
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.434:536.24

**ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ
ВОДОРОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО
НА ОБЕДНЕННОЙ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ****© 2021 г. Р. З. Кавтарадзе^{1,*}, А. М. Кондратьев¹,
Ч. Жунжун¹, Ч. Цыгянь¹, С. Байган², Г. Ж. Сахвадзе³**¹ *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия*² *Пекинский технологический институт, Пекин, Китай*³ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия***e-mail: kavtaradzerz@mail.ru*

Поступила в редакцию 15.06.2020 г.

Принята к публикации 22.10.2020 г.

Проанализированы результаты исследования рабочего процесса, локального теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя с внешним смесеобразованием. Исследования локальных коэффициентов теплоотдачи проводились с помощью разработанной и верифицированной на основе экспериментальных результатов 3D-CRFD-математической модели, впервые использованной для исследования водородного двигателя данного типа. Установлено, что работа водородного двигателя на горючих смесях стехиометрического (или ближе к нему) состава нецелесообразно, так как приводит не только к аномальным процессам сгорания и повышенной эмиссии оксидов азота, но и к увеличению локальных тепловых нагрузок на деталях, в частности на поршень, локальные температуры которого могут превышать допустимые значения. Показано, что применением обедненных смесей можно предотвратить нежелательные явления, в частности, снизить эмиссию оксидов азота, уменьшить тепловые нагрузки и улучшить теплонапряженное состояние поршня, обеспечивая приемлемые условия для работы водородного двигателя.

Ключевые слова: водородный двигатель, камера сгорания, локальный теплообмен, математическое моделирование, оксиды азота, обедненная водородно-воздушная смесь

DOI: 10.31857/S0235711921010120

Актуальность проблемы. Все опасения, связанные с дефицитом ресурса природного топлива, ужесточением норм экологии, а также с сомнением в значимости двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и с верой появления лучших альтернативных двигателей, утверждающие за последние 50 лет, что ДВС прослужит не больше пары десятилетий, к настоящему моменту оказались неверными. Основным источником энергии для наземного и водного транспорта в обозримом будущем остается поршневой ДВС, имеющий наивысший коэффициент полезного действия (КПД) среди существующих в настоящее время тепловых двигателей.

Более реальным является внедрение альтернативных топлив [1–5], применению которых уделяется большое внимание, и среди которых наиболее перспективным является водород. Преимущества водорода, как моторного топлива, заключаются в его замечательных теплофизических свойствах: высокая удельная теплота сгорания (при-

мерно в три раза больше, чем у бензина), высокая скорость сгорания (скорость ламинарного пламени в воздухе примерно в шесть раз выше по сравнению с бензином) и широкие концентрационные пределы горения (коэффициент избытка воздуха $\alpha_v = 0.13-10$). Однако, низкое значение минимальной энергии воспламенения (0.017 мДж при $\alpha_v = 1$, что примерно в 15 раз меньше, чем у бензина [6–8]) могут привести к трем аномальным явлениям в рабочем процессе водородного двигателя с внешним смесеобразованием: 1) воспламенение свежего заряда на такте впуска (так называемый обратный выброс); 2) детонация или подобное детонации сгорание, обычно свойственное и другим газовым топливам [9, 10]; 3) преждевременное воспламенение. Известные экспериментальные исследования показывают, что основной причиной этих нежелательных явлений является повышение температуры отработавших газов, имеющее место при стехиометрических и близких к ним смесях, и их перемешивание со свежей водородно-воздушной смесью в момент перекрытия клапанов [8]. Установлено, что использование обедненной смеси ($\alpha_v \geq 1.5-1.6$) в водородных двигателях с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием предотвращает указанные аномальные явления и гарантирует устойчивую работу и вполне приемлемую эмиссию оксидов азота в широком диапазоне скоростных режимов работы [6, 8, 10, 11].

С другой стороны, специфический характер горения водорода, обусловленный указанными теплофизическими свойствами, прежде всего, высокие (по сравнению с бензиновым двигателем) значения скорости тепловыделения, а также локальных и максимальной за цикл температур рабочего тела, одновременно с измененными характеристиками течения в цилиндре, обуславливают изменения условий конвективного теплообмена и возникновения термических нагрузок на основные детали, в частности на поршень. Это приводит к необходимости проведения исследований термических нагрузок на огневой поверхности поршня и его теплового состояния, что особенно важно при конвертировании серийных бензиновых двигателей на водород.

Несмотря на очевидную актуальность такой задачи, до настоящего времени не известны исследования по теплообмену в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием, за исключением работы [10], касающейся водородных дизелей.

Целью статьи является моделирование локальных нестационарных тепловых нагрузок на поверхности камеры сгорания (КС) и прогнозирование теплового состояния поршня водородного двигателя с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием, работающего на обедненной горючей смеси.

