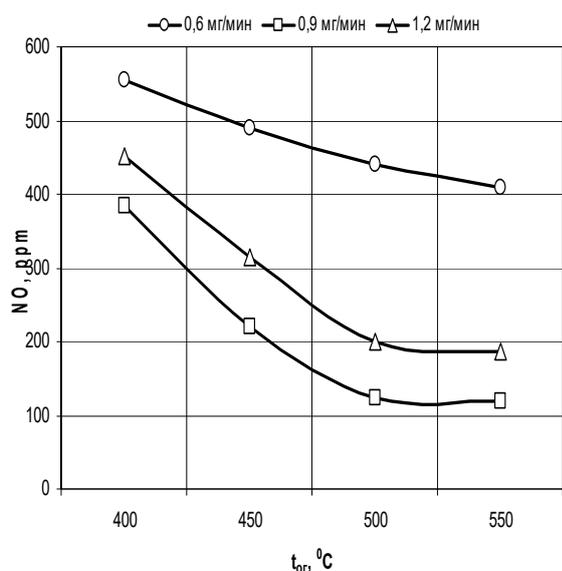


Рис. 2. Изменение концентрации оксидов азота в зависимости от температуры ОГ при различной скорости подачи аммиака

При температуре ОГ ниже оптимальной - 400...600 °С и неизменной скорости подачи аммиака, на выходе из нейтрализатора возможно присутствие непрореагировавшего аммиака. Поэтому для нижней границы температурного интервала количество подаваемого аммиака уменьшалось, что приводило к снижению эффективности восстановления оксидов азота.

На основании полученных экспериментальных зависимостей восстановления оксидов азота ОГ определен необходимый уровень концентрации аммиака и скорость подачи восстановителя в соответствии с изменением температуры ОГ дизеля. Для температуры ОГ выше 400 °С, скорость подачи аммиака составляет 0,6...1,2 мг/мин при изменении частоты вращения дизеля от 1800 мин<sup>-1</sup> до 2800 мин<sup>-1</sup>.

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СРЕДНИХ РАВНОВЕСНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ОКСИДОВ АЗОТА NO<sub>x</sub> ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ ПОЛЮ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО ПРОСТРАНСТВА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов  
(Белорусский национальный технический университет);

На практике [1] при необходимости форсирования дизелей зачастую сталкиваются одновременно с этим с проблемой увеличения концентрации  $\text{NO}_x$ , что также является одним из основных ограничивающих факторов при глубоком форсировании дизельного двигателя. Поэтому в данной работе основное внимание уделено установлению термодинамических закономерностей, результат действия которых во внутрицилиндровом пространстве может в дальнейшем оказывать влияние на количественное содержание оксидов азота в отработавших газах высокофорсированного дизеля.

Ключевым моментом термодинамических расчетов модели является зональное разделение температурного поля. Основным критерием разделения является условная координата химической реакции горения углеводородных топлив в сжатой воздушно-кислородной среде. Принимается, что координата невоспламенившегося заряда (воздух, пары топлива) и координата полностью сгоревшего топлива принимается равной нулю. В процессе развития пламени координата реакции увеличивается и достигает максимума при максимальной скорости сгорания. Такой подход позволяет по имеющимся долям цикловой подачи, которые воспринимают(остаются в цилиндре) тепловую энергию и долям, которые ее излучают, а также по количеству воспламенившихся в итоге долей цикловой подачи за отдельно выбранный промежуток времени определить теоретическую температуру пламени горения топлива и массовый и объемный радиус распространения тепловой энергии в камере сгорания, а также температуру в каждой точке зоны распространения тепловой энергии.

По известному количеству горящего и испаряющегося топлива в отдельно выделяемый промежуток времени, а также количеству топлива, испаряющемуся и воспламеняющемуся в следующий отдельно взятый момент времени, можно определить температурные характеристики зоны горения в данный момент времени. Определение характеристик выгорания топлива производится по методике Разлейцева [3], широко применяемой для этих целей наряду с методикой Вибе[2].

На первом этапе расчета определяется количество энергии, необходимое для воспламенения доли цикловой подачи, выделяющей энергию от сгорания на следующем шаге в ходе цепной реакции, и выделяются температурные зоны по характерным протекаемым в них термодинамическим и химическим процессам.

