

мических характеристик рабочих процессов тепловых двигателей для проектирования, эксплуатации, диагностики и ремонта", – Казань: КГСХА.

4. Авдеев К.А., Богатырёв М. Ю. Структурно–инвариантный подход к моделированию многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания // Известия ТулГУ/Серия "Автомобильный транспорт". Вып. 6, – Тула: ТулГУ, 2002 г. – С. 93–102.

5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА И ТУРБУЛЕНТНОГО СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРАХ ДИЗЕЛЯ И ГАЗОЖИДКОСТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Зеленцов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

1. Введение

Топливо–энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. В связи с переходом на альтернативное топливо особенно актуальным становится вопрос о работоспособности конструктивных элементов двигателя в новых условиях, обусловленных изменившимися тепловыми нагрузками со стороны рабочего тела [1]. В работе проводились численные исследования процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре газожидкостного двигателя с целью определения граничных условий III-его рода на поверхности камеры сгорания для дальнейшей оценки теплонапряженного состояния этих поверхностей. По результатам исследования дается заключение о целесообразности конвертирования дизеля в газожидкостный двигатель.

Объектами исследования являлись дизель ЯМЗ-236 с двухклапанной головкой цилиндра и смещенной (относительно оси цилиндра) камерой сгорания в поршне и газожидкостная модификация двигателя на его базе. Исследования проводились на двух основных режимах работы: номинальной мощности и максимального крутящего момента. Форма камеры сгорания была модифицирована для снижения тепловой нагрузки на вытеснитель (рис.1).

2. Математическая модель

Решение предусматривает определение локальных параметров газа во всей расчетной области, которые представляются в виде суммы осредненной и пульсационной составляющей. Такое представление параметров приводит к тому, что система уравнений Навье–Стокса [2] преобразуется в незамкнутую систему уравнений Рейнольдса, для замыкания которой требуется введение дополнительных математических соотношений, называемых моделями турбулентности.

В данном исследовании использовалась AVL HTM (Hybrid Turbulence Model), являющаяся модификацией k - ε модели (k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость ее диссипации). Отличие заключается в определении одной из констант, c_μ [3]:

$$c_\mu = \left(-\overline{W_i W_j} \frac{\partial W_i}{\partial x_j} \right) / \left(\frac{k}{\varepsilon} S^2 \right), S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (1)$$

где S_{ij} – средняя величина деформации элементарного объема жидкости в единицу времени.

Для корректного моделирования течения жидкости или газа в областях с малыми числами Рейнольдса, характерных для потоков вблизи твердой стенки, используются гибридные пристеночные функции, разработанные М. Роровац, К.Нанжалиц [4]. В отличие от стандартного подхода, для связи вязкого и логарифмического слоев используется универсальное безразмерное выражение для распределения температур в пристеночном пограничном слое (для определенного диапазона числа Прандтля). Наряду с распределением скорости задается изменение средней безразмерной температуры T^+ по толщине пограничного слоя y^+ .

Для описания процесса сгорания топливо - воздушной смеси в цилиндре дизельного двигателя используется модель В.Ф. Магнуссен, В.Н. Нертгер [5]. Согласно данной модели средняя скорость реакции сгорания топлива записывается в следующем виде:

$$\bar{w}_r = \frac{B}{\tau_t} \bar{r} \min \left(\bar{m}_T, \frac{\bar{m}_{O_2}}{L_0}, C \frac{\bar{m}_{np.cz.}}{1 + L_0} \right), \quad (2)$$

где L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; τ_t – масштаб времени турбулентного перемешивания; $\bar{m}_T, \bar{m}_{O_2}, \bar{m}_{np.cz.}$ – массы топлива, кислорода и продуктов сгорания. В общем случае значения эмпирических коэффициентов B и C уточняются путем сравнения индикаторных диаграмм, полученных из эксперимента с результатами математического моделирования. Так, для проведенных расчетов коэффициенты B и C в случае работы двигателя в дизельном режиме составляют 3 и 0,5 соответственно. Для описания процессов в газожидкостном двигателе использовалась модель когерентного пламени (ECFM) в сочетании с моделью зажигания ТВС в цилиндре газового двигателя за счет впрыска дизельного топлива. В модель вводится дополнительное дифференциальное уравнение переноса плотности фронта пламени, записываемое относительно Σ – площади фронта пламени на единицу объема. Данное уравнение имеет вид [3]:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{W}_j \Sigma) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{n_t}{Pr_{td}} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_j} \right) + S_\Sigma, \quad (3)$$

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [2,3].

