

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА,
ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.436.01

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И КОНСТРУКЦИИ ФОРСУНКИ
НА ОБРАЗОВАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ВОДОРОДНОМ ДИЗЕЛЕ

© 2019 г. Р. З. Кавтарадзе^{1,2,*}, Т. М. Натриашвили², Г. Ж. Сахвалдзе³,
Ван Ичунь⁴, Лю Сяохэ¹

¹ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия

² Институт механики машин имени Р. Двали, г. Тбилиси, Грузия

³ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия

⁴ Пекинский технологический институт, г. Пекин, Китай

*e-mail: kavtaradzerz@mail.ru

Поступила в редакцию 17.07.2019 г.

Принята к публикации 26.08.2019 г.

Перспективным направлением улучшения экологических показателей серийных транспортных дизелей является применение альтернативных топлив, прежде всего, водорода. Изложены результаты 3D-моделирования рабочего процесса водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием, приведен анализ его экологических и эффективных показателей. Минимизация эмиссии оксидов азота, единственных из нормированных законодательством вредных веществ (СО, СН, NO_x и твердые частицы), содержащихся в продуктах сгорания водородного дизеля, осуществляется путем изменения формы камеры сгорания, числа и диаметра сопловых отверстий форсунки.

Ключевые слова: математическое моделирование, водородный дизель, форма камеры сгорания, конструкция распылителя, оксиды азота

DOI: 10.1134/S0235711919070071

Введение. Быстрый рост производства автомобилей, а также других транспортных средств, оснащенных поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС), особенно в интенсивно развивающихся странах, способствует дальнейшему экономическому развитию и ведет к техническому прогрессу, но в то же время усугубляет экологические и энергетические проблемы. С этой точки зрения использование альтернативных видов топлива, прежде всего, водорода, в поршневых двигателях является эффективным способом решения указанных проблем [1]. Очевидно, что 3D-моделирование внутрицилиндровых процессов пока еще мало исследованной концепции водородного двигателя имеет важное значение при конвертировании серийного дизеля на водород.

Задача данной статьи – исследование влияния формы камеры сгорания (КС) и конструкции распылителя форсунки на образование оксидов азота с целью определения оптимального сочетания указанных конструктивных факторов, обеспечивающих приемлемые экологические и эффективные показатели водородного дизеля.

Объект исследования – четырехтактный V-образный шестицилиндровый двигатель с непосредственным впрыскиванием водорода и воспламенением от сжатия, с наддувом и промежуточным охлаждением надувочного воздуха. Размерность двигателя

$D/S = 130/140$ мм/мм, степень сжатия $\varepsilon = 16.5$, мощность 315 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹.

Краткое описание 3D-модели внутрицилиндровых процессов. Математическая модель нестационарных процессов переноса, основанная на фундаментальных уравнениях количества движения (Навье–Стокса), энергии (Фурье–Кирхгофа), концентрации (Фика) и неразрывности, подробно описана в [1–4], а здесь дано ее краткое изложение. Для решения системы из указанных уравнений используется метод осреднения параметров турбулентного потока газа, предложенный Фавром (A. Favre) [1, 3], при котором плотность ρ играет роль весовой функции. В результате осреднения уравнения переноса принимают форму Рейнольдса

$$\begin{cases} \bar{\rho} \frac{D\bar{W}_i}{Dt} = \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{W}_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho W'_i W'_j} \right]; \\ \bar{\rho} \frac{D\bar{H}}{Dt} = \bar{G}_j \bar{W}_j + \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} \bar{W}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - c_p \overline{\rho T W'_j} \right) + \overline{w_r Q_r} + \frac{\partial \bar{q}_{R_j}}{\partial x_j}; \\ \frac{D\bar{C}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_c \frac{\partial \bar{C}}{\partial x_j} - \overline{C W'_j} \right) + \bar{m}; \\ \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{W}_j) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где D/Dt – субстанциональная производная; ρ – плотность рабочего тела (РТ), кг/м³; p – давление РТ, Па; G_i – проекция вектора плотности объемных сил, Н/м³, на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат; C – концентрация, кг/м³; H – полная удельная энергия, Дж/кг; μ – динамическая вязкость, кг/(м с); c_p – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг К); w_r – скорость химической реакции на единицу объема, кг/(м³ с); Q_r – количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг; λ – теплопроводность, Вт/(м К); δ_{ij} – символ Кронекера; D – коэффициент диффузии, м²/с; \dot{m} – интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема), кг/(м³ с), W – вектор скорости. Параметры со штрихом обозначают турбулентные пульсации, осредненные параметры обозначены с черточкой сверху.

