

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ И ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ В ДВС С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

С. А. Чесноков, Н. Н. Фролов, В. А. Дунаев, И. В. Кузьмина,
Тульский государственный университет

На примере перспективного двигателя с непосредственным впрыском топлива рассмотрен процесс турбулентного догорания топлива в течение расширения и выпуска, определяющий уровень содержания оксидов углерода и азота в отработавших газах.

Предложены методы расчета полей скорости, коэффициента турбулентного обмена, температуры и содержания различных компонентов в камере сгорания и в цилиндре. Разработанные методики расчета можно использовать для оптимизации исходных параметров и конструкции ДВС.

The article discusses vortical delayed burning during expansion and exhaust strokes of newly-designed engine with direct fuel injection; said process strongly affects levels of carbon and nitrogen oxides in exhaust gases.

Analysis methods are offered for calculation of velocity fields and values of turbulent exchange factor, temperatures and concentrations of various components in engine combustion chamber and cylinder. The methods in question may be instrumental in optimisation of engine design and initial parameters.

Процессы неравновесной кинетики образования и восстановления NO заканчиваются в пределах 60–80 град ПКВ за ВМТ, поэтому мнение автора о влиянии стадии турбулентного догорания на образования и выход NO является не обоснованным. — *Замечание рецензента*

Применение перспективной системы подачи топлива в ДВС (впрыска топлива непосредственно в цилиндр) позволяет создать в камере сгорания систему зон с различным соотношением компонентов горючей смеси, что может обеспечить надежное воспламенение, экономичную работу двигателя и низкий уровень токсичности отработавших газов. Это требует использования методов химической кинетики при моделировании одномерного горения в микроламинарном фронте пламени [1] и многомерных процессов догорания при конвективном и диффузионном турбулентном перемешивании продуктов сгорания за фронтом пламени, в дальнейшем — процессов турбулентного догорания. В первых двигателях с непосредственным впрыском топлива (*Gasoline Direct Injection — GDI*) *Mitsubishi Galant* (1996) форсунка, свеча зажигания и клапаны расположены в диаметральной плоскости цилиндра (рис. 1). В этом случае поля скорости и коэффициента избытка воздуха α в горючей смеси можно получить в двухмерной постановке, как это сделано в работе [1].

Движение фронта горения и поле скорости в камере сгорания. Движение фронта пламени определяется скоростью горения и температурным расширением продуктов сгорания. Полученные с учетом сжатия в горючей смеси поля скорости пламени имеют сферическую форму. Скорости оттока продуктов сгорания за фронтом пламени позволили рассчитать турбулентные поля скорости в камере сгорания (КС) по методике [2] в приближе-

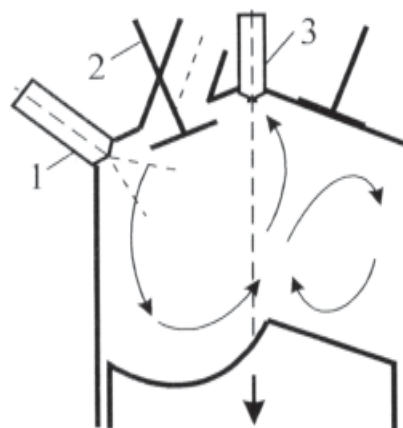


Рис. 1. Впрыск при всасывании в двигателе GDI:

1 — форсунка; 2 — впускной клапан;
3 — свеча зажигания

нии не реагирующей смеси, температура и давление считались известными. Результаты расчета для двигателей GDI *Mitsubishi* и VA3-21011 показывают, что к концу горения рядом со струей оттока продуктов от фронта горения образуется вихревая зона, определяющая затем общую циркуляцию газов в течение такта расширения. Полученные в [1] данные включают в себя данные о температуре и составе продуктов оттока на различных участках фронта горения — в данной работе они используются в качестве граничных условий при решении задачи турбулентного догорания (ТД) продуктов сгорания в КС. Решение задачи ТД продолжается в течение тактов расширения и вытеснения.

