

2. Больцман Л. Избранные труды. Молекулярно-кинетическая теория газов. Термодинамика. Статистическая механика. Теория излучения. Общие вопросы физики.- М.: Наука, 1984.- 590 с.

3. Антонюк П.Н. Колебания капли топлива // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всес. научн.-техн. конф., посвящ. 150-летию МВТУ им. Н. Э. Баумана.- М.: МВТУ, 1980.- С. 50 - 51.

4. Антонюк П.Н. Дисперсионное уравнение для плоской капиллярно-гравитационной волны на свободной поверхности вязкой несжимаемой жидкости // Доклады АН СССР.- 1986.- Т. 286, № 6.- С. 1324 – 1328.

5. Антонюк П.Н. Проблемы распыливания жидкого топлива // Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тез. докл. VI Всес. школы-сем., посв. 70-летию Великого Октября. - М.: МВТУ, 1987.- С. 117.

6. Антонюк П.Н. Физико-математический анализ процесса распыливания жидкого топлива // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тез. докл. Всес. научн.-техн. конф., посвящ. 70-летию Великого Октября. - М.: МВТУ, 1987.- С. 75-76.

7. Антонюк П.Н. Проблемы теории распыливания жидкого топлива // Двигатель-97: Материалы Международной научн.-техн. конф., посвящ. 90-летию начала подготовки в МГТУ специалистов по двигателям внутреннего сгорания. - М.: МГТУ, 1997.- С. 99 - 100.

8. Антонюк П.Н. О распределении по размерам капель распыливаемой жидкости // Образование через науку: Тезисы докладов Международной конф., посв. 175-ю МГТУ им. Н.Э. Баумана.- М.: МГТУ, 2005. С. 418 - 419.

СНИЖЕНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ОКСИДОВ АЗОТА В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

**Иващенко Н.А., Кавтарадзе З.Р. (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Блинов А.Д. (ОАО «ЗМЗ»)**

В качестве основной концепции при разработке математической модели рабочего процесса используется представление объема цилиндра двигателя в виде конечного числа отдельных зон. Алгоритм и программа расчета образования оксидов азота в рабочем процессе учитывают распределение топлива по зонам, его испарение и сгорание в зонах, а также тепло- и массообмен между зонами и позволяют определить локальные (зональные) значения $[NO_x]=f(\varphi)$, где φ угол поворота коленчатого вала. Программа состоит из последовательно подключающихся блоков, предназначенных для расчета распределения впрыскиваемого в цилиндр топлива по отдельным зонам (контрольным объемам), нестационарных локальных (зональных) температур рабочего тела, концентраций оксидов азота по отдельным зонам камеры сгорания на основе 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 [1, 2]. Расчет зонального распределения цикловой подачи топлива осуществляется с применением зависимостей, полученных опытным путем на фирме Cummins. Они позволяют определить форму поперечного сечения и дальность факела, а также изменение концентрации топлива в его продольных и поперечных сечениях. В результате вычисляется масса топлива, попавшая в i -том контрольном объеме (зоне) в зависимости от кинетической энергии впускного воздуха и струи впрыскиваемого топлива. 3

По результатам расчета процессов испарения и сгорания доли от цикловой подачи топлива, попавшую в i -тую зону, определяется локальная нестационарная температура $T_i(\varphi)$ рабочего тела в этой зоне (рис.1). При этом используется уравнение первого закона термодинамики, записанное в развернутом виде для каждой i -той зоны (в данной работе $i=40$) [1, 2]:

$$\begin{aligned} & \sum_k u_{ik} \cdot \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} \cdot c_{v_k} \right) \cdot \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{ucn} \cdot \frac{dm_{ucn_i}}{d\tau} + \Delta u_{cz} \cdot \frac{dm_{cz_i}}{d\tau} = \\ & = \sum_{j=1}^{n_v} \lambda_{ij} \cdot \frac{T_i - T_j}{S_{ij}} \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_w} \alpha_{ij} \cdot (T_i - T_j) \cdot F_{ij} + \sum_{j=1}^{n_v + n_{ww}} \psi_{ij} \cdot \sigma_0 \cdot (T_j^4 - T_i^4) - \\ & - \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{V_i} \cdot \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_{j=1}^{n_v} \left[\sum_k \left(c_{p_k} \cdot T_j \cdot \frac{dm_{+k}}{d\tau} - c_{p_k} \cdot T_i \cdot \frac{dm_{-k}}{d\tau} \right) \right]_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

где 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, 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 -тому контрольному объему; n_w – число участков поверхности, примыкающих к i -тому контрольному объему; n_{vv} – число контрольных объемов в пространстве камеры сгорания; n_{ww} – число участков поверхности камеры сгорания; k – переменная, указывающая компоненты рабочего тела.