На первом этапе камера сгорания разбивается на конечное число контрольных объемов (в данном случае 26580), деформируемых в направлении оси цилиндра. На рис.1 представлено разбиение расчетной области (камеры сгорания двигателя ЯМЗ-236) по контрольным объемам при положении поршня в верхней мертвой точке. На рис. 2 показаны зоны, на которые разбивается огневое днище поршня, для определения на них граничных условий III-его рода.

3. Результаты численных экспериментов

Численное моделирование проводилось с использованием гибридной модели турбулентности, в сочетании с гибридными пристеночными функциями и стандартной моделью теплообмена. Расчетные индикаторные диаграммы газожидкостного двигателя на соответствующих режимах представлены на рис. 3. Для сравнения в тех же координатах выведены индикаторные диаграммы дизеля. При работе газожидкостного двигателя на номинальном режиме максимальное давление достигается практически при том же значении угла ПКВ, что и для дизеля, а на режиме максимального крутящего момента происходит некоторое смещение угла ПКВ,

соответствующего максимальному давлению, по отношению к работе на чистом дизельном топливе (для $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ смещение составляет 2° ПКВ). Данное обстоятельство приводит к более высокому значению полезной работы в газожидкостном процессе, чем в дизельном при одинаковом уровне максимального давления в цилиндре.

Максимальные значения температур газожидкостного цикла (рис. 4) значительно выше соответствующих циклов работы дизеля и составляют $T_z = 2139\text{К}$ при $\varphi = 370^\circ$ ПКВ для режима номинальной мощности и $T_z = 2057\text{К}$ при $\varphi = 373^\circ$ ПКВ на режиме максимального крутящего момента (для дизеля соответствующие значения составляют 1759К при $\varphi = 375^\circ$ ПКВ и 1936К при $\varphi = 376^\circ$ ПКВ).

Сравнение рис. 5 (а, б) дает представление о различиях развития процессов сгорания в дизеле и его газожидкостном аналоге, в котором запальная доза вводится в цилиндр только с целью воспламенения предварительно подготовленной смеси газа и воздуха. Поэтому если в дизеле процессы тепловыделения (при данном угле ПКВ) протекают в непосредственной близости к струям топлива, в газожидкостном двигателе в этот момент времени горит уже значительный объем ТВС вблизи огневого нища поршня. Плотность теплового потока в стенку камеры сгорания для газожидкостного двигателя при $\varphi = 367^\circ$ ПКВ оказывается несколько ниже, чем для дизеля (рис. 6), а его распределение по поверхности камеры сгорания в поршня – более равномерным, что объясняется большей однородностью ТВС в объеме цилиндра такого двигателя. На заключительном этапе определяется работоспособность рассматриваемой конструкции деталей двигателя при переходе на газожидкостный процесс. Равномерное распределение тепловой нагрузки на огневом днище поршня в совокупности с более низкими значениями коэффициента теплоотдачи приводит к снижению максимальных значений термических напряжений в характерных зонах камеры сгорания в поршне. Необходимо отметить, что при работе двигателя в газожидкостном режиме происходит заметное снижение уровня максимальных температур (с 600К для дизеля до 559К для газожидкостного двигателя на номинальном режиме, и с 555К для дизеля до 531К для газожидкостного двигателя на режиме максимального крутящего момента).

4. Заключение

1. Сравнительное моделирование процессов турбулентного сгорания и переноса в цилиндрах дизеля и газожидкостного двигателя на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента показало значительное различие в характере протекания рабочего процесса. Данное различие приводит к повышению максимальных значений осредненной по объему камеры сгорания температуры в цилиндре газожидкостного двигателя по сравнению с дизелем, при одновременном снижении максимальных значений коэффициента теплоотдачи.

2. При использовании полученных граничных условий произведен расчет теплонапряженных состояний поршней исследуемых двигателей. Зафиксировано снижение максимальных температур, а следовательно, и максимальной термической нагрузки на поршне газожидкостного двигателя по сравнению с его дизельным прототипом.