Система уравнений Рейнольдса замыкается k – ζ – f -моделью турбулентности, специально разработанной для моделирования процессов в поршневых двигателях [1, 3, 5]. Для описания процессов в пристеночных слоях применяются так называемые пристеночные функции [1, 5].

Процесс горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v , Вт/м³, и массового расхода \dot{m} , кг/(м³ с). Значения этих параметров могут быть вычислены с помощью скорости w_r химической реакции сгорания [1, 2, 4]: $q_v = Q_r w_r$; $\dot{m} = -w_r$, где Q_r – выделившееся в результате химической реакции количество теплоты на единицу массы, Дж/кг. Скорость процесса сгорания определяется на основе модели когерентного пламени (CFM), описанной в [3, 5]. Образование NO моделируется на основе расширенного механизма Я.Б. Зельдовича [5].

Описанная 3D-математическая модель внутрицилиндровых процессов реализуется с помощью CRFD-программы FIRE, разработанной фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Дискретизация уравнений переноса (1) осуществляется с использованием интерполяционной схемы второго порядка точности, являющейся оптимальной, как по точности, так и по времени счета.

Верификация модели. Сравнительный анализ рабочих процессов в водородном и базовом дизелях. Расчетная область представляет собой объем цилиндра двигателя, образованный подвижными (поршень, а в случае сквозного расчета двигателя впускные и выпускные клапаны тоже) и неподвижными (головка цилиндра и гильза) границами. Камера сгорания базового дизеля и его водородной модификации имели форму, традиционную для дизелей Ярославского моторного завода (ЯМЗ). Движение поршня задается через кинематическую схему при известных геометрических параметрах кривошипно-шатунного механизма (длина шатуна L , ход поршня S).

Верификация 3D-модели осуществлялась путем сравнения расчетных индикаторных диаграмм с диаграммами, полученными с применением хорошо апробированных в теории ДВС 0D-моделей, использованных, например, в программах BOOST (AVL) или NKIU (МГТУ им. Н.Э. Баумана). Сравнение показало хорошее согласование результатов как по величине максимальных значений давления и температуры в цилиндре (разница составила порядка 3%), так и по УПКВ их достижения (порядка 1%).

При исследовании рабочего процесса водородного дизеля с целью сравнения его с традиционным (базовым) дизелем цикловая подача водорода m_{H_2} определялась из условия: $\frac{m_{df}}{m_{H_2}} = \frac{H_{df}}{H_{H_2}}$, где m_{df} – цикловая подача дизельного топлива (ДТ), $H_{df} = 42.9$ МДж/кг и $H_{H_2} = 120$ МДж/кг – низшие теплоты сгорания ДТ и водорода соответственно, т.е. при $m_{df} = 0.24$ г/цикл цикловая подача водорода $m_{H_2} = 0.085$ г/цикл (расчетный режим – режим максимальной мощности). Сравнение индикаторных диаграмм традиционного и водородного (рис. 1) показывает, что при принятом условии соблюдения соотношения цикловых подач для традиционного и водородного дизелей удастся добиться практически идентичных значений максимальных давлений цикла $p_z = 16$ МПа (рис. 1а). Так как в случае водорода время задержки воспламенения значительно меньше, чем в случае с ДТ, чтобы избежать резкого повышения давления еще до достижения поршнем ВМТ и получения высоких p_z , продолжительность процесса впрыскивания водорода в цилиндр следует увеличивать. Это замедляет процесс сгорания водорода и дает возможность контролировать скорости тепловыделения (рис. 1б) и нарастания давления (рис. 1а). В результате удастся избежать достижения слишком больших значений по p_z (рис. 1а), что положительно влияет на ресурс основных деталей водородного дизеля. С другой стороны, увеличение продолжительности сгорания водорода (рис. 1б) приводит к увеличению интервала времени, в течение которого тепловоспринимающая поверхность КС находится под действием высокотемпературного газа, что способствует повышению термических нагрузок на основные детали двигателя, образующих объем КС [2].