Турбулентные характеристики переноса. Применена k - ϵ модель турбулентности, которая позволяет определить поле значений коэффициента турбулентного обмена (КТО) v_T с помощью двух транспортных уравнений турбулентности — для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации этой энергии ϵ . Следуя работе [3] и предполагая, что поле плотности ρ в КС достаточно однородное, т. е. $\rho = \rho(t)$, можно получить:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial \tau} + \frac{\partial(uk)}{\partial x} + \frac{\partial(wk)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(v_T \frac{\partial k}{\partial \tau} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v_T \frac{\partial k}{\partial y} \right) + k(v_s + \rho_s) + \\ + 2v_T \left(V_s + \frac{1}{3}\rho_s \right) V_s - \epsilon; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \epsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial(u\epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(w\epsilon)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(v_T \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(v_T \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \\ + \epsilon \left\{ C_1 V_s \left[\frac{2v_T}{k} \left(V_s + \frac{1}{3}\rho_s \right) - 1 \right] - C_2 k \frac{C_v}{v} - \rho_s \right\}, \end{aligned} \quad (2)$$

где u, w — проекции скорости; $v_T = C_v \frac{k^2}{\epsilon}$; $\rho_s = \frac{\rho'}{\rho}$;
 $V_s = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} - \rho_s$; $C_v = 0,09$; $C_1 = 1,45$; $C_2 = 1,92$.

Таким образом, для расчета поля КТО v_T в КС и цилиндре двигателя и тем самым кратности КТО $N_T = v_T/v_{\text{лам}}$, необходимо знать только поле скоростей.

Химическая кинетика догорания. При оценках В. Я. Басевича скорости реакций механизма горения легких углеводородов за фронтом горения определен сокращенный детальный кинетический механизм для догорания смеси (26 реакций для 14 компонентов), приведенный в таблице. Для учета влияния турбулентных пульсаций температур на константы скорости химических реакций k введен турбулентный коэффициент $\kappa = \bar{k}(T)/k(\bar{T}) > 1$. Здесь $\bar{k}(T)$ — среднеинтегральное значение за время периода колебаний, а $k(\bar{T})$ — значение при средней температуре \bar{T} . Турбулентный коэффициент рассчитан прямым интегрированием для всех реакций догорания при гармонических колебаниях температур, амплитуда которых по данным спектральных измерений в КС двигателя VA3-21011 составляет примерно 20%. Результаты представлены полиномами, что позволяет вычислять константы скорости реакций $\bar{k}(T) = \kappa AT^n \exp(-E/RT)$ в процессе решения задачи.

Турбулентное догорание. Приняты следующие допущения. В условиях высоких давлений температуры компонентов непрерывно выравниваются, таким образом равновесное распределение молекул по энергиям не нарушается. Кинетической энергией газа по сравнению с внутренней пренебрегаем. Среднюю теплоемкость смеси считаем постоянной. Излучение не учитываем. Работа диссипативных сил отсутствует. Обратимую работу сил давления вычисляем только в период интенсивного расширения продуктов сгорания. Эффектами термо- и бародиффузии, а также диффузионной теплопроводностью и переносом энергии диффузионным потоком пренебрегаем. Считаем, что изменение турбулентного коэффициента температуропроводности смеси a_T определяется только турбулентной теплопроводностью λ_T , поскольку объемная

Таблица

ВЕДУЩИЕ РЕАКЦИИ ДОГОРАНИЯ

№ п/п	Реакции	№ п/п	Реакции	№ п/п	Реакции
1	OH + H ₂ = H + H ₂ O	10	OH + HO ₂ = O ₂ + H ₂ O	19	H + CO = HCO
2	OH + O = H + O ₂	11	OH + H ₂ O ₂ = HO ₂ + H ₂ O	20	HCO + O ₂ = HO ₂ + CO
3	OH + H = O + H ₂	12	OH + OH = H ₂ O ₂	21	OH + HCO = CO + H ₂ O
4	OH + OH = O + H ₂ O	13	O + H ₂ O ₂ = O ₂ + H ₂ O	22	H + HCO = H ₂ + CO
5	OH + H = H ₂ O	14	HO ₂ + HO ₂ = H ₂ O ₂ + O ₂	23	N + NO = N ₂ + O
6	H + HO ₂ = H ₂ + O ₂	15	CO + OH = CO ₂ + H	24	N + O ₂ = NO + O
7	H + O ₂ = H ₂ O	16	CO + HO ₂ = CO ₂ + OH	25	N + OH = NO + H
8	H + HO ₂ = OH + OH	17	CO + O = CO ₂	26	N ₂ + O ₂ = NO + NO
9	O + HO ₂ = O ₂ + OH	18	CO + O ₂ = CO ₂ + O		