Краткая характеристика экспериментального двигателя. Исследования проводились на водородном двигателе с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, созданным на базе серийного, 4-х цилиндрового, атмосферного ДВС с электронным впрыскиванием во впускной коллектор, производства Китайской автомобильной компанией Чанань. Конвертирование базового бензинового двигателя в водородный двигатель было осуществлено в Пекинском политехническом институте (ПТИ). Описание опытной установки с исследуемым двигателем, а также некоторые результаты проведенных экспериментальных исследований, приведены в [12–15]. В табл. 1 приведены основные технические данные экспериментального водородного двигателя, сохраняющего основные конструктивные параметры базового ДВС без существенных изменений. Исключением является система подачи топлива, в которой из-за низкой плотности газообразного водорода и, соответственно, большого объемного расхода, требуемого для его впрыскивания, на каждый цилиндр вместо одного устанавливаются два инжектора, предназначенных для подачи газообразного водорода. В результате в каждом впускном канале (на каждом цилиндре имеются два таких канала) расположен инжектор.

При экспериментальных исследованиях, проведенных в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя, регулировались и реги-

Таблица 1. Основные технические данные экспериментального водородного ДВС

Параметр	Значение
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра, D , мм	86
Ход поршня, S , мм	86
Длина шатуна, l	142.8
Степень сжатия, ϵ	10
Система охлаждения	Водяная
Номинальная мощность, N_e , кВт при частоте вращения n , мин ⁻¹	60 (5000)
Максимальный крутящий момент, M_k , Н М при частоте вращения n , мин ⁻¹	111 (4000)

стрировались цикловая подача водорода и коэффициент избытка воздуха. Кроме того, проводились индицирование водородного двигателя, измерения концентраций $[NO_x]$ в отработанных газах и температуры этих газов, а также все другие необходимые измерения (частота вращения коленчатого вала, мощность, крутящий момент, расходы воздуха и водорода, индикаторный и эффективный КПД). Результаты этих измерений были использованы, в частности, для верификаций модели рабочего процесса водородного двигателя.

Краткое описание разработанного метода исследования локального теплообмена и теплонпряженного состояния основных деталей водородного двигателя. Процесс нестационарного локального теплообмена между высокотемпературным рабочим телом и основными деталями ДВС (поршень, головка цилиндра, клапаны, гильза) является следствием рабочего процесса. С другой стороны, характер протекания процесса теплообмена влияет не только на эффективность самого рабочего процесса, но и в значительной мере определяет теплонпряженное состояние двигателя в целом и, как результат, надежность и продолжительность его жизненного цикла. Поэтому любое усовершенствование и связанная с ним реорганизация привычного рабочего процесса с ведением элементов новизны приводит к необходимости детального исследования процесса локального теплообмена, реагирующего даже на небольшие изменения в рабочем процессе. Исследование такого взаимного влияния, обусловленного из-за существования очевидной обратной связи между рабочим процессом и процессом теплообмена, представляющего собой актуальную задачу, особенно важно для водородного двигателя с внешним смесеобразованием, созданного на базе серийного бензинового ДВС и до настоящего времени практически не изученного с этой точки зрения.

Предложенный в настоящей статье метод исследования локального теплообмена и теплонпряженного состояния основных деталей водородного двигателя, в частности поршня, основан на следующей последовательности:

1. 3D-моделирование рабочего процесса на основе фундаментальных уравнений переноса количества движения (Навье–Стокса), энергий (Фурье–Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности, записанных в форме Рейнольдса, и дополненных моделями: турбулентности, теплообмена в пограничном слое, горения, образования вредных веществ (подробное описание, анализ и результаты верификации модели приведены в [2, 10, 16–18]). Следовательно, определяются термические граничные условия в виде локальных нестационарных значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha(\varphi)$ и температур рабочего тела за пределами термического пограничного слоя $T_\infty(\varphi)$, т.е. термические граничные условия III рода. Данная модель, успешно апробированная ранее

для двигателей различного типа-размера [2, 10], впервые применяется для водородно-го двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием.

2. Переход от нестационарных термических граничных условий $\alpha(\varphi) T_{\infty}(\varphi)$ к эквивалентным стационарным граничным условиям для определения стационарного теплонапряженного состояния основных деталей ДВС: к осредненному коэффициенту

теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и результирующей температуре $T_{\infty\text{рез}} = \frac{\int_0^{\tau_k} \alpha T_{\infty} d\tau}{\int_0^{\tau_k} \alpha d\tau}$, где $\tau = \varphi/\omega$ – теку-

щее время; φ – угол поворота коленчатого вала (УПКВ); ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; $\tau = 0$ и $\tau = \tau_k$ – моменты начала и конца рабочего цикла соответственно.