Результаты расчетов теплового и напряженного состояния поршня показали, что при переходе на газожидкостный режим работы конструкция поршня остается работоспособной, что подтверждается наличием достаточных коэффициентов запаса по напряжениям.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №08-08-00348а).

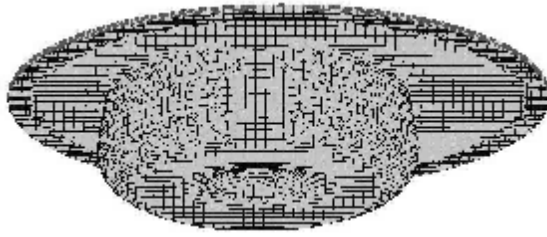


Рис. 1. Представление расчетной области в виде конечного числа контрольных объемов

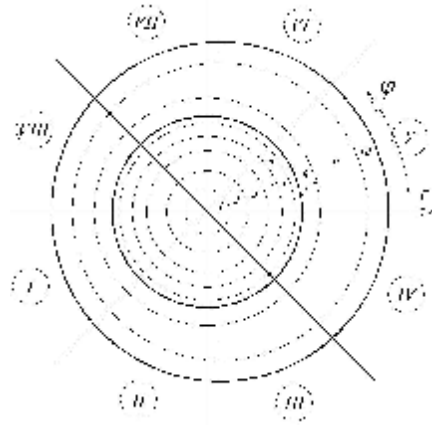


Рис. 2. Сегментизация тепловоспринимающей поверхности поршня

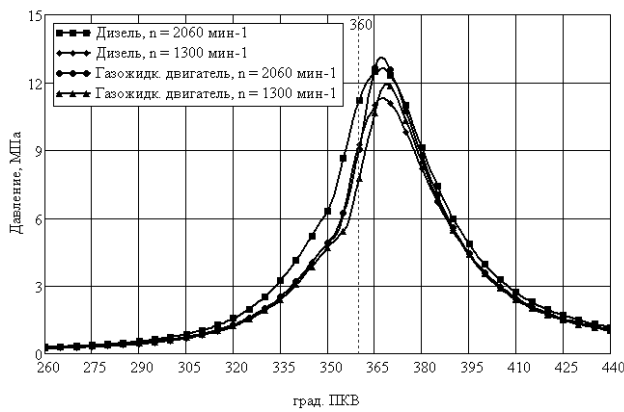


Рис. 3. Индикаторные диаграммы исследуемых двигателей на различных режимах работы

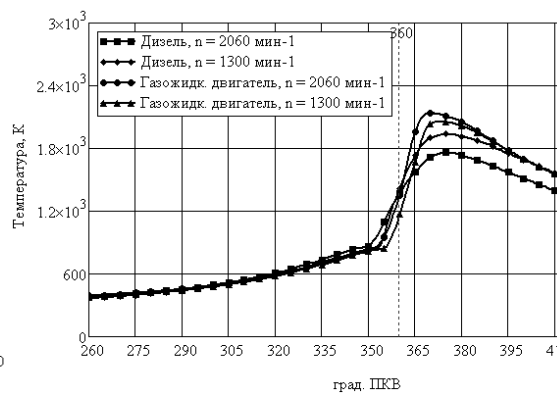


Рис. 4. Зависимость температуры рабочего тела исследуемых двигателей на различных режимах работы от угла ПКВ

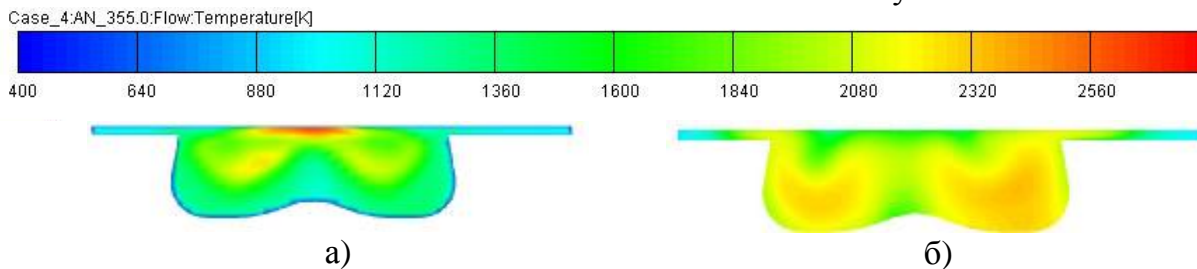


Рис. 5. Поля температур, определенные при $n=2060 \text{ мин}^{-1}$ и $\varphi = 367^\circ$ ПКВ для: а) дизеля; б) газожидкостного двигателя