Расчет скоростей испарения $dm_{ucn_i}/d\tau$ и сгорания $dm_{cz_i}/d\tau$, входящих в (1), осуществляется на основе метода, предложенного проф. Д.Н. Вырубовым. Согласно этому методу вначале рассматривается испарение отдельной капли топлива, а затем вычисляется масса топлива, испарившегося в факеле, который представлен как статистический ансамбль капель различных размеров на основе закона распределения Розина-Рамлера. Изотермическое испарение массы капли происходит после ее разогрева до температуры равновесного испарения. Скорость сгорания вычисляется на основе модельной химической реакции между газообразным топливом (паровая фаза) и кислородом, начальные концентрации которых известны для каждой зоны. Многозонная модель не рассматривает турбулентное движение внутри зон и учитывает только перетекание газа между зонами в зависимости от перепада давления. Поэтому вполне допустимо, что рас-

считанные для отдельных зон скорости сгорания в сумме не дают значение скорости сгорания для всего объема камеры. Для устранения возможного дисбаланса на каждом временном шаге $\Delta\tau$ требуется выполнение условия

$$\sum_i \frac{\Delta m_{сз.i}}{\Delta\tau} = \frac{\Delta x}{\Delta\tau} m_u, \text{ где } m_u - \text{цикловая подача, } \Delta x - \text{доля сгоревшего топлива.}$$

Значения последней в целях повышения достоверности расчетных скоростей сгорания определяется из характеристики тепловыделения, полученной в результате обработки экспериментальной индикаторной диаграммы.

Система дифференциальных уравнений (1) решается относительно T_i численным методом. Полученные значения локальных нестационарных температур рабочего тела 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 9 компонентов - веществ H_2O , O_2 , H_2 , CO_2 , CO , N_2 , OH , \dot{O} , \dot{H} , образованных в результате химической реакции горения. Из них \dot{O} , O_2 , \dot{H} , 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 3-х химических реакциях окисления и на 2-х реакциях диссоциации

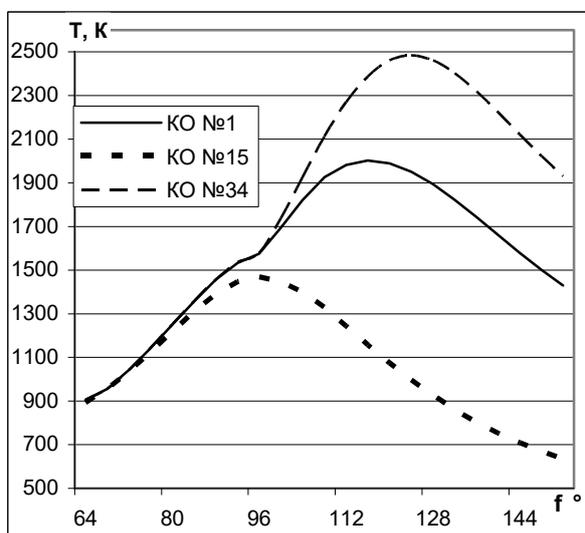


Рис.1

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

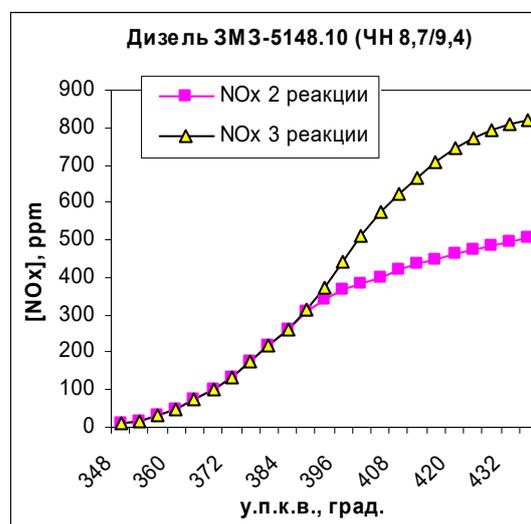
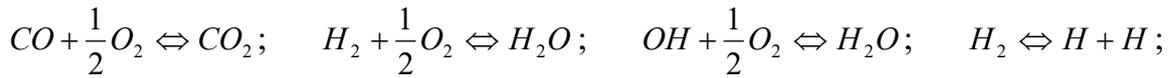