3. Проведение численных экспериментов по моделированию термических граничных условий и теплового состояния (стационарных температурных полей) основных деталей водородного двигателя, в частности поршня, для широкого диапазона скоростных режимов работы двигателя в зависимости от регулируемых и конструктивных факторов. При этом моделирование стационарного 3D-температурного поля поршня осуществляется на основе дифференциального уравнения Лапласа с применением программного комплекса ANSYS.

Очевидно, что анализ результатов исследований, полученных путем моделирования и экспериментального исследования, позволяет сформулировать практические рекомендации для конвертирования серийного бензинового двигателя на водород.

Результаты моделирования тепловых нагрузок на огневой поверхности поршня. На рис. 1 представлены поршень (рис. 1а) и его огневая (тепловоспринимающая) поверхность, разделенная на отдельные зоны (в данном примере общее количество зон равно 72, рис. 1б). Плоская огневая поверхность с небольшим углублением круглой формы (диаметр 66.97 мм с глубиной 0.27 мм) имеет две выемки, расположенные под впускными клапанами. Такая конструкция головки поршня сделана исключительно для соблюдения теплового зазора между поверхностью поршня и впускных клапанов с диаметрами головки 37.6 мм. Для выпускных клапанов с диаметрами 27 мм такие выемки не предусмотрены.

Принудительное зажигание водородно-воздушной смеси осуществляется с помощью электрической искры, при этом свеча зажигания имеет центральное расположение, т.е. ее ось совпадает с осью поршня. Можно предположить, что центральное расположение первичного очага сгорания, а также конструкций КС и самого поршня способствует возникновению высоких термических нагрузок в центральной части огневой поверхности поршня. Последующие исследования доказали это предположение.

Численные эксперименты по исследованию влияния коэффициента избытка воздуха α_v на протекание характерных показателей рабочего процесса, таких как индикаторные диаграммы и соответствующие им средние по объему цилиндра температуры рабочего тела, были проведены и проверены экспериментально в широком диапазоне изменения α_v . Результаты экспериментальных исследований показали нецелесообразность работы водородного двигателя с внешним смесеобразованием на стехиометрических и близких к ним по составу водородно-воздушных смесях из-за высокой вероятности возникновения аномальных процессов сгорания. Кроме того, стехиометрическая и близкие к ней по составу водородно-воздушные смеси приводят к высокой эмиссии оксидов азота [8, 10, 12, 13]. С целью проведения сравнительного анализа исследования локального нестационарного теплообмена на скоростном режиме $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и угле опережения зажигания $\varphi_{\text{заж}} = 15^\circ$ УПКВ были проведены: на обедненной смеси ($\alpha_v = 2.195$), приводящей по результатам измерения к минимальной эмиссии оксидов

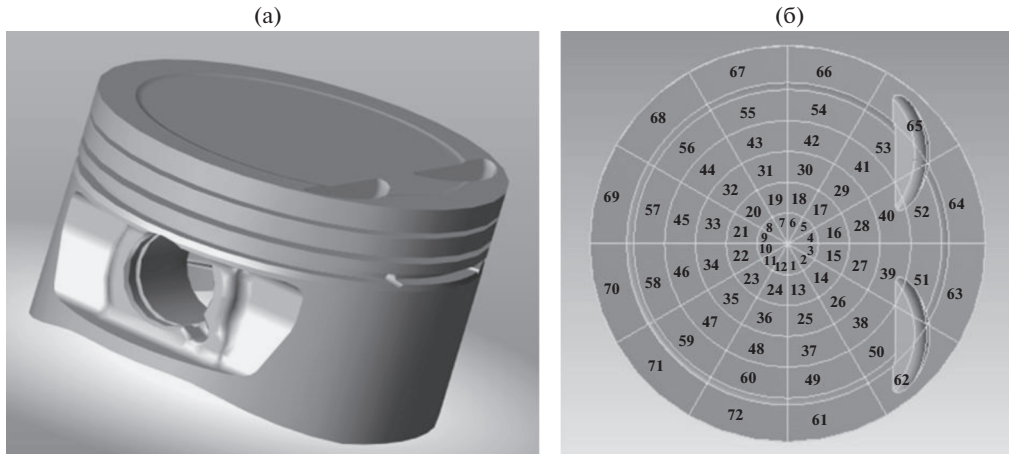


Рис. 1. Твердотельная модель поршня (а) и его огневая поверхность с делением на отдельные зоны и с выемками под впускными клапанами (б).