Влияние формы камеры сгорания на рабочий процесс водородного дизеля. Исследования рабочего процесса водородного дизеля проводились для трех различных типов камеры сгорания, расположенных в поршне симметрично относительно оси цилиндра: КС типа ЯМЗ, КС конической формы и КС цилиндрической формы. Подчеркнем, что для всех исследуемых форм КС соблюдалась одинаковая степень сжатия, равная $\epsilon = 16.5$.

Значения локальных температур рабочего тела в объеме КС, играющих определяющую роль в образовании оксидов азота, при прочих одинаковых условиях зависит от формы КС. Это подтверждается различием индикаторных диаграмм, полученных для различных форм КС, а также соответствующих значений нестационарных температур рабочего тела, усредненных по объему цилиндра. В частности, максимальное давление цикла заметно выше в случае КС типа ЯМЗ, а наименьшее его значение получается для цилиндрической КС. Максимальные значения осредненных по объему цилиндра нестационарных температур рабочего тела тоже меняются в зависимости от фор-

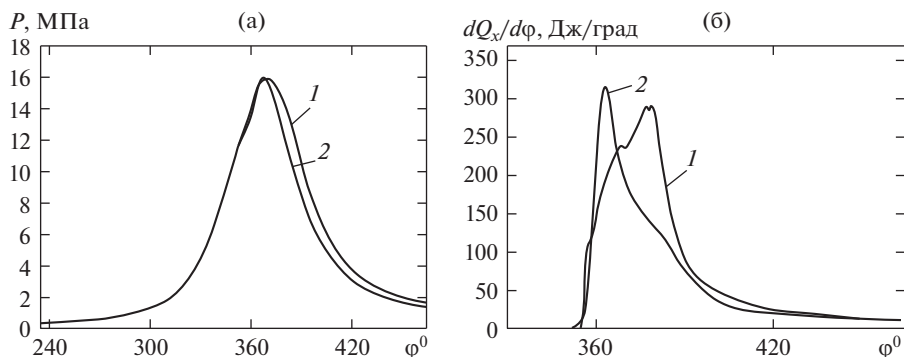


Рис. 1. Сравнение индикаторных диаграмм (а) и соответствующих скоростей тепловыделения в цилиндре водородного (1) и традиционного (2) дизеля.

мы КС, при этом имеется полная корреляция с изменением максимальных давлений цикла. Причиной такого изменения параметров рабочего процесса является изменение кинетической энергии турбулентности в зависимости от формы КС. Действительно, КС типа ЯМЗ в силу своей конфигурации больше, чем другие исследуемые КС, способствует интенсивному завихрению впускного воздуха к моменту впрыскивания водорода. В результате интенсивного турбулентного перемешивания воздуха с водородом и качественного смесеобразования процесс сгорания протекает интенсивнее с высокой скоростью. Продолжительность основного периода тепловыделения по сравнению с цилиндрической и конической КС сокращается, а величина максимальной скорости тепловыделения становится выше. Кроме того, анализ результатов моделирования показывает, что в случае КС типа ЯМЗ момент достижения максимальной скорости тепловыделения располагается ближе к верхней мертвой точке (ВМТ), чем в случае других КС. Это указывает на то, что КС типа ЯМЗ является наилучшей по эффективности преобразования выделенной теплоты в механическую работу, т.е. приводит к повышению КПД рабочего цикла.

Влияние формы камеры сгорания на образование оксидов азота в водородном дизеле.

Известно, что в любых (детальных или глобальных) механизмах образования NO решающее значение имеют локальные температуры в объеме камеры сгорания [1–4], вычисление которых в данном случае осуществляется с применением 3D-модели внутрицилиндровых процессов (1). Численные эксперименты по исследованию локальных образований оксидов азота в КС водородного дизеля для различных форм КС были проведены с соблюдением идентичности таких условий, как степень сжатия, место расположения форсунки, количество и направление сопловых отверстий, интенсивность воздушного вихря в момент впрыскивания водорода, давление впрыскивания.

На рис. 2 приведены мгновенные значения локальных температур и локальных концентраций оксидов азота в КС водородного дизеля для различных форм КС. Заметим, что угол поворота коленчатого вала (УПКВ) $\varphi = 380^\circ$ приблизительно соответствует моменту, когда осредненная по объему температура в цилиндре достигает своего максимального значения. Примерно одинаковое расположение зон высоких температур и, соответственно, зон высоких концентраций оксидов азота (рис. 2), заметное для всех исследуемых КС, объясняется идентичностью количества и направления сопловых отверстий распылителя форсунки, используемой в данных численных экспериментах.

