

*Р.З. Кавтарадзе<sup>1</sup>, А.И. Гайворонский<sup>2</sup>, А.В. Шибанов<sup>1</sup>, Д.О. Онищенко<sup>1</sup>, В.А. Федоров<sup>1</sup>*

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Россия (1)  
ВНИИГАЗ, Москва, Россия (2)

## ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ НА ТУРБУЛЕНТНОЕ ДВИЖЕНИЕ И СГОРАНИЕ ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

### АННОТАЦИЯ

Исследовано влияние формы камеры сгорания на изменение локальных теплофизических параметров рабочего тела в процессе сгорания дизеля, конвертированного на природный газ с искровым зажиганием. Математическая модель, представляющая собой трехмерные нестационарные уравнения Рейнольдса с добавлением к-ε-модели турбулентности, реализуется с помощью программного комплекса FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия). Анализируются численные значения локальных кинетических энергий турбулентности, локальных температур газа и локальных концентраций оксидов азота, образующихся в процессе сгорания. Сравнительный анализ результатов численного исследования, проведенный для четырех различных конструкций камер сгорания, позволяет оценить их преимущества и недостатки на стадии проектирования.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Топливо-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в Российской Федерации и в мире, свидетельствует о том, что природный газ, основным компонентом (до ~ 98 %) которого является метан  $\text{CH}_4$ , в настоящее время находит довольно широкое применение в качестве моторного топлива и представляется как реальная альтернатива жидким углеводородным топливам.

В данной работе рассматривается конвертация (перевод) находящегося в эксплуатации серийного дизеля КамАЗ (8 ЧН12/12) на природный газ. Предварительно были проведены экспериментальные работы, в результате которых были обеспечены основные требования, соблюдение которых необходимо при конвертации дизеля на газ: 1) снижение степени сжатия газового двигателя по сравнению с базовым дизелем, в целях исключения возникновения детонации, что было осуществлено увеличением (расточкой) объема серийной камеры, расположенной в поршне под желаемую степень сжатия; 2) обеспечение внутреннего смесеобразования путем подачи природного газа во впускную систему и его интенсивное перемешивание с воздухом; 3) при-

нудительное воспламенение (посредством электрической искры) топливо-воздушной смеси в цилиндре в конце процесса сжатия. Подчеркнем, что при конвертации дизелей на газ особое внимание следует уделять влиянию формы камеры сгорания и места расположения свечи зажигания на скорость распространения фронта пламени и скорость выгорания топлива, возникновению вредных компонентов в процессе окисления метана, интенсивности турбулентности и локальных значений турбулентной кинетической энергии, тепловых потерь в стенки камеры сгорания.

В связи с этим целью данной работы являлось проведение детального исследования локальных параметров рабочего процесса газового двигателя с различными конструктивными вариантами камеры сгорания, созданного на базе серийного дизеля, и анализ влияния формы камеры сгорания на эффективные и экологические характеристики двигателя. Были исследованы четыре различных варианта камер сгорания газового двигателя (симметричная, смещенная, ω-образная и коническая). Камеры отличались только формой и расположением относительно оси цилиндра, при этом для всех камер степень сжатия  $\varepsilon = 11,25 \dots 11,27 \approx \text{const}$ , что в ~ 1,5 раза меньше по сравнению с базовым дизелем.