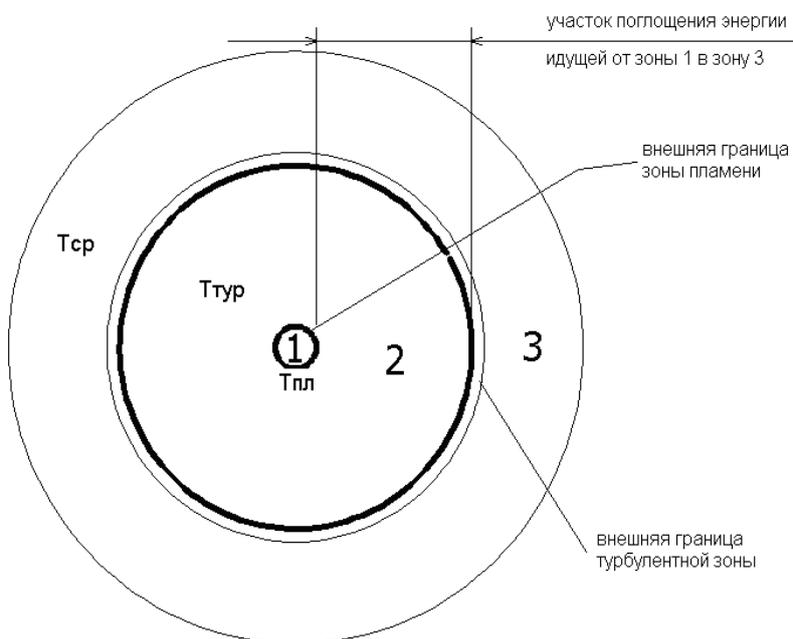


Рис. 1. Схема переноса тепловой энергии в зонах; 1-зона горения испарившихся капель топлива; 2-зона конвективного поглощения; 3- общая зона, с парами топлива, свежим зарядом и продуктами сгорания.

Допустим, за некоторый промежуток времени  $\Delta\varphi_i$  происходит сгорание  $\Delta x_i$  массы топлива в объеме камеры сгорания.

Воспламеняющаяся затем масса топлива  $\Delta x_{i+1}$  получает за интервал времени  $\Delta \varphi_i$  энергию  $Q_{\text{конв}}$  от конвективного взаимодействия с рабочей средой в цилиндре, а также некоторую энергию  $Q_{\text{изл}}$ , полученную в результате облучения их уже горящими на данном этапе рабочего процесса топлива, что приводит к выделению энергии  $Q_{\text{выд}}$  с учетом тепловой энергии  $Q_{\text{исп}}$ , затрачиваемой на испарение вновь воспламененных капель на следующем промежутке времени, т.е.

$$Q_{\text{изл}} + Q_{\text{конв}} = Q_{\text{выд}} + Q_{\text{исп}}, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{изл}}$  – энергия, которая передается от горящих капель массой  $\Delta x_i$  за промежуток времени  $\Delta \varphi_i$  путем теплового излучения и воспринимается каплями топлива массой  $\Delta x_{i+1}$ , которая должна воспламениться в следующий момент времени  $\Delta \varphi_{i+1}$ ;  $Q_{\text{конв}}$  – энергия, которая передается от рабочего тела путем конвекции и воспринимается каплей топлива, которая должна воспламениться в следующий момент времени;  $Q_{\text{выд}}$  – энергия, которая выделяется в следующий момент времени  $\Delta \varphi_{i+1}$  в результате сгорания массы топлива  $\Delta x_{i+1}$ ;  $Q_{\text{исп}}$  – энергия, идущая на предварительное испарение жидких капель топлива, которое воспламеняется в следующий момент времени.

Тепловой поток излучения, идущий в пространство от горящей в данный момент капли, на некотором радиусе охватывается сферической поверхностью, в центре которой капля излучатель. Исходя из предположения, что температура внутри зон постоянна, можно утверждать, что указанный тепловой поток воспринимается каплями, условно расположенными на сфере, одинаковыми долями. Тогда тепловой поток, а также поверхность сферы необходимо разделить на одинаковые части.

Отношение  $\phi(\varphi)$  величин воспринимаемого и излучаемого теплового потока лучистой энергии можно определить как отношение величины телесного угла, образованного двумя излучающей и облучаемой каплями, отстоящими друг от друга на расстоянии  $s_d/2$ , к величине полного телесного угла (рисунок 2).

$$\phi(\varphi) = \left( \frac{1}{2 \cdot \bar{s}_d} \right)^2, \quad (2)$$

где  $\bar{s}_d$  – относительное расстояние между каплями облучаемой зоны.