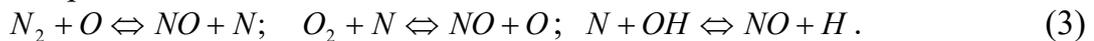
Рис.2

Изменение $[NO_x]$ в цилиндре дизеля в зависимости от различных механизмов



$O_2 \Leftrightarrow O + O$, (2) на учете атомарных давлений $\frac{p_O}{p_N}$, $\frac{p_H}{p_C}$, $\frac{p_O}{p_C}$ и на балансе давлений

согласно закону Дальтона. Тогда, согласно закону действующих масс, определяются 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) 9 компонентов – веществ, участвующих в химических реакциях – вычисляются концентрации NO. При этом используется так называемый расширенный механизм Зельдовича, согласно которому образование NO происходит в результате следующих реакций цепного механизма:



По закону действующих масс для этих реакций уравнение для скорости образования NO получим в виде:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} [N_2][O] - K_{1R} [NO][N] + K_{2V} [O_2][N] - K_{2R} [NO][O] + K_{3V} [N][OH] - K_{3R} [NO][H], \quad (4)$$

где индексы при константах скоростей реакций кроме номера самой реакции указывают еще на ее направление: V – прямая реакция, R – обратная, а выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций. Концентрации O, N, O₂, N₂, OH и H, как уже было отмечено, определены на первом этапе решения задачи, и решением дифференциального уравнения (4) получается зависимость [NO]=f(φ). Однако для этого, прежде всего, требуется задание констант химической кинетики, рассчитанных по формуле Аррениуса. Коэффициенты в формуле Аррениуса, а также энергии активации, необходимые для расчета констант химической кинетики, определяются на основании эмпирических данных, приводящих к хорошему согласованию расчетных и опытных значений [NO_x] для дизелей ЗМЗ, ЯМЗ, КамАЗ [1]. Важнейшее значение имеет выбор механизма образования NO. В теории поршневых двигателей по этому вопросу не существует единого мнения. Ряд исследователей используют классический механизм Зельдовича (первые две реакции из (3)), так как считают, что третья реакция из (3) вносит дополнительный вклад только для двигателей с электрическим зажиганием, а в ряде случаев применяют и бимолекулярный механизм, несостоятельность которого показал еще акад. Я.Б. Зельдович. Исследования, проведенные в данной работе, показали, что применение классического механизма образования оксидов азота по сравнению с расширенным механизмом Зельдовича может привести к заниженным значениям [NO_x], при этом разница может составить от 2-3 % (КамАЗ) до 50% (ЯМЗ, ЗМЗ), что хорошо видно из рис 2. Кроме того, установлено, что пренебрежение теплообменом между отдельными зонами, что характерно практически для всех известных многозонных моделей, может привести к многократному (в зависимости от значений абсолютных температур) изменению скорости образования NO. Погрешность в определении [NO_x], вызванная пренебрежением теплообменом

между рабочим телом и стенками камеры сгорания, для исследуемого двигателя не превышает 5-10%.

Результаты численных экспериментов показывают, что разработанные метод и программа расчета правильно отражают влияние на $[NO_x]$ конструктивных (степень сжатия, число и диаметр сопловых отверстий форсунки) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, форма закона впрыскивания, интенсивность закрутки заряда) параметров, и, что важно, позволяют определить приемлемое сочетание между $[NO_x]$ и удельным расходом топлива.