### 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Система уравнений переноса записывается в общем виде, и состоит из уравнений количества движения (Навье—Стокса), энергии, неразрывности и диффузии. Применяв известную операцию осреднения О. Рейнольдса, получаем систему (1), записанную в индексной форме [1]. При этом используются следующие обозначения: для координат  $x = x_1$ ,  $y = x_2$ ,  $z = x_3$ ; для компонентов скорости  $u = W_1$ ,  $v = W_2$ ,  $w = W_3$ ; для компонентов гравитационных сил  $X = X_1$ ,  $Y = X_2$ ,  $Z = X_3$ . При этом являются неизвестными члены, связанные с турбулентными пульсациями:

$$\begin{aligned} -\frac{D\bar{W}_i}{D\tau} = \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \bar{\rho} \overline{W'_i W'_j} \right] = 0; \\ \bar{\rho} \frac{\partial \bar{H}}{\partial \tau} + \bar{\rho} \bar{W}_j \frac{\partial \bar{H}}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial \tau} + \bar{\rho} \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \bar{\rho} \overline{T' W'_j} \right); \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \bar{\rho} \bar{W}_j \right) = 0;$$

$$\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial \bar{C}}{\partial \tau} + \bar{W}_j \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( D \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \overline{\bar{\rho} \bar{C}' W_j'} \right) + \dot{m}, \quad (i, j, k = 1, 2, 3),$$

где  $\overline{\bar{\rho} W_i' W_j'}$  — тензор рейнольдсовых турбулентных напряжений, определенный по пульсационным составляющим скорости;

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left( \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) — \text{тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по осредненным значениям компонент скорости;}$$

$c_p \bar{\rho} T' W_j'$  — турбулентный перенос энтальпии посредством флуктуации скорости  $W_j'$ ;

$\overline{\bar{\rho} \bar{C}' W_j'}$  — турбулентный диффузионный перенос массы компонента, концентрация которого  $C$ , посредством флуктуации скорости  $W_j'$ . Для замыкания системы используется  $k$ - $\epsilon$ -модель турбулентности.

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 [1,2].

### 3. ЛОКАЛЬНЫЕ КИНЕТИЧЕСКИЕ ЭНЕРГИИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

На рис. 1 приведены локальные значения кинетической энергии турбулентности

$$k \stackrel{def}{=} \frac{1}{2} \sum \overline{W_i'^2} = \frac{\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}}{2} \quad (2)$$

для исследуемых вариантов камеры сгорания в характерных моментах рабочего цикла газового двигателя. В момент подачи электрической искры, когда поршень перемещается вверх, более высокой кинетической энергией характеризуется  $\omega$ -образная камера сгорания. Действительно, в большинстве зон этой камеры, и особенно в районе кромки поршня, кинетическая энергия турбулентности имеет практически максимальное значение  $k \approx 16 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Наиболее «тихим» в этом смысле является коническая камера сгорания, где

максимальные значения  $k$  имеются в центральной части камеры, и они на  $\sim 30\%$  меньше по сравнению с  $\omega$ -образной камерой. Кроме того, кинетическая энергия турбулентности на кромках конической камеры не превышает  $k \approx (7 \dots 9) \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Симметричная (цилиндрическая) камера сгорания по сравнению с конической больше «турбулизована», что объясняется наличием более острой кромки, способствующей сравнительно сильному отрыву потока при его перемещении из надпоршневого пространства в камеру в поршне. Это течение, известное также под названием «squish» [3], усиливается при смещении оси цилиндрической камеры сгорания относительно оси цилиндра (смещенная камера сгорания). При этом практически симметричное  $k$ -поле, свойственное симметричной камере, явно нарушается (рис.1), и кинетическая энергия турбулентности становится больше у той кромки, которая расположена на более далеком расстоянии от гильзы цилиндра. Подобное распределение кинетической энергии турбулентности имеет место и в  $\omega$ -образной камере, в которой турбулизации заряда способствует не только форма камеры сгорания, но смещение самой камеры по отношению к оси цилиндра. В целом наибольшей турбулентностью из рассмотренных камер сгорания характеризуется  $\omega$ -образная камера. Кроме того, из рис. 1 хорошо видно, что во всех вариантах камер сгорания в периферийных частях (в районе жарового пояса гильзы цилиндра) имеются небольшие зоны, где  $k \approx 0$ . Это означает, что турбулентные флуктуации скорости в этих зонах сведены до минимума.