Таким образом, исходя из уравнения (1), можно с учетом всех приведенных выше и входящих в него параметров на каждом шаге определять температуру пламени по известным характеристикам испарения и последующего выгорания топлива. Это позволит определить верхнюю границу температуры для зон внутрицилиндрического пространства, где существует свободный кислород.

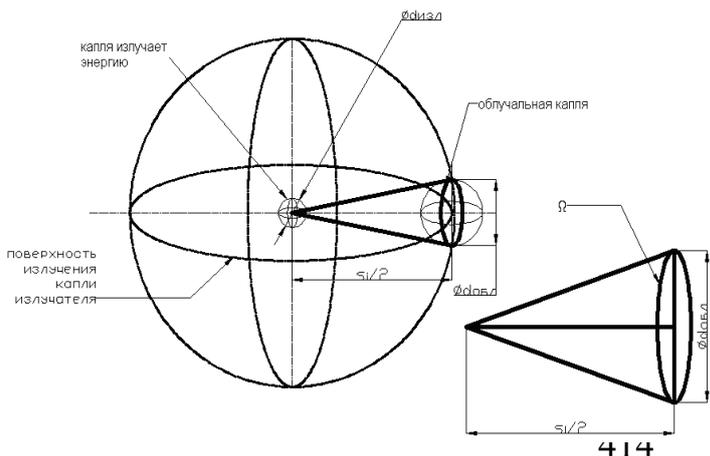


Рис.2. Схематическое представление передачи тепла излучением

На втором этапе определяются границы выделенных на первом этапе температурных областей а распределение плотности рабочего тела по объему камеры сгорания. Ре-

шение принимаются при этом на основании законов Ньютона-Римана и закона теплопроводности Фурье. В качестве граничных условий принимаются температура пламени в зоне горения, и температура в общей зоне внутрицилиндрового пространства  $T_{cp}(\varphi)$ .

$$\frac{\partial T_{cp}}{\partial \varphi} = \frac{\left[ \frac{1}{G_{cm}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial \varphi} - \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{\partial V}{\partial \varphi} + (c_v^1 \cdot T \cdot L_0 - c_v^2 \cdot (L_0 + 1) + c_v^3) \cdot T \cdot \frac{\partial x}{\partial \varphi} \cdot \frac{G_{ц}}{G_{cm}} - c_v^3 \cdot T \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial \varphi} \cdot \frac{G_{ц}}{G_{cm}} \right]}{\sum_{i=1}^3 \left( \frac{G_i}{G_{cm}} \cdot \left( c_v^i + \frac{\partial c_v^i}{\partial T} \cdot T \right) \right)}, \quad (3)$$

где  $\frac{\partial Q}{\partial \varphi}$  – количество подведенного тепла во внутрицилиндровую смесь за промежуток  $\partial \varphi$ ;  $G_{cm}$  – масса всех газов в цилиндре;  $R$  – газовая постоянная смеси внутрицилиндровых газов;  $V$  – внутрицилиндровый объем;  $\frac{\partial V}{\partial \varphi}$  – быстрота изменения объема внутрицилиндрового пространства;  $c_v^i, G_i$  – теплоёмкости и массы свежего заряда, продуктов сгорания и паров топлива соответственно;  $\frac{\partial x}{\partial \varphi}$  – безразмерная скорость выгорания топлива;  $\frac{\partial \sigma}{\partial \varphi}$  – безразмерная скорость испарения топлива,  $L_0$  – количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания килограмма топлива;  $\varphi$  – угол поворота коленчатого вала.

В заключении первого этапа по средней по камере сгорания температуре пламени  $T_{пл}(\varphi_i)$  и температуре в общей зоне  $T_{cp}(\varphi_i)$  производится определение геометрического радиуса поглощения тепла с учетом излучения. В основу этого расчета, положен закон Фурье для распространения температурного поля в газовой среде и закон Ньютона-Римана для теплопередачи конвенцией.

$$\alpha_{гк\_ср}(\varphi, r) \cdot (T_{пл}(\varphi) - T_{cp}(\varphi)) \cdot F_{капли} = -\lambda(\varphi, r) \cdot \left( \frac{\partial T_{тур}(\varphi, r)}{\partial r} \right) \cdot F_{капли}, \quad (4)$$

где  $\alpha_{гк\_ср}(\varphi, r)$  – коэффициент теплоотдачи между горячей каплей и рабочей средой [2];  $\lambda_T(\varphi, r)$  – коэффициент теплопроводности [4];  $r(\varphi)$  – радиус поглощения теплового потока;  $\left( \frac{\partial T_{тур}(r)}{\partial r} \right)$  – градиент температуры  $T_{тур}$  в турбулентной зоне поглощения теплового потока радиусом  $r$  в фиксированный момент времени;  $F_{капли}$  – площадь капли;  $T_{пл}(\varphi_i)$  – среднемассовая температура пламени в цилиндре двигателя.