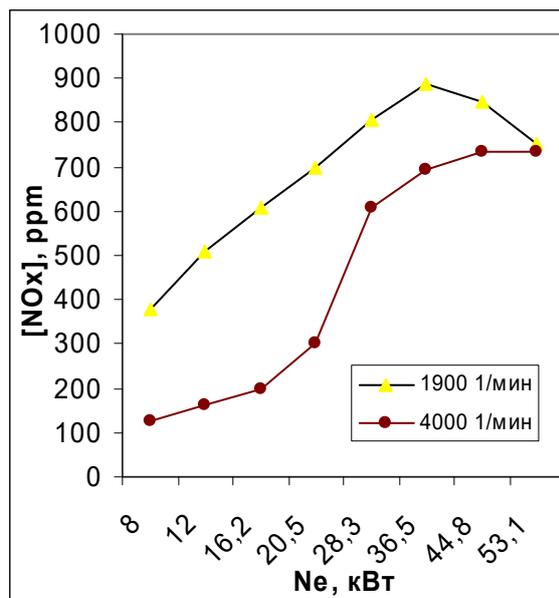


Рис.3

Зависимость $[NO_x]=f(N_e)$ для дизеля ЗМЗ-5145.10 (эксперимент ЗМЗ)

Таблица 1

Влияние закона впрыскивания на $[NO_x]$

$\epsilon=19.5, n=4000 \text{ мин}^{-1},$ $N_e=85 \text{ кВт}, c_u=15,67 \text{ м/с}$				
ϕ град	Var1 ppm	Var2 ppm	Var3 ppm	Var4 ppm
64	9	9	9	9
72	36	36	36	36
80	82	82	82	82
88	154	154	154	154
96	248	248	249	249
104	353	353	355	355
112	455	454	461	464
120	548	545	561	576
128	638	617	649	671
136	689	670	712	737
144	727	707	755	780
152	749	731	790	810
По опытным данным $[NO_x]=732 \text{ ppm}$ (рис.4)				

Экспериментальные исследования, проведенные в стендовых условиях на дизелях 2Ч 8,5/11 (в МГТУ им. Н.Э. Баумана), ЗМЗ-5145.10 и ЗМЗ-5148.10 (на ЗМЗ), подтвердили достоверность расчетных результатов: результаты натурных и численных экспериментов по определению $[NO_x]$, полученные на дизеле ЗМЗ-5145.10, выполняющем нормы Евро 2, показывают, что разница между ними на режиме $N_e=53,1 \text{ кВт}$ и $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ составляет 2,5-6,3 %, а на режиме $N_e=85 \text{ кВт}$ и $n=4000 \text{ мин}^{-1}$ – 7,0 – 10,6 % в зависимости от вида закона топливоподачи. Это подтверждает адекватность разработанной математической модели.

Усовершенствование рабочего процесса путем определения оптимального сочетания конструктивных (степень сжатия, диаметр и количество сопловых отверстий, конструкция впускных трубопроводов) и регулировочных (начало, продолжительность и давление впрыскивания, закон топливоподачи, интенсивность закрутки воздуха) позволяет минимизировать концентрацию оксидов азота в продуктах сгорания. Установлено, что при неуправляемом законе впрыскивания для дизеля ЗМЗ-5145.10 наиболее приемлемым является симметричный треугольный закон впрыскивания [3, 4].

При увеличении угла опережения впрыскивания ($\epsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) $[NO_x]$ монотонно возрастает: с 881 до 1115 ppm (на 21 %) на режиме $Ne_{ном}$; с 704 до 764 ppm (на 7,9 %) на режиме $Ne_{к.мах}$. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ влияние угла опережения впрыскивания на уровень $[NO_x]$ снижается. При увеличении интенсивности вихревого движения воздуха с 40 до 100 рад/сек ($\epsilon=19,5$; $d_c=0,225$ мм и $z=5$) содержание NO_x на режиме $Ne_{ном}$ монотонно уменьшается с 925 до 778 ppm (15,9 %). С уменьшением степени сжатия ϵ с 21 до 17 ($d_c=0,225$ мм, $z=5$) содержание NO_x монотонно снижается: с 913 до 837 ppm (8,3 %) на режиме номинальной мощности $N_{ном} = 85$ кВт / 4000 мин⁻¹; с 817 до 532 ppm (34,9 %) на режиме максимального крутящего момента $N_{к.мах} = 53,1$ кВт / 1900 мин⁻¹. С уменьшением частоты вращения коленчатого вала (по внешней скоростной характеристике) от $Ne_{ном}$ до $Ne_{к.мах}$ уровень $[NO_x]$ снижается тем сильнее, чем ниже степень сжатия.