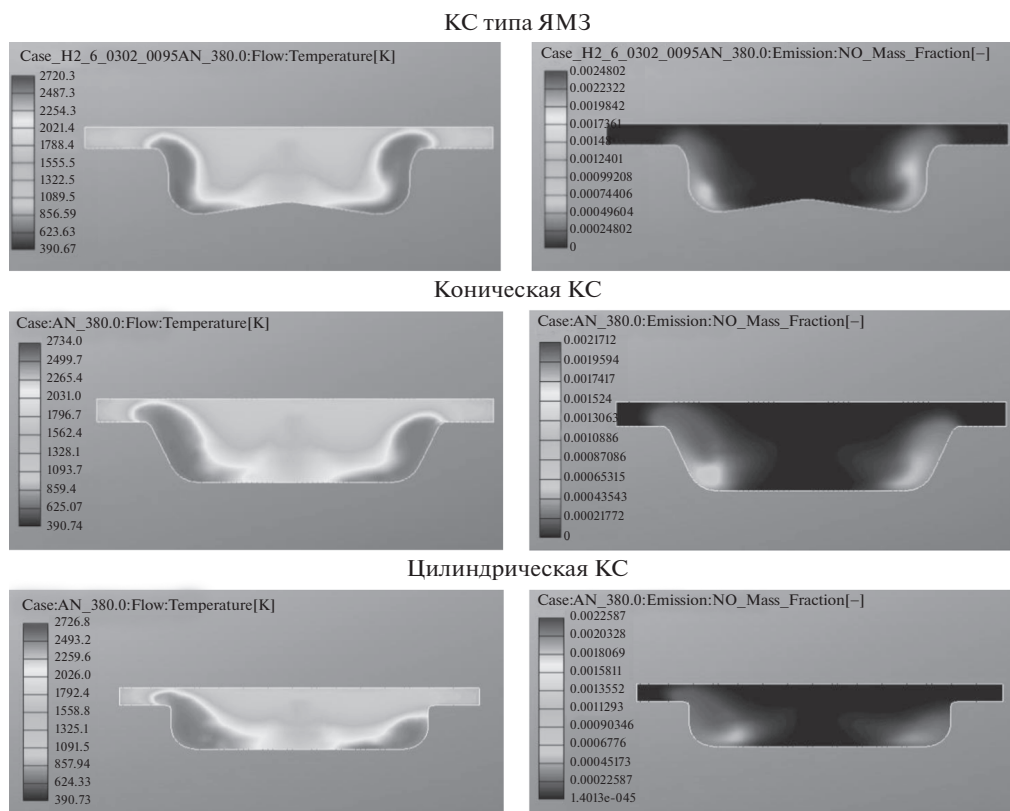


Рис. 2. Мгновенные значения локальных температур (слева, в К) и локальных концентраций оксидов азота (справа, в массовых долях) в КС водородного дизеля в зависимости от ее геометрической формы при $\varphi = 380^\circ$ УПВК.

Динамика образования оксидов азота (рис. 3) в зависимости от формы КС водородного дизеля подтверждает предположения, сделанные выше на основе анализа турбулентной интенсификации процессов смесеобразования и сгорания, приводящие к увеличению скорости тепловыделения и повышению КПД цикла. Действительно, самая эффективная по КПД цикла КС типа ЯМЗ приводит к наибольшей эмиссии оксидов азота, тогда как цилиндрическая и коническая КС по выбросам NO_x имеют примерно одинаковые, но заметно лучшие показатели (рис. 3), правда, по эффективности уступают КС типа ЯМЗ. Таким образом, так называемый “целевой конфликт” между эффективными и экологическими показателями, характерный для традиционных дизелей [5], имеет место и в водородных дизелях. Очевидно также, что частичная гомогенизация процесса сгорания, как способ разрешения “целевого конфликта”, может быть успешно применена и в случае водородного дизеля.