Из рисунка видно, что согласно описываемой модели во внутрицилиндровом пространстве отсутствует резкий температурный переход из областей, где происходит горение с температурой пламени, в области неиспользованного свежего заряда, уже полностью сгоревшего топлива, имеющих температуру  $T_{cp}$ . При этом температура в этих областях может быть значительно выше температуры  $T_{cp}$ , определение которой ведется по классическим законам термодинамики.

Оценка токсичных составляющих в отработавших газах, в частности оксидов азота  $NO_x$ , производится исходя из их средней равновесной концентрации, определенной по константе равновесия химических реакций (7), приводящих к образо-

ванию токсичных соединений  $\text{NO}_x$  с учетом дополнительного кислорода, выделяющегося в результате высокотемпературной диссоциации молекулы воды.

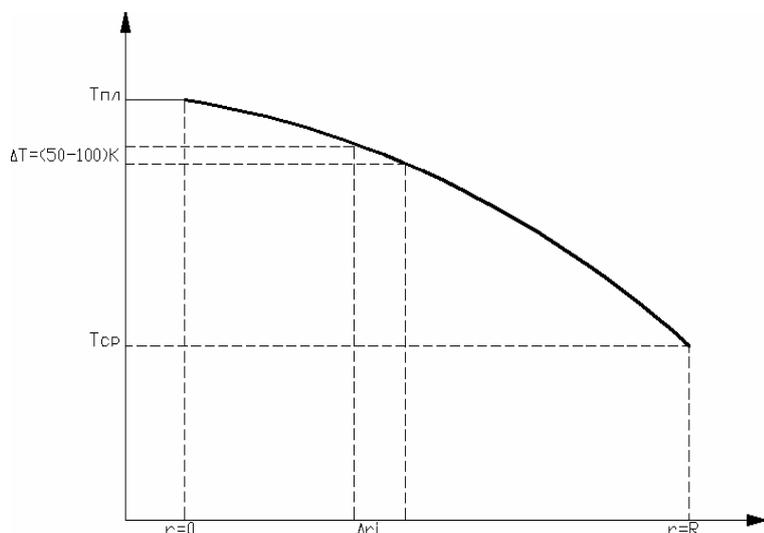


Рис. 3. Моделируемый характер изменения температуры по радиусу поглощения тепла во внутрицилиндровом пространстве.

Масса воздуха  $dm_B$ , проходящая через поверхность зоны  $\Delta r_i$  в первом приближении можно оценить в первом приближении по формуле

$$dm_B = m_B' \cdot \frac{\alpha_{ГК-ср}(\varphi, r) \cdot (T_{пл}(\varphi) - T_{ср}(\varphi))}{\lambda_T(\varphi, r)} \cdot \frac{\eta(\varphi, r)}{T} \cdot dF_{рад} \cdot \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}, \quad (5)$$

где  $m_B'$  – массовая доля воздуха;  $\eta(\varphi, r)$  – динамическая вязкость газа;  $T$  – температура в зоне;  $dF_{рад}$  – площадь поверхности рассматриваемой зоны;  $\frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}$  – рассматриваемый промежуток времени.

Формула (5) оценивает тепломассоперенос через рассматриваемую зональную поверхность камеры сгорания, интенсивность которого в первом приближении пропорциональна существующему в камере сгорания перепаду температур.