теплоемкость c_p , по сравнению с λ_T , меняется незначительно. Термическое сопротивление ламинарного подслоя учитываем в виде граничного условия 4-го рода на границе турбулентного поля решения. Компоненты и смесь в целом являются идеальными газами. Считаем, что быстрый процесс выхлопа является внешне адиабатным процессом, в котором смесь мгновенно перемешивается и реакции в ней можно описать в рамках нульмерной кинетики догорания. Уравнения механики однородных сред Р. И. Нигматулина [4] принимают вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial y} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[a_T \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) + F_Q; \quad (3)$$

$$\frac{\partial g_i}{\partial \tau} + u \frac{\partial g_i}{\partial x} + w \frac{\partial g_i}{\partial y} + v \frac{\partial g_i}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial z} \right) \right] + F_{Mi}.$$

Источники теплоты и массы компонентов:

$$F_Q = \frac{1}{c_v} \left[\sum_{j=1}^M H_j (S_j^p - S_j^0) + \frac{p}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \right];$$

$$F_{Mi} = \mu_i \sum_{j=1}^M (\pm S_j^p \pm S_j^0).$$

Здесь g — массовая доля; H — тепловой эффект реакции; индексы: i — компонент; j — реакция.

Турбулентные характеристики переноса определяются кратностью КТО: $a_T = a_{\text{лам}} N_T$; $D_T = D_{\text{лам}} N_T$. Для скорости прямых и обратных реакций имеем: $S_j^{p,0} = k_j^{p,0} g_i / (\mu_i \mu_l)$. Давление вычислялось по известной зависимости $p = R(M_1 T_1 + M_2 T_2) / (\mu W)$.

Результаты решения. Принятые параметры двигателя типа GDI *Mitsubishi*: диаметр цилиндра 0,08 м, рабочий объем $0,373 \times 10^{-3}$ м³, степень сжатия 12, угол опережения зажигания 8 °ПКВ. В качестве исходных данных были использованы: $a_{\text{лам}} = 0,19 \times 10^{-4}$ м²/с; $D_{\text{лам}} = 0,25 \times 10^{-4}$ м²/с; геометрия поля решения (определяемая перемещением фронта горения и поршня); поля скорости; массив коэффициента избытка воздуха α на фронте во времени, а также температуры фронта горения и состав продуктов оттока для различных α [1].

Типичные результаты решения системы (1) — (2) для конца горения представлены на рис. 2, где S — точка зажигания, F — фронт горения (k_F и V_F — энергия турбулентности и скорость оттока на фронте), знаком «х» обозначен центр вихревой зоны, в скобках указаны средние значения. Общий вид полей k и ε свидетельствует в пользу интенсивной диссипации энергии турбулентности в объеме КС, что ведет к снижению уровня k по мере удаления от фронта горения. Максимальная кратность КТО N_T наблюдается вблизи вихревой зоны, которая является мощным генератором турбулентности.

Известные поля скорости и кратности КТО позволили произвести численное решение уравнений ТД (3) и (4). Использован метод расщепления шага по времени и метод прогонки внутри расщепления, для вычисления источников применен метод переменного порядка точности Гира. Получены следующие результаты.