Существующая корреляция между значениями максимальных величин температур, осредненных по объему цилиндра, и суммарных за рабочий цикл концентраций оксидов азота (рис. 3), не означает, что в применяемых кинетических механизмах (неважно, в детальных или глобальных) образования NO_x можно использовать значения осредненной температуры. Ее применение приводит к грубым ошибкам, что подтверждается классической теорией химической кинетики, основанной на экспоненциальных зависимостях характерных параметров реакции (скорость реакции, задержка вос-

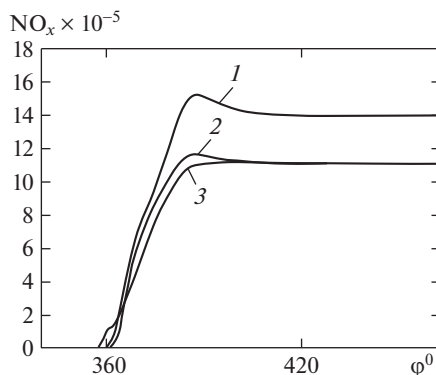


Рис. 3. Изменение суммарных (за рабочий цикл) мгновенных концентраций (долей) оксидов азота в цилиндре водородного дизеля в зависимости от формы КС: типа ЯМЗ (1), коническая (2), цилиндрическая (3).

пламенения) от температуры [6]. В настоящей статье, как и в [1, 7–10], локальные концентрации оксидов азота для каждой расчетной ячейки определяются на основе локальных температур в КС, полученных с применением 3D-модели рабочего процесса (1). Суммарные за рабочий цикл концентрации NO_x (рис. 3) вычисляются путем суммирования всех локальных концентраций NO_x .






Влияние конструкции распылителя форсунки на экологические и эффективные показатели водородного дизеля. Численные эксперименты по моделированию рабочего процесса водородного дизеля были проведены для пяти различных конструкций сопловой части форсунки.

При этом давление впрыскивания, цикловая подача водорода и угол между осями сопловых отверстий и осью цилиндра ($\varphi = 60^\circ$), соответствовали значениям, использованным при исследовании различных форм КС. В табл. 1 приведены значения варьируемых параметров сопловой части форсунки: z — число сопловых отверстий; d_c — диаметр сопловых отверстий, мм; F_c^Σ — суммарная площадь проходных сечений сопловых отверстий, мм².

Самовоспламенение в цилиндре начинается в локальных очагах сгорания, в которых имеются наилучшие условия (т.е. подходящие значения температуры и концентрации) для окисления водорода, и в которых локальные температуры достигают высоких значений, инициируя при этом образование термических оксидов азота. В случае форсунок № 1, № 2 и № 3 по мере увеличения числа сопловых отверстий распределение локальных температур по объему цилиндра является более однородным и их максимальные значения уменьшаются, следовательно, снижаются локальные концентрации NO_x . Равномерному распределению локальной температуры, снижению ее максимальных значений и минимизацию локальных концентраций оксидов азота в случае форсунок № 4 и № 5 способствует увеличение суммарной площади проходных сечений сопловых отверстий.

Процесс тепловыделения в случае форсунки № 5 получается наиболее растянутым, так как увеличение F_c^Σ (при неизменных значениях давлений впрыскивания) обуславливает увеличение расхода водорода, при этом в цилиндр за короткое время попадает большое количество водорода. В локальных очагах сгорания, количество которых явно меньше из-за относительно небольшого количества сопловых отверстий, водородно-воздушная смесь получается обогащенной и горит относительно медленно. В случае форсунки № 5 заметное снижение усредненной температуры сопровождается так-

Таблица 1. Схемы впрыскивания и конструктивные параметры сопловой части форсунки

№	Схема впрыскивания	z	d_c , мм	F_c^Σ , мм ²
1		7	0.225	0.278
2		6	0.243	0.278
3		12	0.172	0.279
4		18	0.172	0.418
5		6	0.35	0.577

же существенным снижением локальных температур в объеме КС. Это приводит к заметному снижению как локальных величин концентрации оксидов азота в цилиндре, так и их суммарных за цикл значений (рис. 4).

Форсунки № 1, 2, 3 практически с одинаковыми суммарными площадями проходных сечений сопловых отверстий ($F_c^\Sigma = 0.278\text{--}0.279$ мм²), приводят к различным значениям оксидов азота в зависимости от количества сопловых отверстий z (рис. 4). В частности, с увеличением z концентрация NO_x уменьшается, что можно объяснить

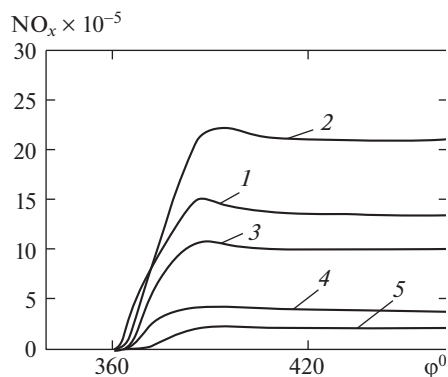


Рис. 4. Изменения суммарной за цикл концентрации оксидов азота в цилиндре водородного дизеля в зависимости от конструкции форсунки (номера графиков соответствуют номерам форсунок из табл. 1).