азота $[\text{NO}_x] = 140 \text{ ppm}$, и на почти стехиометрической смеси ($\alpha_{\text{в}} = 1.163$), дающей максимальную эмиссию $[\text{NO}_x] = 8440 \text{ ppm}$. Очевидно, что при $\alpha_{\text{в}} = 1.163$ высок температурный уровень рабочего цикла и поэтому данный режим представляет интерес с точки зрения теплонапряженного состояния поршня. Кроме того на режиме $\alpha_{\text{в}} = 1.163$ при натуральных экспериментах высока вероятность возникновения аномальных процессов сгорания водорода. В связи с этим исследования рабочего процесса и теплообмена для режимов работы на водородно-воздушных смесях, состав которых ближе к стехиометрическому ($\alpha_{\text{в}} = 0.9\text{--}1.3$), проводились только математическим моделированием. Таким образом, расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса, локального теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя проводились в интервале изменения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}} = 0.9\text{--}2.2$ и в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала $n = (1000\text{--}5000) \text{ мин}^{-1}$.

Отличие в изменениях давления и температуры в цилиндре (рис. 2) объясняется известной зависимостью скорости распространения фронта пламени от коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}}$ при сгорании водорода [11]. Очевидно, что максимальные за цикл значения давления и температуры (рис. 2) получаются при сгорании водородно-воздушной смеси, состав которой ближе к стехиометрической ($\alpha_{\text{в}} = 1.163$). Заметим, что по опытным данным [11] при $\alpha_{\text{в}} = 1.163$ скорость распространения пламени в постоянном объеме составляет примерно 200 м/с, а при $\alpha_{\text{в}} = 2.2$ снижается до ~ 50 м/с. Скорость тепловыделения при этом также высокая, что приводит к высоким значениям максимального давления $p_z = 4.3 \text{ МПа}$ и максимальной температуре $T_z = 2674 \text{ К}$ (рис. 2а) цикла. Очевидно, что высокие температуры, особенно локальные, превышающие среднюю температуру (рис. 2б) могут способствовать повышению не только эмиссии оксидов азота, но и термических нагрузок на поршень водородного двигателя. Это указывает на то, что при работе водородного двигателя на топливовоздушных смесях, состав которых ближе к стехиометрической, кроме аномального сгорания и повышения эмиссии оксидов азота, ожидается повышение тепловых нагрузок на основные детали и ухудшение их теплонапряженного состояния, обуславливающего надежность и продолжительность жизненного цикла двигателя в целом. С целью исследова-

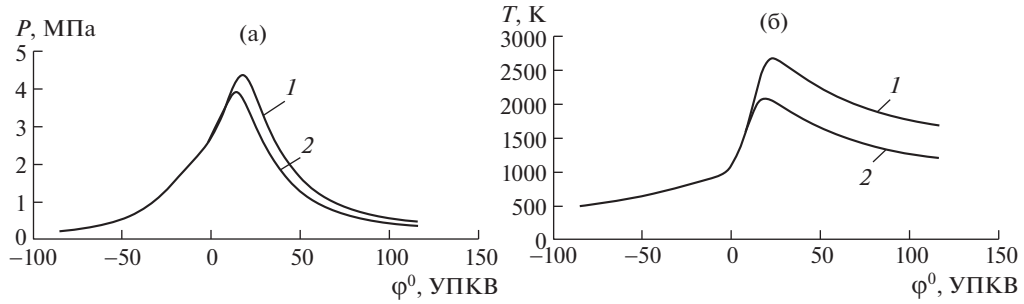


Рис. 2. Изменения давления (а) и температуры (б) в цилиндре водородного двигателя при различных коэффициентах избытка воздуха: $\alpha_B = 1.163$ (1), $\alpha_B = 2.195$ (2); режим работы: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{\text{заж}} = 15^\circ \text{ УПКВ}$.

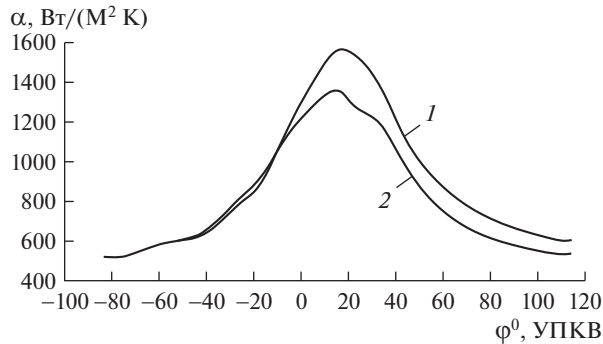


Рис. 3. Коэффициент локальной теплоотдачи в зоне 10 (рис. 1) на поверхности поршня водородного двигателя при различных коэффициентах избытка воздуха $\alpha_B = 1.163$ (1) и $\alpha_B = 2.195$ (2); режим работы: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{\text{заж}} = 15^\circ \text{ УПКВ}$.