К концу горения турбулентное поле скорости (рис. 3, а) имеет вихревую зону с центром S_1 . Пунктиром выделены зоны источников теплоты или массы компонента, положительные + или отрицательные -. Температура 2230 К (б) является тем-

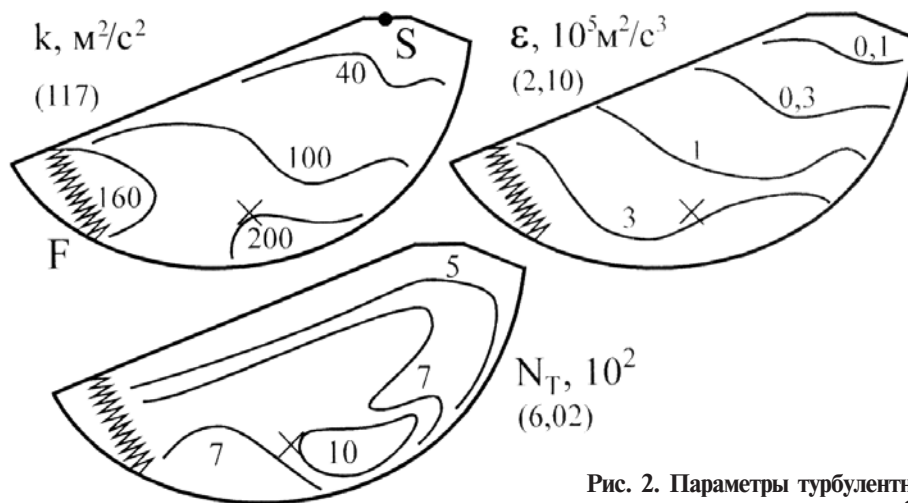


Рис. 2. Параметры турбулентности в камере сгорания двигателя GDI:

$$k_F = 0,16 V_F^2; \tau = 1 \text{ мс}; n = 3000 \text{ об/мин}; \varphi = 370 \text{ °ПКВ}$$

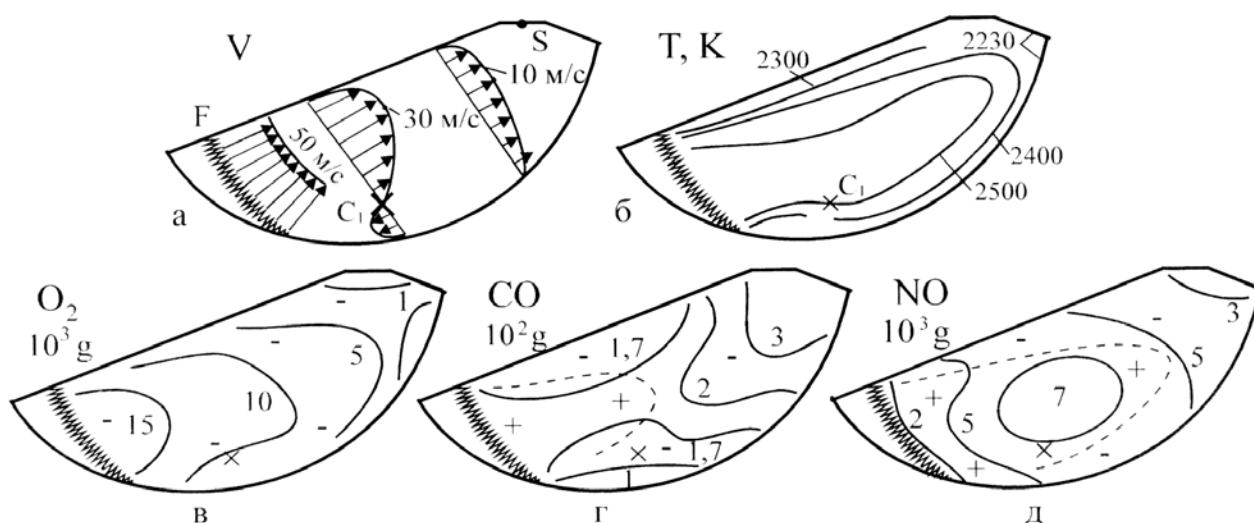


Рис. 3. Поля скорости (а), температуры (б) и массовых долей компонентов (в–д) в КС двигателя GDI для конца горения ($\tau = 1$ мс; $R = 20\%$; $n = 3000$ об/мин; $\varphi = 370$ °ПКВ)

