

**Газодинамические процессы в НСЦИ двигателе до момента самовоспламенения**

Махмуд Мохамед Эльгобаши Эльхагар  
Университет Бени-Суэйф, г. Бени-Суэйф, Египет  
[m\\_elhagar@yahoo.com](mailto:m_elhagar@yahoo.com)

*Аннотация.* В работе представлены результаты исследования влияния добавки ДМЭ к метано-воздушной смеси на процесс горения в НСЦИ двигателе. Вычислительный эксперимент проведен на двух моделях рабочего процесса в НСЦИ двигателе. Одна из них - однозонная химико-кинетическая модель. Другая – математическая модель, основанная на базе формальной химической кинетики. Результаты численного эксперимента апробированы на данных натурального эксперимента, представленного в работе [6].

*Ключевые слова:* НСЦИ двигатель, процесс горения, математическая модель.

Как и в двигателе с искровым зажиганием, топливовоздушная смесь в НСЦИ двигателе находится в состоянии, близком гомогенному. При ее сжатии температура в камере сгорания достигает таких значений, при которых происходит самовоспламенение топлива. При этом наблюдается объемное сгорание без турбулентного распространения пламени. Скорость перемешивания капель топлива с воздухом на рабочий процесс в НСЦИ двигателе не оказывает влияния. Преимуществом такого горения без образования высокотемпературных локальных зон является низкая средняя температура цикла, благодаря чему выбросы оксидов азота весьма малы.

Для разных сортов топлив организация НСЦИ процесса возможна в двигателях со степенями сжатия большими, чем в двигателях с искровым зажиганием аналогичной размерности. Поскольку тепловыделение в НСЦИ процессе происходит при постоянном объеме, при степенях сжатия как у дизеля, термический КПД цикла НСЦИ процесса выше, чем в двигателе с принудительным воспламенением. Кроме того, в НСЦИ двигателе при работе на частичных нагрузках на установившихся режимах удельный эффективный расход топлива ниже, чем у двигателей с искровым зажиганием (до 30%).

Для реализации НСЦИ процесса известен ряд препятствий. Одно из них - трудность управления рабочим процессом в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Это и отсутствие принудительного зажигания топливовоздушной смеси на оптимальном угле поворота коленчатого вала, как в двигателе с искровым зажиганием, так и отсутствие регулирования угла опережения впрыска топлива, как в дизеле. Склонность к неустойчивой работе НСЦИ двигателя – результат его высокой чувствительности к начальным условиям: химическому составу топлива, температуре смеси на впуске и др. В работе предпринята попытка дать характеристику состояния топливовоздушной смеси в цилиндре на момент, предшествующий самовоспламенению. Кроме того, целесообразно выявить влияние частоты вращения коленчатого вала  $n$  на картину распределения концентрации топлива в камере сгорания и температуры внутри цилиндра с учетом тепломассообмена и турбулентности.

Для исследований начальных условий в камере сгорания при организации НСЦИ процесса выбран современный дизель VW TDI автомобильного класса, пригодный для обычных и гибридных силовых установок. Двигатель VW TDI 4-х цилиндровый, с газотурбинным наддувом и с непосредственным впрыском топлива, рабочим объемом 1,9 л, степенью сжатия 19.

Двигатель реконструирован для работы в НСЦИ процессе: форсунки заменили на охлаждаемые датчики давления, снят турбокомпрессор, установлен подогреватель воздуха на впуске. В таблице 1 даны основные характеристики НСЦИ двигателя VW TDI. В качестве топлива использован хорошо перемешивающийся с воздухом пропан (октановое число около  $10^5$ ), благодаря чему достигнут высокий КПД.

Для описания характеристик турбулентного потока применена стандартная полуэмпирическая двухпараметрическая диссипативная  $k$ - $\epsilon$  модель, основанная на двух уравнениях

переноса (транспортных уравнениях) для кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации этой энергии  $\varepsilon$ . Система уравнений позволяет рассчитать поля значений турбулентной вязкости  $\mu_T$  в камере сгорания [3-5]. Она имеет две эмпирические константы. Эти константы определены экспериментально для турбулентных струй и подходят для большинства инженерных задач.