ния данного фактора по результатам моделирования рабочего процесса и течения в пристеночных слоях КС были определены термические граничные условия в локальных зонах тепловоспринимающей поверхности поршня (рис. 1) описанным выше методом.

На рис. 3 приведены значения нестационарных коэффициентов теплоотдачи в центральной, термически наиболее загруженной части поверхности поршня (рис. 1, зона 10). Характер изменения α_B в отдельных зонах, как показали исследования, примерно одинаковый, но отличается по величине, при этом теплоотдача аналогично рис. 3, и в других зонах на поверхности поршня (рис. 1) с увеличением α_B , заметно снижается. Например, в центральной части тепловоспринимающей поверхности поршня (рис. 1, зона 22) при $\alpha_B = 1.163$ максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{max}} = 1555 \text{ Вт}/(\text{M}^2 \text{ K})$, а при $\alpha_B = 2.195$ снижается до $\alpha_{\text{max}} = 1356 \text{ Вт}/(\text{M}^2 \text{ K})$. На периферийной части поверхности поршня (рис. 1, зона 70) при $\alpha_B = 1.163$ имеем $\alpha_{\text{max}} = 11390 \text{ Вт}/(\text{M}^2 \text{ K})$, а при $\alpha_B = 2.195$ — $\alpha_{\text{max}} = 1255 \text{ Вт}/(\text{M}^2 \text{ K})$, соответственно.

Сравнение характера изменений коэффициентов теплоотдачи α , приведенных на рис. 3, указывает на то, что в начальный период процесса сгорания его значение выше

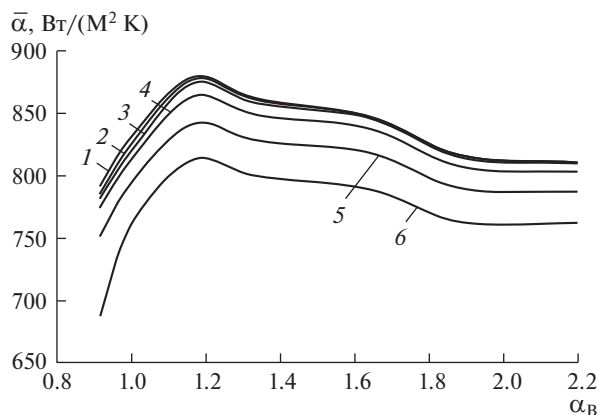


Рис. 4. Изменения осредненных за цикл локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ на огневой поверхности поршня (зоны 10 (1), 22 (2), 34 (3), 46 (4), 58 (5) и 70 (6) на рис. 1) в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}}$; режим работы: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{\text{зак}} = 15^\circ$.

при бедной водородно-воздушной смеси. В основном периоде процесса сгорания, а также в процессе расширения имеем противоположную картину: с ростом коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}}$ приводит к снижению коэффициента теплоотдачи α (рис. 3). Согласно проведенным экспериментальным исследованиям, зажигание при всех указанных выше значениях $\alpha_{\text{в}}$ происходит практически одновременно при $\varphi_{\text{зак}} = \text{idem}$ и $n = \text{idem}$ ($\varphi_{\text{зак}} = 15^\circ$ УПКВ и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$), что видно и на индикаторных диаграммах (рис. 2).

Относительно короткая продолжительность сгорания обедненной водородно-воздушной смеси ($\alpha_{\text{в}} = 2.195$), по сравнению со смесью, близкой по составу к стехиометрической ($\alpha_{\text{в}} = 1.163$), хорошо заметная на индикаторных диаграммах со сдвигом максимума давления дальше от ВМТ (рис. 2), указывают на то, что при смеси $\alpha_{\text{в}} = 2.195$ в начальный период сгорания выгорает сравнительно большее количество водорода, чем в случае смеси $\alpha_{\text{в}} = 1.163$, и интенсивное тепловыделение приводит к повышенной скорости перемещения фронта пламени (скорости сгорания) и интенсивной теплоотдаче. В основной период сгорания интенсивность теплоотдачи выше при смеси $\alpha_{\text{в}} = 1.163$. В целом между изменениями скоростей тепловыделения и локальных коэффициентов теплоотдачи существует заметная корреляция. Не последнюю роль в изменении интенсивности теплоотдачи, конечно, может играть и уменьшение толщины теплового пограничного слоя высокотемпературных продуктов сгорания в пристеночных зонах.