более гомогенным распределением топлива по объему цилиндра, способствующим снижению локальных температур, и как результат, уменьшению локальных, а потом и суммарных за цикл, концентраций NO_x (рис. 4).

Почти двукратное увеличение суммарного проходного сечения сопловых отверстий по сравнению с форсунками № 1, № 2 и № 3 в случае форсунки № 5 ($F_c^{\Sigma} = 0.577 \text{ мм}^2$) при минимальном их числе отверстий $z = 5$ (табл. 1) приводит к самой низкой эмиссии оксидов азота из всех исследованных вариантов конструкций распылителя форсунки (рис. 4). Это вызвано более низкими значениями давления и температуры в цилиндре, обусловленными ухудшением качества рабочего процесса. Уменьшение расстояния между водородно-воздушными факелами увеличивает степень гомогенизации смеси и способствует увеличению скорости продвижения фронта пламени от первичных очагов сгорания по объему камеры, сокращению продолжительности процесса сгорания и может привести к увеличению скорости нарастания давления в цилиндре. Этот вывод хорошо согласуется с экспериментальными данными, анализ которых приведен в [1, 11].

Заключение. Предложенные мероприятия, нацеленные на уменьшение эмиссии оксидов азота, подразумевают снижение локальных температур в КС. Проведенные исследования влияния формы камеры сгорания и конструкции распылителя форсунки позволяют подобрать сочетание указанных факторов, обеспечивающих приемлемые экологические и эффективные показатели дизеля непосредственным впрыскиванием водорода: форму камеры сгорания типа ЯМЗ и конструкцию распылителя с характерными параметрами $z = 12$ и $d_c = 0.172 \text{ мм}$.

Финансирование. Работа выполнена в рамках проекта FR-18-122 фонда Руставели.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kavtaradze, R., Natriashvili, T., Gladyshev, S. Hydrogen-Diesel Engine: Problems and Prospects of Improving the Working Process // SAE Technical Paper. 2019. № 01 (0541). P. 15.
2. Кавтарадзе П.З. Влияние вихревого движения заряда на процессы образования оксидов азота и нестационарного теплообмена в водородном дизеле // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 6. С. 92.
3. FIRE. User's Manual Version 2017. / AVL List GmbH. Graz (Austria). 2018.
4. Кавтарадзе П.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М. Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород // Теплофизика высоких температур. 2018. Т. 56. № 6. С. 986.
5. Merker, G., Teichmann R. Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise. Simulation. Messtechnik. / 7. Auflage. Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden: Springer Vieweg-Verlag. 2014. P. 1132.
6. Семенов Н.Н. Тепловая теория горения и взрывов С. 434–477 / в книге: Семенов Н.Н. Избранные труды: в 4-х томах, т. 2. Горение и взрыв. Москва: Наука, 2005. С. 704.
7. Кавтарадзе П.З. Улучшение экологических показателей водородного дизеля с непосредственным впрыскиванием газообразного водорода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 4. С. 20.
8. Natriashvili T., Kavtaradze R., Glonti M. Improvement of ecological characteristics of the hydrogen diesel engine. International Automobile Scientific Forum (IASF-2017) "Intelligent Transport Systems" // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2018. № 315. P. 1.
9. Fridriksson H., Sunden B., Hajireza Sh., Tuner M. CFD Investigation of Heat Transfer in a Diesel Engine with Diesel and PPC Combustion Modes// SAE Technical Paper. 2011. № 1 (1838). P. 10.
10. Saric S., Basara B., Suga K., Gomboc S. Analytical Wall-Function Strategy for the Modelling of Turbulent Heat Transfer in the Automotive CFD Applications// SAE Technical Paper. 2019. № 1 (0206). P. 5.
11. Rottengruber H., Wiebicke U., Woschni G., Zeilinger K. Wasserstoff-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, hoher Leistungsdichte und geringer Abgasemission // Teil 3: Versuche und Berechnungen am Motor. MTZ. 2000. № 2. P. 122.