Таблица 1

**Технические данные дизель VW TDI**

Диаметр цилиндра, мм	79,5	Углы опережения открытия, град.:	
Ход поршня, мм	95,5	впускного клапана	16
Степень сжатия	19	выпускного клапана	28
Рабочий диапазон частот вращения коленвала, мин <sup>-1</sup>	800...3600	Углы запаздывания закрытия, град.:	
		впускного клапана	25
		выпускного клапана	19

Для учёта теплообмена в дополнение к уравнениям неразрывности и количества движения решаются дополнительные уравнения сохранения энергии с использованием аналогичной концепции Рейнольдса о переносе турбулентного количества движения. При этом решение уравнений энергии можно рассматривать как уточнение поля температур в задаче газодинамики. В первую очередь, это уточнение необходимо не для газодинамической задачи, а для описания кинетики химических реакций между компонентами, поскольку константы скорости реакции сильно зависят от температуры [3, 6, 7].

Двумерный расчёт носит оценочный характер и позволяет определить характеристики потока рабочей смеси в диаметральной плоскости цилиндра HCCI двигателя.

При моделировании давление на впуске (на границе 1 всасывания топливовоздушной смеси, рисунок 1) равно 0,1 МПа,  $k = 0$ ,  $\varepsilon = 0$ . Поверхность внутренних стенок впускного коллектора гладкая, пульсации скорости потока у поверхности стенок отсутствуют. Температура смеси достигает 435°K за счет подогрева воздуха перед впускным коллектором. Для предотвращения детонации при сгорании смесь у границы 1 бедная ( $\alpha \approx 2,8$ ). Во впускном коллекторе применен 30% перепуск отработавших газов, повышающий общую температуру смеси (см. таблицу 2) и замедляющий процесс горения. В начале расчета принято равенство температур по всему объему камеры сгорания (КС) и во впускном патрубке (см. рисунок 1). Кроме того, для зон 4, 5 (рисунок 1) в начальный момент времени считаем смесь гомогенной и однородной.

Таблица 2

**Начальные и граничные условия**

Граница/Зона	1 (г.у.)	2 (г.у.)	3 (г.у.)	4 (н.у.)	5 (н.у.)
Температура, град. К	435	435	450	435	760
O <sub>2</sub>	0.178	—	—	0.178	0.123
H <sub>2</sub> O	0.022	—	—	0.022	0.064
CO <sub>2</sub>	0.016	—	—	0.016	0.048
N <sub>2</sub>	0.771	—	—	0.771	0.763
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.013	—	—	0.013	0.002

На рисунке 1 представлены результаты расчёта температур в центре камеры сгорания в процессе сжатия рабочей смеси (за 10° ПКВ до ВМТ).

Расчет показал, что с увеличением частоты вращения температура в КС растёт. Что является результатом снижения потерь теплоты за счёт сокращения времени на тактах впуска и сжатия.

Считаем, что смесь гомогенна, но неоднородна по концентрации топлива, т.е. её химический состав во всех частях изменяется непрерывно (без скачка) от одной точки расчета к другой [1-3]. Кроме того считаем, что смесь однофазная, внутри которой нет поверхностей фазовых или иных разделов, которые отделяли бы друг от друга части системы с разными свойствами [2-4]. Учитывается также неоднородность пространственного распределения по

температуре. Результаты расчёта коэффициента  $\alpha$  в средней части КС для разных частот вращения показан на рисунок 3