На рис. 4 приведены осредненные за рабочий цикл значения локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}}$ в характерных локальных зонах огневой поверхности поршня, расположенных вдоль радиуса цилиндра (рис. 1). Видно, что с увеличением $\alpha_{\text{в}}$ средние за цикл локальные коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}$ сначала увеличиваются, достигают своего максимума, когда состав водородно-воздушной смеси ненамного превышает стехиометрический ($\alpha_{\text{в}} = 1.163$). Уменьшение $\bar{\alpha}$, характеризующего интенсивность теплообмена между рабочим телом и огневой поверхностью поршня, при обогащении водородно-воздушной смеси (при уменьшении коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}} < 1.0$) является результа-

том уменьшения тепловыделения из-за неполноты сгорания, приводящего к снижению осредненных по объему и результирующих температур.

Снижение $T_{\infty\text{рез}}$ в области $\alpha_{\text{в}} > 1.163$ вызвано тем, что часть выделенной теплоты расходуется на нагрев избыточного воздуха и температурный уровень рабочего цикла снижается. Это приводит к уменьшению интенсивности теплоотдачи (величины $\bar{\alpha}$). Можно утверждать, что снижение скорости перемещения фронта пламени, вызванное обеднением водородно-воздушной смеси, приводит к снижению скорости тепловыделения и интенсивности теплоотдачи в КС.

Анализируя изменение коэффициента теплоотдачи на огневой поверхности поршня в радиальном направлении, установлено, что центральная часть этой поверхности поршня (рис. 1, зоны 10, 22, 34) характеризуется приблизительно равными значениями коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$. Заметное изменение $\bar{\alpha}(r)$ вдоль радиуса цилиндра $r = [0, R]$ наблюдается в периферийных зонах 46, 58, 70. В целом разница между локальными коэффициентами теплоотдачи в центральных и периферийных частях огневого днища водородного двигателя с внешним смесеобразованием и с гомогенным сгоранием менее заметна, чем в водородном дизеле с непосредственным впрыскиванием и гетерогенным сгоранием. В результате градиенты температуры в радиальном направлении огневой поверхности поршня меньше, чем на огневой поверхности поршня дизеля [10].

Изменения результирующих температур T_{∞} , рассчитанных для отдельных зон огневой поверхности поршня (рис. 1, зоны 10, 22, 34, 46, 58 и 70), зависимости от коэффициента избытка воздуха коррелируя с диаграммами изменения осредненных за цикл локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$.

После определения термических граничных условий с применением 3D-модели рабочего процесса, реализованного в 3D-CRFD-кодах AVL-FIRE, моделирование теплового состояния поршня водородного ДВС в 3D-постановке осуществляется на основе программного комплекса ANSYS. Последний совместим с программой AVL-FIRE и при генерации сетки и задании граничных условий требует меньшего разрешения. Моделирование теплового состояния деталей ДВС с помощью программы ANSYS основано на дифференциальных уравнениях Фурье (в случае нестационарной теплопроводности) и Лапласа (в случае стационарной теплопроводности).

В качестве примера на рис. 5 приведены температурные поля поршня водородного двигателя на одном из исследуемых режимов ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{\text{зак}} = 15^\circ \text{ УПКВ}$) для различных значений коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{в}} = \text{var}$. Хорошо видно, распределения температуры на огневой поверхности и по различным сечениям поршня в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха носит довольно консервативный, не зависящий от $\alpha_{\text{в}}$ характер. Однако имеется существенная разница между локальными температурами в характерных зонах поршня.

Максимальная величина локальной температуры, как ожидалось по определенным термическим граничным условиям (рис. 4), наблюдается при приближении состава водородно-воздушной смеси к стехиометрическому $\alpha_{\text{в}} = 1.163$ и достигает $t_{\text{max}} = 407^\circ\text{C}$, а при $\alpha_{\text{в}} = 2.195$ снижается до $t_{\text{max}} = 321^\circ\text{C}$.

Высокие локальные температуры на огневой поверхности поршня водородного двигателя, кроме указанных выше причин, обусловлены также отсутствием на ней слоя нагара, имеющего низкую теплопроводность и представляющую собой естественный теплоизолятор поверхности КС не только в дизелях [19], но и в бензиновых ДВС [20]. Обеднение водородно-воздушной смеси снижает температуру этой поверхности.