пературой границы турбулентного поля решения и ламинарного подслоя у стенки. Низкие температуры турбулентного слоя с температурами 2230–2400 К определяют меньшие скорости химических реакций, но из-за их неуровновешенности суммарные скорости образования большинства компонентов в несколько раз больше, чем в объеме КС. Наибольшая концентрация оксида углерода CO (в) сохраняется в верхней части КС, где горела богатая топливная смесь. В основном поле камеры доля CO снижается во времени под влиянием ведущих реакций 15–17, 19 (таблица). В пограничном слое результирующие скорости первых двух реакций возрастают в несколько раз, в результате чего выгорание CO ускоряется.

Максимальное содержание оксида азота NO (д) наблюдается в зоне стехиометрической горючей смеси. В области высоких температур все реакции 23–26 интенсивно генерируют оксид азота. Вдали от фронта горения концентрация NO уменьшается под воздействием ведущих реакций восстановления азота: $N + NO \rightarrow N_2 + O$, $H + NO \rightarrow OH + N$. Это уменьшение значительно усиливается в пограничном слое за счет реакции $NO + NO \rightarrow N_2 + O_2$.

В процессе расширения смеси поля кислорода O_2 (и NO) определяются в основном конвекцией и турбулентной диффузией — роль сравнительно медленных реакций этих компонентов мала. Поля радикалов OH, HO_2 , O и в какой-то степени оксида углерода CO формируются быстрыми химическими реакциями.

Показано, что основное изменение температуры и содержания CO, NO, O_2 и OH в цилиндре наблюдается в течение такта расширения. При

выпуске из цилиндра доля CO снижается на протяжении первой трети выпускной магистрали, пока температура смеси превышает 1000 К. При меньших температурах реакции с участием CO «замораживаются». Этот же эффект определяет постоянное содержание оксида азота NO в смеси при температурах менее 2300 К. Методом пробных решений задачи ТД получен оптимальный режим работы ДВС (с небольшим содержанием CO, NO) при среднеобъемном значении коэффициента избытка воздуха $\alpha_{ср} = 1,00$, изменении α в процессе выгорания неоднородной топливной смеси от 0,90 до 1,06 ($\Delta\alpha = 0,16$) и применении рециркуляции отработавших газов (ОГ) в объеме $R = 20\%$. Полные данные по содержанию CO и NO в ОГ, представленные на диаграмме рис. 4, позволяют провести предварительный прогноз уровня токсичности ОГ и выбрать необходимые характеристики поля α перед зажиганием: среднее в объеме КС значение $\alpha_{ср}$ и величину неоднородности $\Delta\alpha$. Результаты работы авторов [1] показывают, что неоднородность $\Delta\alpha$ можно изменять, варьируя, например, продолжительность впрыска топлива.

Экспериментальное подтверждение. Для двигателя GDI (рис. 5) расчеты при постоянных в полости КС значениях коэффициента избытка воздуха (однородное поле α) и для рециркуляции ОГ 20 % показали удовлетворительное соответствие остаточного содержания кислорода O_2 , CO и NO известным экспериментальным данным [5]. Для двигателя VA3-21011 расчетные значения мольных долей в ОГ (с учетом доли остаточных газов γ) можно сопоставить с измеренными (в скобках) промышленным датчиком ИКАФ-057 для одного