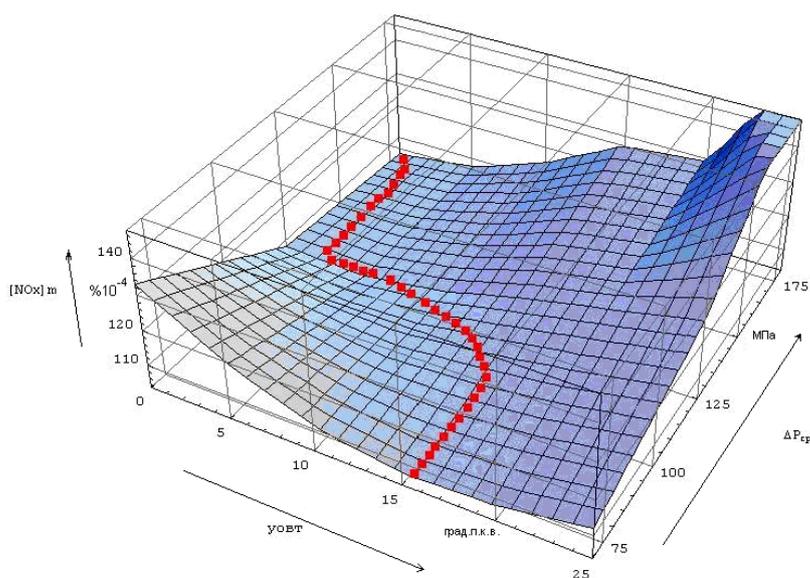
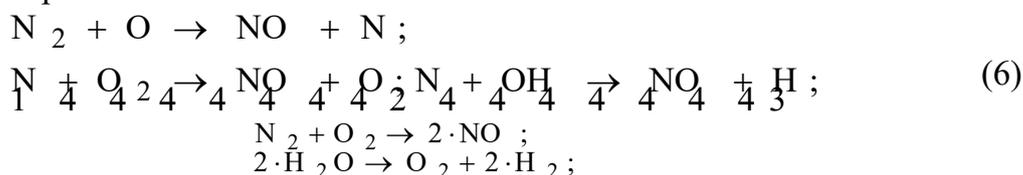


Рис. 4. Зависимость средней равновесной концентрации оксидов азота от угла опережения впрыска топлива и среднего давления впрыска топлива.

Следует отметить также, что при использовании указанного подхода, известная и широкоприменяемая в подобных исследованиях схема реакций образования  $\text{NO}_x$  через промежуточную стадию  $\text{NO}$ , названная схемой Зельдовича, сводится к двум реакциям (6).

На рисунке 4 приведены результаты расчета зависимости средних равновесных концентраций оксидов азота определяемых по температурному полю внутрицилиндрового пространства от угла опережения впрыска топлива и среднего давления впрыска



### Литература:

1. Stan C., Guibert P. // MTZ. 2004. –Т.65. № 1- С. 56-62.
2. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. -Л.: Изд-во ЛГУ, 1983.-244с.
3. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. -Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.-169с.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика.- М.: Машиностроение, 1972.-565с.

## РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Голубков Л.Н., Емельянов Л.А., Михальченко Д.А. (МАДИ/ГТУ)

Достижение высоких экологических и экономических показателей автомобильных дизелей невозможно без совершенствования процесса топливоподачи. Одним из путей снижения уровня шума и выбросов оксидов азота является подача предварительного впрыска. Анализ результатов ведущих производителей аккумуляторных топливных систем показал, что однозначного влияния предвпрыска ( $q_1$ ) и угла между началом предвпрыска и основным впрыском ( $\Delta\phi$ ) на показатели двигателя нет. Многое зависит не только от типа двигателя, но и от режима. Поэтому сопоставление опытов (использовалась работа фирмы Рено [1]) было проведено в качественном виде.

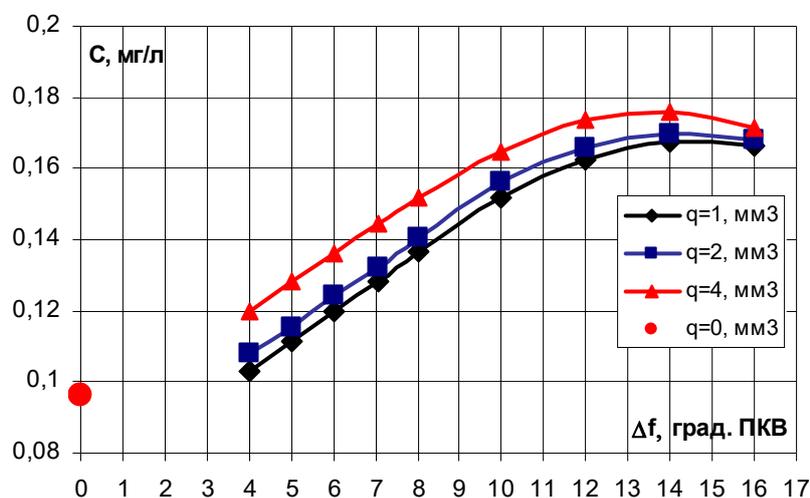


Рис.1. Влияние величины порции предвпрыска, расстояния между предвпрыском и основным впрыском ( $V_{ц}=62 \text{ мм}^3$ ) на выбросы сажи

С целью определения влияния  $q_1$  и  $\Delta\phi$  на показатели двигателя 1С12/12 с помощью комплекса математических