Установлено, что на исследуемых скоростных режимах работы минимальная температура поршня, имеющая в нижней части юбки со стороны картера двигателя, в отличие от температуры огневой поверхности, практически не зависит от коэффициен-

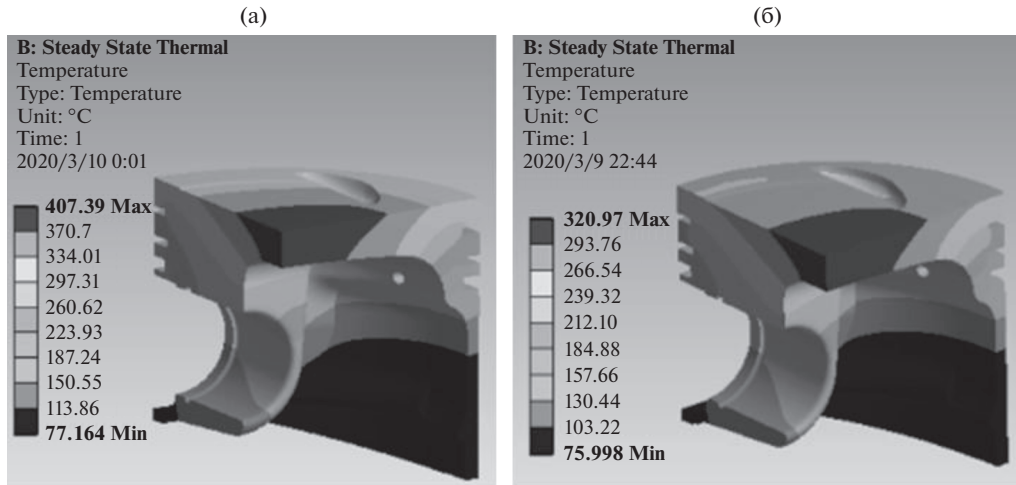


Рис. 5. Температурные поля ($^{\circ}\text{C}$) поршня водородного двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха α_B ((а) – $\alpha_B = 1.163$, (б) – $\alpha_B = 2.195$); режим работы: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $\varphi_{\text{зак}} = 15^{\circ}$.

та избытка воздуха α_B . На режиме $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\varphi_{\text{зак}} = 15^{\circ}$ УПКВ, например, ее значение для исследуемого интервала изменения α_B находится в пределах $t_{\text{min}} = 75\text{--}78^{\circ}\text{C}$ (рис. 5). Увеличение частоты вращения коленчатого вала, приводившее к увеличению интенсивности конвективной теплоотдачи и локальных температур на огневой поверхности поршня, мало влияет на t_{min} . Это позволяет утверждать, что при конвертировании опытного бензинового серийного двигателя на водород не требуется принятие особых мер для интенсификации теплоотвода от поршня со стороны картера.

В другой характерной зоне поршня водородного двигателя, в области верхнего компрессионного кольца, изменение температуры t_{BK} носит аналогичный температуре t_{max} характер: при этом в случае $\alpha_B = 1.163$ значение этой температуры $t_{\text{BK}} = 334^{\circ}\text{C}$, что заметно превышает допустимую температуру (250°C), выше которой возникает опасность выгорания смазочного масла и образования нагара в кольцевых канавках, приводящего к ухудшению компрессии и задиру поршня.

В результате численных экспериментов установлено, что коэффициенты нестационарной теплоотдачи α , а также их средние значения $\bar{\alpha}$, в локальных зонах огневой поверхности поршня с наличием выемки (рис. 1, зоны 53, 65) и в симметрично им расположенных зонах (рис. 1, зоны 59, 71) без выемки, отличаются незначительно. Такая идентичность термических граничных условий приводит к идентичности температурных полей поршней без и с выемкой. Таким образом, выемки со впускными клапанами незначительно влияют на тепловое состояние поршня. Кроме небольших размеров выемок этому способствует специфичный характер их обтекания при возвратно-поступательном движении поршня, существенно отличающегося от обтекания лунок направленным потоком газа, когда удачный выбор размеров и конфигурации лунок способствует интенсификации турбулентного теплообмена [21].

Заключение. Полученные результаты моделирования и экспериментального исследования рабочего процесса и локального теплообмена в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием следует учитывать при конвертировании серийных бензиновых ДВС на водород.

Разработанная на основе экспериментальных результатов 3D-математическая модель, основанная на фундаментальных уравнениях переноса типа Навье–Стокса, записанных в форме Рейнольдса, и дополненных моделями турбулентности, сгорания и образования вредных веществ, впервые применяется для двигателей данного типа. Модель можно успешно использовать для прогнозирования тепловых нагрузок в КС и теплового состояния поршня водородного двигателя. Модель верифицирована с использованием экспериментальных данных, полученных на бензиновом двигателе, конвертированном на водород и отличавшемся от базового ДВС, с некоторыми конструктивными изменениями впускной системы, связанными со спецификой впрыскивания газообразного водорода.

Высокие значения скоростей перемещения фронта пламени и тепловыделения, температуры рабочего тела, отсутствие теплоизолирующего слоя нагара на поверхности КС обуславливают актуальность задач определения термических нагрузок на деталях водородного двигателя, в частности на поршень, а также их теплонапряженного состояния.