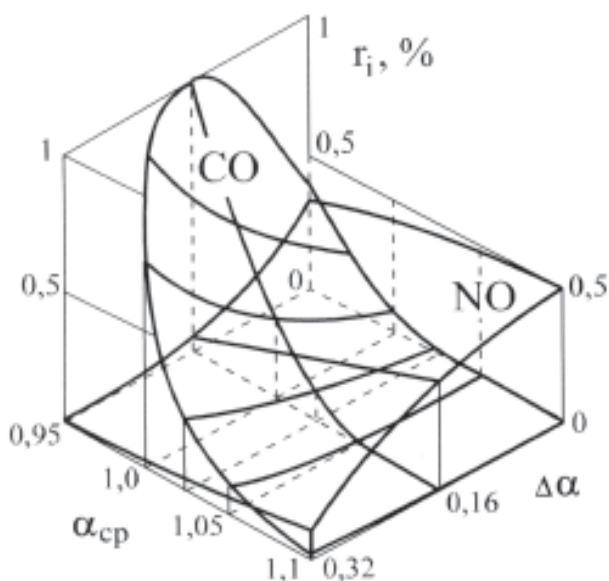


Рис. 4. Объемное содержание компонентов в ОГ двигателя GDI при различных значениях:

среднего в объеме КС коэффициента избытка воздуха α_{cp} и неоднородности поля $\Delta\alpha$ ($R = 20\%$; $n = 3000$ об/мин)

из цилиндров: в рабочем режиме при $n = 3000$ об/мин, $M = 50$ Нм и $\gamma = 0,10$, $r_{CO} = 0,37\%$ ($0,30 \pm 0,09$); $r_{NO} = 0,24\%$ ($0,21 \pm 0,05$) и в режиме горячего холостого хода при $n = 800$ об/мин и $\gamma = 0,24$, $r_{CO} = 0,41\%$ ($0,45 \pm 0,07$). Расчетные данные убедительно подтверждаются экспериментом.

В заключение отметим эффективность упрощения задачи турбулентного догорания при выделе-

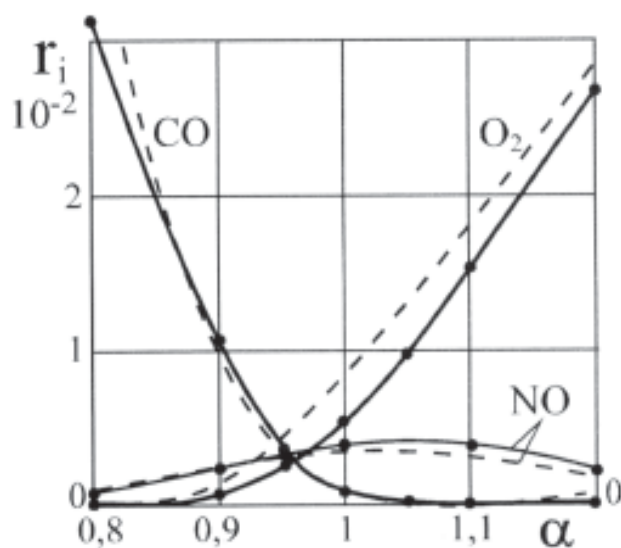


Рис. 5. Мольное содержание компонентов в ОГ при различном избытке воздуха в однородных полях α камеры сгорания:

— результаты расчетов; - - - - экспериментальные данные [5]

нии из нее задач газодинамики и турбулентности, что позволило решить их отдельно. Машинное время собственно задачи ТД при использовании ПЭВМ Pentium-4 (1,9 ГГц) не превышало 8-ми часов. Альтернативным случаем является решение общей задачи ТД в работе [3], где машинное время достигло 8-ми недель. Описанные в статье методики расчета можно использовать для оптимизации исходных параметров и конструкции ДВС.

Литература

1. Чесноков С. А., Фролов Н. Н., Дунаев В. А., Кузьмина И. В. Модели смесеобразования и горения в ДВС с непосредственным впрыском. — Двигателестроение. — 2005. — № 1. — С. 3–5.
2. Дунаев В. А., Акименко Т. А. Численное моделирование и визуализация многокомпонентного газового потока / Тез. докл. международной НТК «Современные научно-технические проблемы гражданской авиации». — М.: МГТУ ГА, 1999. — С. 93–94.

3. Riegler U. G.: Berechnun der Verbrennung und der Schadstoffbildung in Ottomotoren unter Verwendung detaillierter Reaktionsmechanismen. Dissertation, Fakultat Energietechnik der Universitat Stuttgart, 1999.

4. Нигматулин Р. И. Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987. — С. 454.

5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубков, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова — М.: Машиностроение, 1983. — С. 372.