В момент достижения поршнем ВМТ ( $\varphi=360^\circ$ ) качественный вид распределения  $k$  по объемам камер сгорания не терпит значительного изменения, несмотря на то, что уже идет процесс сгорания (рис. 1). Этому очевидно способствует центральное расположение (во всех вариантах камеры) свечи зажигания, что приводит к почти симметричному распространению фронта пламени по объему цилиндра. Кроме того, при нахождении поршня в ВМТ течение «squish», и свойственные ему турбулентные пульсации, подавляются, так как расстояние между поршнем и головкой достигает своего минимального значения, по существу равного величине теплового зазора. Турбулентные пульсации скорости в этом зазоре гасятся, и кинетическая энергия турбулентности принимает минимальные значения (рис. 1). Однако такой вид  $k$ -поля мгновенно начинает нарушаться, как только начинается расширение и поршень начинает перемещаться к НМТ.

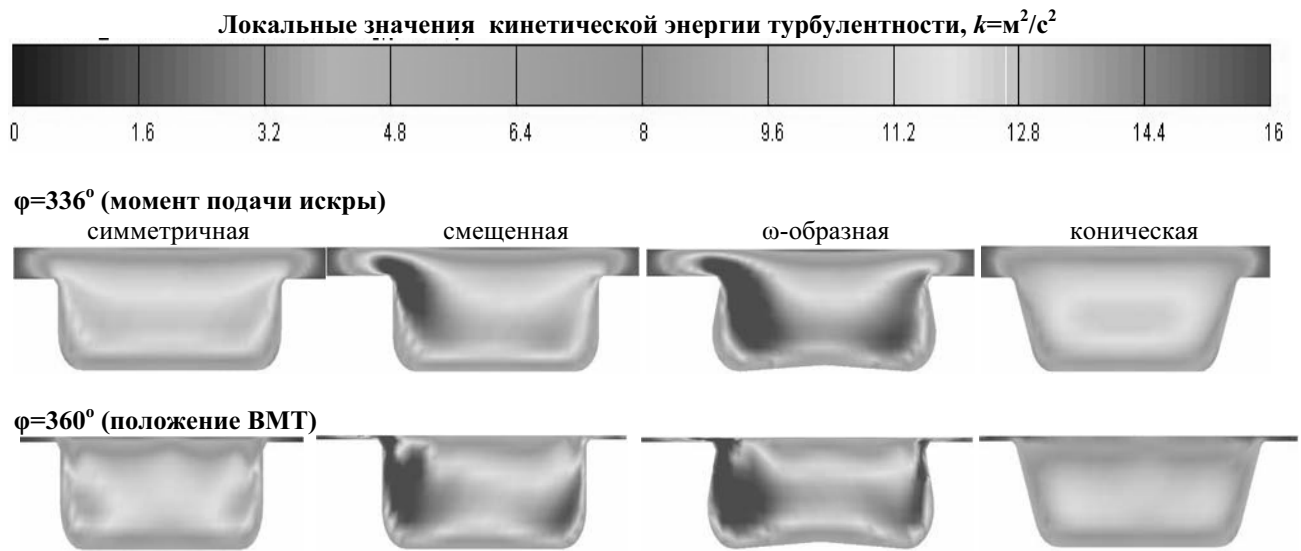


Рис. 1.Изменение локальных значений кинетической энергии турбулентности в различных моментах рабочего цикла в зависимости от формы камеры сгорания