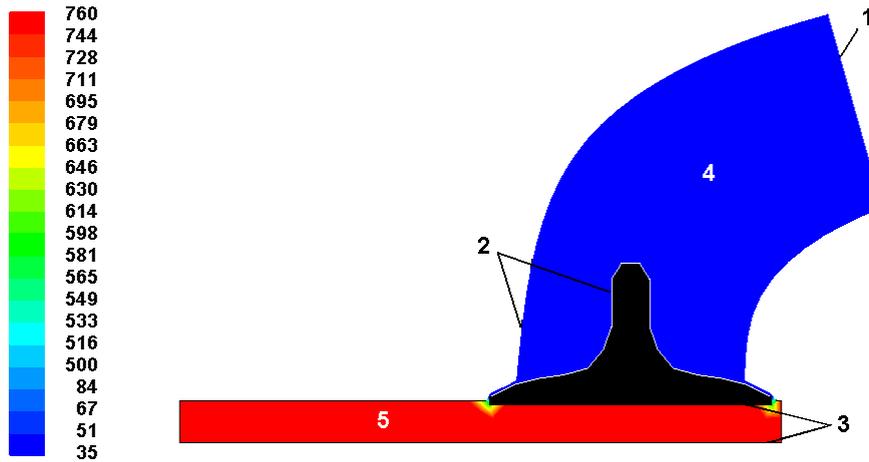


Рисунок 1 - Контур температур в КС (начальные условия - н.у.)

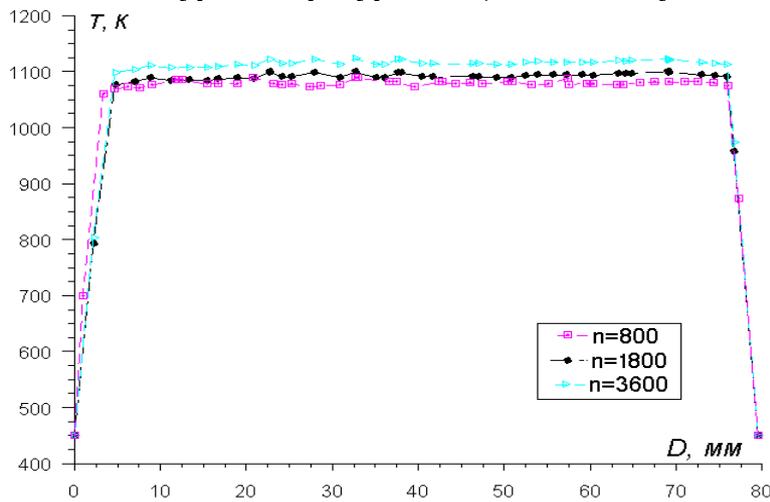


Рисунок 2 - Распределение температуры вдоль поршня

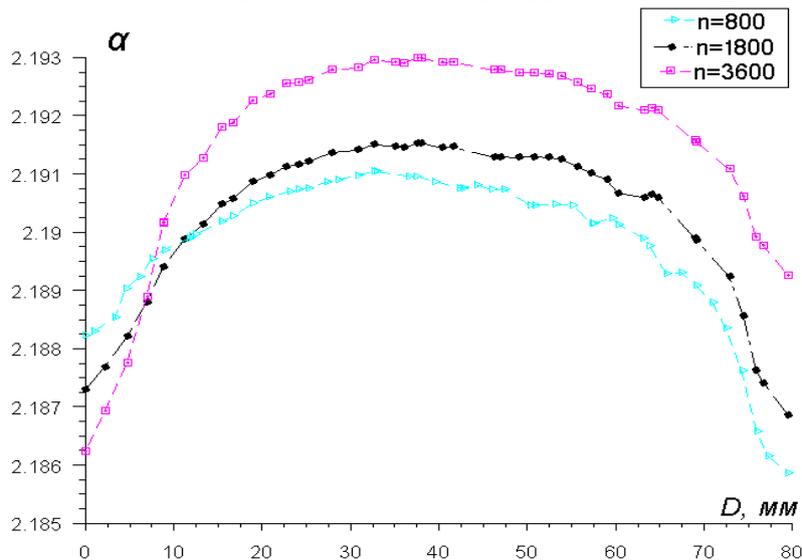


Рисунок 3 - Распределение коэффициента избытка воздуха вдоль поверхности поршня

Расчет показал, зависимости коэффициента  $\alpha$  имеют характерную выпуклость. Обогащение смеси (уменьшение коэффициента  $\alpha$ ) ближе к стенкам цилиндра объясняется траекториями движения топливоздушной смеси (вдоль стенок) в процессе впуска, а также склонностью тяжёлых молекул топлива накапливаться в областях КС с низшими температурами.