Система Common Rail в условиях работы на дизеле ЗМЗ-5148.10 без применения двукратного впрыскивания и установления оптимальных долей предварительного и основного впрыскивания, а также без установления оптимальной продолжительности между ними, не имеет явных преимуществ с точки зрения компромисса между g_e и $[NO_x]$ перед системой с ТНВД VE, применяемой на двигателе ЗМЗ-5145.10.

Оптимальным для дизеля ЗМЗ-5148.10 при $p_{впр} = 1500$ бар (на номинальном режиме $Ne=96$ кВт/н=4000 мин⁻¹) 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.

Установленный оптимальный закон впрыскивания при базовом варианте форсунки ($d_c=0,17$ мм) с интенсивностями закрутки воздуха при впуске и давлениями впрыскивания $\omega=60$ с⁻¹ / $p_{впр}=1500$ ppm и $\omega=16$ с⁻¹ / $p_{впр}=1000$ ppm соответственно, приводит к следующим суммарным значениям $[NO_x]$ в продуктах сгорания двигателя ЗМЗ-5148.10: $[NO_x] = 470$ ppm на номинальном режиме, и $[NO_x] = 697$ ppm – на режиме максимального крутящего момента, что соответствует норм Euro-3.

Литература:

1. Иващенко 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. М.: Изд-во МЭИ. 2002. Т.8. С. 114-117.
3. Иващенко Н.А., Миронычев М.А., Блинов А.Д., Кавтарадзе З.Р. Расчетно-экспериментальное исследование концентраций оксидов азота в выпускных

газах дизельного двигателя ЗМЗ-5145.10// Известия ВГТУ. Серия «Транспортные наземные системы». 2004. Вып.1 №3. С. 3-7.

4. Кавтарадзе З.Р., Миронычев М.А., Блинов А.Д. Применение двукратного впрыскивания топлива для улучшения экологических характеристик дизельного двигателя ЗМЗ-5145. 10// Тезисы докладов международного симпозиума «Образование через науку», посвященного 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2005. С.389.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Шибанов А.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Система уравнений трехмерного нестационарного переноса в цилиндре поршневого двигателя записывается в общем виде для произвольного зависимого параметра Φ :

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho\Phi) + \text{div}\left(\rho \overset{p}{W}\Phi\right) = \text{div}(\Gamma_{\Phi} \text{grad}\Phi) + S_{\Phi} \quad (1)$$

$\overset{p}{W}$ - вектор скорости газа; ρ - плотность газа; Γ - представляет собой коэффициент обмена (диффузии); S_{Φ} - источниковый член.

В случае $\Phi = W_i$, $\Gamma_{\Phi} = \mu$, $S_{\Phi} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + V_{\mu}$, из (1) получим уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье-Стокса), в случае $\Phi = h$, $\Gamma_{\Phi} = \frac{\lambda}{c_p}$,

$S_{\Phi} = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij}W_j) + \rho G_j W_j - w_r Q_r - \nabla q_R$, - уравнение сохранения энергии, в случае $\Phi = 1$, $\Gamma_{\Phi} = 0$, $S_{\Phi} = 0$ - уравнение неразрывности, а в случае $\Phi = \frac{C_l}{\rho}$, $\Gamma_{\Phi} = D_l \rho$, $S_{\Phi} = \dot{m}_l$ - уравнение диффузии (концентрации).

Осреднение полученных уравнений по Рейнольдсу или по Фавру [1,2] дает систему уравнений переноса в форме Рейнольдса, для замыкания которой в данной работе используется стандартная $k - \varepsilon$ модель турбулентности [2, 3].

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [2, 4].

В расчете используется модель сгорания, предложенная Магнусенном и Хьертгером, согласно которой средняя скорость реакции записывается в следующем виде [5]:

$$\overline{w_r} = \frac{B}{\tau_t} \overline{\rho} \min\left(\overline{m_T}, \frac{\overline{m_{O_2}}}{L_0}, C \frac{\overline{m_{np.c2.}}}{1 + L_0}\right), \quad (2)$$