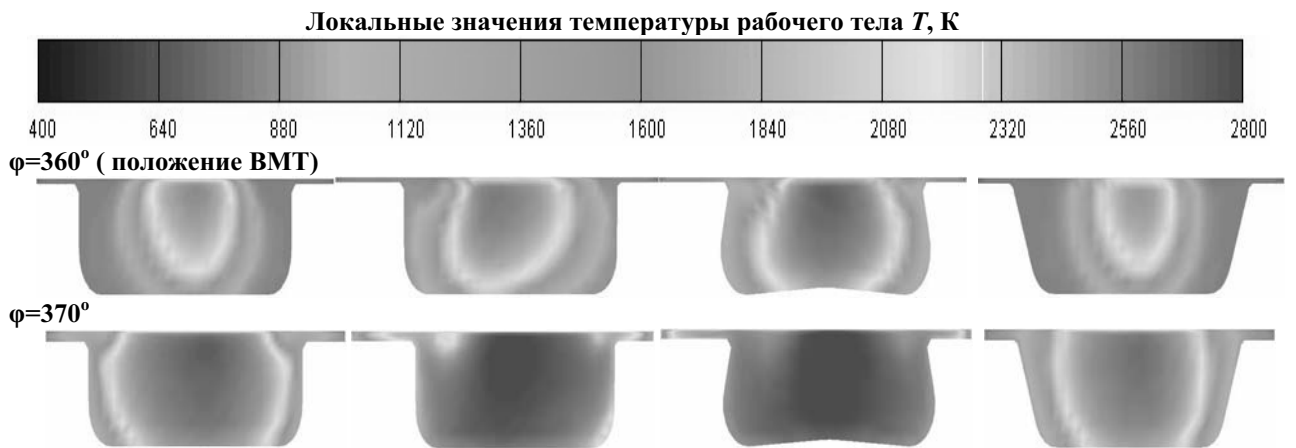


Рис. 2.Изменение локальных значений температуры рабочего тела в различных моментах рабочего цикла в зависимости от формы камеры сгорания

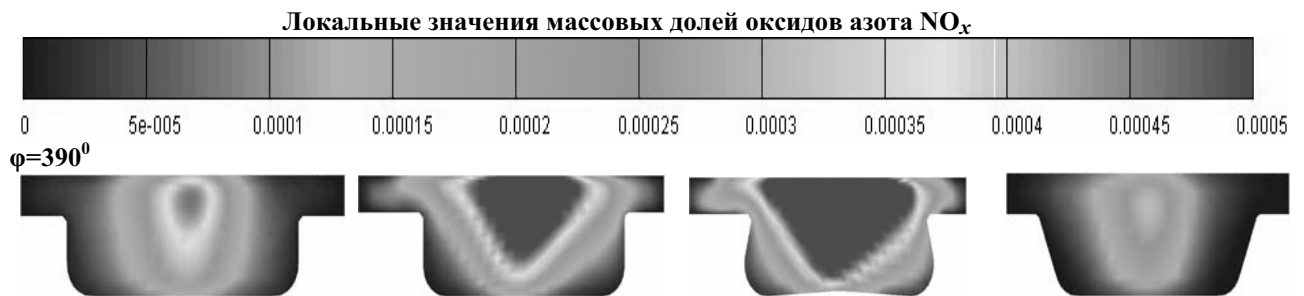


Рис. 3. Изменение локальных концентраций оксидов азота в различных моментах рабочего цикла в зависимости от формы камеры сгорания

Поля скоростей в исследуемых камерах сгорания в момент приближения поршня к ВМТ (в момент подачи электрической искры) указывают на определенную корреляцию с кинетической энергией турбулентности, что очевидно. Скорости на кромках к моменту подачи искры в зависимости от формы камер меняются от ~12 м/с (коническая камера) до ~24 м/с ( $\omega$ -образная камера), однако, по мере дальнейшего перемещения поршня к ВМТ их значения растут.