Как видно из расчетной схемы (рисунок 1), проходное сечение клапана в его открытом положении с левой и правой сторон различно, что и привело к несимметричности графиков с показателями  $\alpha$  относительно оси симметрии цилиндра. С ростом  $n$  смесь становится богаче в левой половине КС (см. рисунок 3) и беднее в правой. Это следствие увеличения гидравлического сопротивления в проходном сечении клапана для узкой его части (на рисунке 1, справа). Отметим также, что с ростом  $n$  падение  $\alpha$  более круто со стороны противоположной клапану благодаря возрастанию скорости движения топливовоздушной смеси на такте впуска, а за счет большей инерционности тяжёлых фракций и наблюдается их накопление у стенки в левой части КС. По мере приближения топливовоздушной смеси к другой стенке её кинетическая энергия уменьшается, поэтому аналогичной картины справа не наблюдается.

С ростом  $n$  доля кислорода в цилиндре к началу поступления топливовоздушной смеси в КС и поля распределения  $\alpha$  и  $T$  в зоне 4 (рисунок 1) не изменяются. Таким образом, отношение количества кислорода, вошедшего в цилиндр, к теоретически необходимому его количеству для полного сгорания 1 кг топлива с ростом  $n$  увеличивается, что следует из рисунка 3.

### Выводы

1. Применение модели турбулентного теплообмена позволяет выполнить параметрический расчёт с анализом начальных данных для HCCI процесса.

2. В HCCI процессе имеет место неоднородность как по температуре, так и по составу смеси, растущая с увеличением  $n$ .

3. С ростом  $n$  коэффициент наполнения понижается, но увеличивается температура топливовоздушной смеси в цилиндре, что следует учитывать в высокочувствительном к температуре и склонном к неустойчивой работе HCCI двигателе.

Результаты газодинамического расчёта могут быть использованы как начальные условия для расчёта процесса горения в многозонной химико-кинетической модели.

### Литература

1. Gong X., The effects of DTBP on the oxidation of SI PRF-a study in an HCCI engine and in a pressurized flow reactor // Thesis, Drexel Univ., US, 2005.
2. Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence // Academic Press, London, 1972.
3. Ogink R., Computer Modeling of HCCI Combustion // Thesis, Chalmers Univ., Sweden, 2004.
4. Golovitchev VI, Pilia ML, Bruno C. Autoignition of methane mixtures: the effect of hydrogen peroxide. J Propul Power 1996; 12(4):699–707.
5. Golovitchev VI, Chomiak J. Evaluation of ignition improvers for methane autoignition. Combust Sci Technol 1998;135:31–47.
6. Zamansky VM, Borisov AA. Promotion of high-temperature selfignition. Progress Energy Combust Sci 1992;18:297–325.
7. Agarwal A, Assanis DN. Modeling the effect of natural gas composition on ignition delay under compression ignition conditions. SAE Paper 971711, 1997.

### **Эргономические критерии оценки зависимости сила-перемещение снимаемой с педали сцепления легкового автомобиля**

к.т.н. Петунин В.П., к.т.н. доц. Прокопьев М.В., Куевда А.В., Таразанов С.П.,  
Транквиллевский В.Г.

*Волжский Автомобильный Завод, Тольяттинский Государственный Университет*

*Аннотация.* В связи с ориентацией автомобильной промышленности на работу с системными поставщиками становится важным точное формулирование технических требований к узлам и системам автомобиля. В статье представлена информация о выработанных требованиях к характеристике «сила-перемещение» на педали сцепления. Также приведена информация о созданной установке по замеру