Установлено, что работа водородного двигателя данного типа на горючих смесях, близких по составу к стехиометрической, сопровождается, кроме аномальных явлений (обратная вспышка, преждевременное воспламенение, детонации подобное сгорание) и повышенной эмиссии оксидов азота, высокими тепловыми нагрузками в КС, приводящими в ряде случаев к недопустимым значениям характерных локальных температур поршня. Применение обедненных смесей может предотвратить эти явления и обеспечить приемлемые условия для нормального протекания рабочего процесса и снижения тепловых нагрузок в КС.

Подтверждены целесообразность создания и эффективность работы двигателя с искровым зажиганием на бедных водородно-воздушных смесях. Для дальнейшего исследования, прогнозирования и усовершенствования показателей его рабочего процесса, нестационарного теплообмена в КС и теплонапряженного состояния деталей разработан инструмент в виде экспериментально верифицированной 3D-математической модели.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена в рамках проекта РФФИ (Грант № 18-08-00275).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *da Rosa A.V.* Fundamentals of Renewable Energy Processes. London, New York, Oxford: Elsevier Press, 2005. 620 p.
2. *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.
3. *Lieuwen T., Yang V., Yetter R.* Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. New York: CRC Press, 2010. 384 p.
4. *Härtl M., Seidenspinner Ph., Wachtmeister G., Jacob E.* Synthetischer Dieselkraftstoff OME1-Lösungsansatz für den Zielkonflikt NO_x-Partikel-Emission // MTZ. 2014. № 7–8. P. 68.
5. *Levin Y.V., Prikhodkov K.V., Fedyanov E.A.* Influence of Hydrogen Additives on Cycle-to-Cycle Variability of Working Process of Rotary Engine. 617–624. In Book: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Springer, 2020. V. II. P. 625.
6. *Klell M., Eichlseder H., Trattner A.* Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Vieweg Teubner Verlag. Wiesbaden, 2018. 288 p.

7. *Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., Gerbig F., Heller K.* Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung // MTZ. 2010. № 1. P. 60.
8. *Мищенко А.И.* Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев: Наукова думка, 1984. 143 с.
9. *Kozlov A., Terenchenko A., Zuev N., Zelentsov A.* CFD Simulation of Knock Onset in a Heavy-Duty Spark Ignition Gas Engine // International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE). 2019. V. 8. Iss. 4. P. 7.
10. *Кавтарадзе П.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М.* Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород // РАН. Теплофизика высоких температур. 2018. № 6. Т. 56. С. 924.
11. *Приходько К.В., Бастраков А.М., Рязанова Т.Н.* Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на характеристики горения водородно-воздушных смесей в условиях КС постоянного объема // Известия ВолгГТУ. 2013. № 12. С. 37.
12. *Sun Bai-gang, Duan Jun-fa, Liu Fu-shui.* NOx Emission Characteristics of Hydrogen Internal Combustion Engine // Journal of Beijing Institute of Technology. 2014. № 3. V. 23. P. 339.
13. *Duan Jun-fa, Liu Fu-shui, Sun Bai-gang.* Backfire Control and Power Enhancement a Hydrogen Internal Combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2014. № 39. P. 4581.
14. *Кавтарадзе П.З., Зеленцов А.А., Сун Байган, Ван Ичунь, Жунжун Чэн, Цытян Чжан.* Экспериментальное исследование рабочего процесса поршневого двигателя с впрыскиванием водорода во впускную систему // Транспорт на альтернативном топливе. 2020. № 4. С. 35.
15. *Sun Bai-gang, Zhang Dong-sheng, Liu Fu-shui.* Cycle variations in a hydrogen internal combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2013. V. 38. P. 3778.
16. AVL FIRE. Users Manual. AVL List GmbH, Graz (Austria). Version 2019.
17. *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. P. 8.
18. *Merker G., Schwarz Ch., Teichmann R.* (Hrsg.) Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. 6. Auflage. Vieweg Teubner_Verlag // Springer Fachmedien, Wiesbaden GmbH, 2014. 795 p.
19. *Kavtaradze R., Zelentsov A., Gladyshev S., Kavtaradze Z., Onishchenko D.* Heat Insulating Effect of Soot Deposit on Local Transient Heat Transfer in Diesel Engine Combustion Chamber // SAE International Paper, 2012. № 2012-01-1217. P. 12.
20. *Weidenleren A., Kubach H., Pfeil J., Koch T.* Einfluss von Brennraumablagerungen auf die Wandwärmeverluste // MTZ. 2019. № 3. P. 76.
21. *Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Zotov A.A., Osipkov A.S., Poshekhonov R.A.* Study of Influence of Hydraulic Thermoelectric Generator Resistance on Gasoline Engine Efficiency // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. V. 12. № 5. P. 721.