#### 4. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ ЛОКАЛЬНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕГО ТЕЛА И ЛОКАЛЬНЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ОКСИДОВ АЗОТА

Локальные температуры в камере сгорания в значительной мере определяют локальные тепловые нагрузки на поверхности камеры сгорания и обуславливают образование локальных концентраций оксидов азота. На рис. 2 приведены температурные поля рабочего тела в исследуемых камерах сгорания газового двигателя, полученные для различных моментов времени. Высокий уровень турбулентности, имеющийся в  $\omega$ -образной камере как до, так и в начале процесса сгорания (рис.1), приводит к более быстрому (по сравнению с другими камерами) сгоранию и уже в ВМТ большая часть камеры занята высокотемпературными продуктами сгорания (см. рис. 2). Высокой скоростью характеризуется и смещенная камера, а коническая камера сгорания приводит к наиболее затянутому процессу сгорания. Температурные поля, полученные при  $\varphi=370^\circ$  (см. рис. 2), подтверждают этот факт: в  $\omega$ -образной и смещенной камерах практически не остается несгоревших зон, за исключением периферийных областей надпоршневого объема, тогда как в симметричной и, особенно, конической камере фронт пламени до пристеночных зон камеры в поршне еще не дошел. Следует также отметить высокий уровень локальных температур рабочего тела, особенно в районе свечи зажигания (~2900 К в случае  $\omega$ -образной камеры). При таких высоких температурах может иметь место диссоциация продуктов сгорания, что отрицательно влияет на положительную работу цикла. Кроме того, величина локальных температур играет решающую роль в образовании оксида азота, локальные концентрации которого приведены на рис. 3. В основу алгоритма расчета [NO] заложен расширенный механизм Я.Б. Зельдовича [1].

Заметим, что форма камеры сгорания оказывает заметное влияние на величину локальной температуры, например, в зоне свечи ее значение меняется от ~2695 К (симметричная камера) до ~2900 К ( $\omega$ -образная камера). Кроме того, макси-

мум локальной температуры в зоне свечи раньше остальных (при  $\varphi = 367^\circ$ ) достигается в  $\omega$ -образной камере в результате быстрого сгорания. В этом отношении смещенная камера отстает на  $2^\circ$ , а коническая и симметричная – на целых  $10^\circ$  и  $11^\circ$  соответственно. Максимальные мгновенные значения нестационарной температуры в зоне кромки камеры следующие:  $T_{\varphi=368^\circ}=2490$  К — для  $\omega$ -образной,  $T_{\varphi=373^\circ}=2481$  К — для смещенной,  $T_{\varphi=380^\circ}=2381$  К — для симметричной и  $T_{\varphi=385^\circ}=2274$  К — для конической камеры сгорания.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В зависимости от формы камеры сгорания максимальная локальная температура в зоне кромки поршня может изменяться на 216 К, а ее сдвиг по времени может достичь  $17^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Это позволяет утверждать, что форма камеры сгорания оказывает заметное влияние и на теплонапряженное состояние поршня и других основных деталей, и на концентрацию оксидов азота в выпускных газах газового двигателя.

#### СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$p$  — давление;  
 $T$  — температура;  
 $\rho$  — плотность;  
 $H$  — полная энтальпия;  
 $W$  — скорость;  
 $\tau$  — время;  
 $D/D\tau$  — субстанциональная производная;  
 $c_p$  — теплоемкость при  $p = \text{const}$ ;  
 $\cdot$   
 $m$  — интенсивность источника массы;  
 $i, j, k$  — текущие индексы;  
 $\bar{W}$  — осредненная по Рейнольдсу скорость;  
 $W'$  — турбулентная пульсация скорости.  
 Осредненные значения и турбулентные пульсации других параметров обозначены аналогичным образом.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №05-08-01311а).

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **FIRE**. Users Manual Version 8. AVL LIST GmbH Graz, Austria, 2002. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU70203 между МГТУ им. Н. Э. Баумана и АВЛ ЛИСТ ГмбХ).
2. **Андерсен Д., Таннехил Дж., Плетчер Р.** Вычислительная гидромеханика и теплообмен (в двух томах). М.: Изд-во «Мир», Т. 1. 1990. 384 с. Т. 2, 1990. 392 с.
3. **Кавтарадзе Р.З.** Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 591 с.