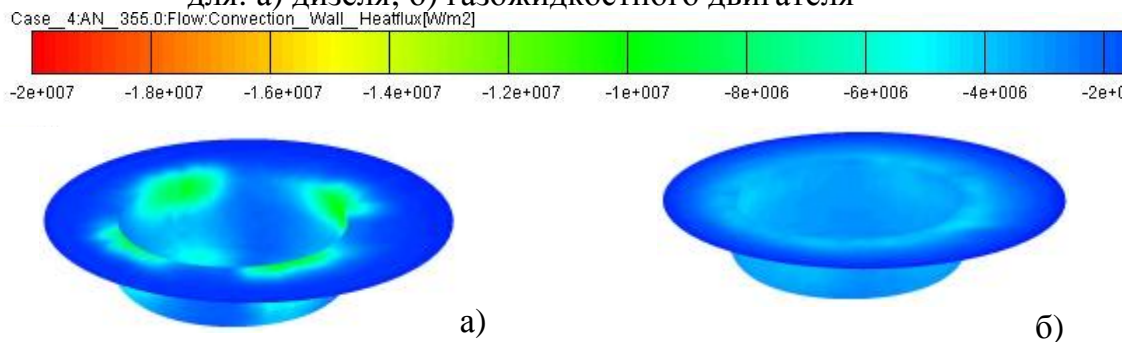


Рис. 6. Тепловой поток в стенку камеры сгорания, определенный при $n=2060 \text{ мин}^{-1}$ и $\varphi = 367^\circ$ ПКВ для: а) дизеля; б) газожидкостного двигателя

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472с.
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. FIRE. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria, 2010.
4. Popovac M., Hanjalic K. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow // Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005. – pp. 1 – 28.
5. Magnussen B.F., Hjertager V.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. 16-th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. P. 719-729.

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИЛОВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Васильев А.В., (Волгоградский государственный технический университет);
Дивинский Е.А. (Волгоградский филиал ООО «ГСКБ по гусеничным и колёсным машинам»)

В данной статье приведены результаты экспериментальных и расчётных исследований, направленных на повышение экономичности дизеля для промышленного трактора путём использования силовой газовой турбины (СТ), установленной после турбин турбокомпрессоров (ТКР) по ходу газов.

Экспериментальное исследование дизеля 8ЧВН 15/16 осуществлялось с использованием имитаторов СТ, представляющих собой поворотные заслонки, установленные в двух выпускных трассах за турбинами ТКР. Эксперимент проведен методом снятия регулировочных характеристик с изменением противодавления p_r за турбинами ТКР для трёх частот вращения коленчатого вала: 1500, 1700, 1850 мин⁻¹, соответствующих частотному диапазону основных режимов работы дизеля на промышленном тракторе Т-330. Измерения выполнялись для трёх значений цикловой подачи топлива: 50%, 75% и 100% от номинальной. Величина номинальной приведенной мощности устанавливалась равной $N_e = 305 \pm 2$ кВт. Эксперимент проведен для двух значений минимального проходного сечения турбины ТКР: $F_{T0} = 25$ см² и $F_{T0} = 22$ см². Максимальные значения противодавления (избыточного) составили 0,042 МПа и выбраны из условия ограничения по температуре характерных точек головки цилиндра: межклапанной перемычки (598°К) и клапанно-форсуночной перемычки (613°К).

Для каждого режима выполнялось индицирование высоких и низких давлений в цилиндре, измерение значений давления во впускном канале головки цилиндра и выпускном коллекторе, а также перемещения впускных и выпускных клапанов с помощью цифрового анализатора и датчиков фирмы AVL. При этом на каждом режиме рассчитывались среднее индикаторное давление p_i и среднее давление насосных ходов $p_{нх}$.

В ходе эксперимента получены следующие количественные зависимости. При повышении противодавления на выпуске падают показатели системы воздухообеспечения: давление наддува p_k (рис. 1), расход воздуха G_v , коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v .