

Analysis of the combustion characteristics of hydrogen and hydrocarbon fuels based on the results of numerical simulation

Matyunin O.O., Arkhipov S.K., Shilova A.A., Bachev N.L., Bulbovich R.V.

Perm National Research Polytechnic University
Perm, Russian Federation

Abstract. At present, an upward trend in the field of studying the processes of hydrogen combustion in the combustion chambers of the ground-based gas turbine power plants is obvious. The use of pure hydrogen as a fuel gas would solve the problem of environmental decarbonization. One of the emerging problems is to ensure the stable combustion of such fuels in combustion chambers of various applications. The information-analytical review of studies showed that there is a large number of theoretical and experimental results on the diffusion and homogeneous combustion of hydrogen and hydrogen-containing fuels in various burners and combustion chambers, which are not part of the existing gas turbine power plants. The purpose of this work is a comparative analysis of the gas-dynamic and emission characteristics of the combustion of the hydrogen-air and methane-air components based on the results of numerical simulation of a convertible combustion chamber of a 75 kW microgas turbine power plant. This goal is achieved by numerical simulation of the diffusion combustion of hydrogen and methane with air in a convertible combustion chamber. The most significant result of the work is obtaining the isosurface of the flame, which made it possible to obtain the conditions for stable combustion in the form of the Damköhler criterion and the ratio of the midsection velocity to the velocity of turbulent combustion. The significance of the results obtained lies in the further development of the methodology for the conversion of megawatt-class gas turbine plants to hydrogen and hydrogen-containing fuels.

Keywords: hydrogen energy, numerical simulation, conversion of gas turbine plants, stable position of the flame, combustion characteristics, recommendations for the use of hydrogen.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2022.3-55.05>

UDC: 004.94, 621.438

Analiza caracteristicilor de combustie a hidrogenului și a combustibililor de hidrocarburi pe baza rezultatelor simulării numerice

Matyunin O.O., Arkhipov S.K., Shilova A.A., Bachev N.L., Bulbovich R.V.

Universitatea Politehnică Națională de Cercetare din Perm
Perm, Federația Rusă

Rezumat. În prezent, este evidentă o tendință ascendentă în domeniul studierii proceselor de ardere a hidrogenului în camerele de ardere ale centralelor electrice cu turbine cu gaz de utilizare terestră. Utilizarea hidrogenului pur în calitate de gaz combustibil ar rezolva problema decarbonizării mediului. Una dintre problemele emergente constă în asigurarea unei combustii stabile a acestor combustibili în camerele de ardere ale diferitelor aplicații. Revizuirea informațional-analitică a studiilor a arătat că există un număr mare de rezultate teoretice și experimentale privind difuzarea și arderea omogenă a hidrogenului și a combustibililor care conțin hidrogen în diverse arzătoare și camere de ardere, care nu fac parte din centralele electrice cu turbine cu gaz existente. Scopul acestei lucrări constă în analiza comparativă a caracteristicilor gazodinamice și de emisie ale arderii componentelor hidrogen-aer și metan-aer pe baza rezultatelor simulării numerice a unei camere de ardere convertibile a unei microcentrale electrice cu turbină cu gaz de 75 kW. Acest obiectiv este atins prin simularea numerică a combustiei prin difuzie a hidrogenului și a metanului cu aer într-o cameră de ardere convertibilă. Cel mai important rezultat al lucrării este obținerea izosuprafeței flăcării, ceea ce a permis obținerea condițiilor pentru o combustie stabilă sub forma criteriului Damköhler și a raportului dintre viteza de la mijlocul secțiunii și viteza de combustie turbulentă. Semnificația rezultatelor obținute constă în dezvoltarea ulterioară a metodologiei de conversie a instalațiilor de turbine cu gaz de clasa megawați la hidrogen și combustibili care conțin hidrogen.

Cuvinte-cheie: energia hidrogenului, simulare numerică, conversia instalațiilor de turbine cu gaz, poziția stabilă a flăcării, caracteristici de combustie, recomandări pentru utilizarea hidrogenului.

© Матюнин О.О., Архипов С.К.,
Шилова А.А., Бачев Н.Л.,
Бульбович Р.В., 2022 г.

Анализ характеристик горения водородных и углеводородных топлив по результатам численного моделирования

Матюнин О.О., Архипов С.К., Шилова А.А., Бачев Н.Л., Бульбович Р.В.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Пермь, Российская Федерация

Аннотация. В настоящее время очевиден восходящий тренд в области изучения процессов горения водорода в камерах сгорания газотурбинных энергоустановок наземного применения. Имеются данные натуральных испытаний о том, что в современных газотурбинных энергоустановках можно использовать водород в качестве 30-ти % добавки к метану без изменения геометрических и режимных параметров узлов и агрегатов. Использование чистого водорода в качестве топливного газа позволило бы решить проблемы декарбонизации окружающей среды. Одной из возникающих проблем является изучение устойчивого горения таких топлив в камерах сгорания различного применения. Информационно-аналитический обзор исследований показал, что имеется большое количество теоретических и экспериментальных результатов по диффузионному и гомогенному горению водорода и водородосодержащих топлив в различных горелках и камерах сгорания, которые не являются составной частью имеющихся газотурбинных энергоустановок. Целью данной работы является сравнительный анализ газодинамических и эмиссионных характеристик горения компонентов водород-воздух и метан-воздух по результатам численного моделирования конвертируемой камеры сгорания микрогазотурбинной энергоустановки мощностью 75 кВт. Поставленная цель достигается численным моделированием диффузионного горения водорода и метана с воздухом в конвертируемой камере сгорания. Наиболее существенным результатом работы является получение изоповерхности пламени, которое позволило получить условия устойчивого горения в виде критерия Дамкелера и отношения миделевой скорости к скорости турбулентного горения. Значимость полученных результатов состоит в дальнейшей разработке методологии перевода газотурбинных установок мегаваттного класса на водородные и водородсодержащие топлива. Получены распределения температуры, миделевой скорости, скорости турбулентного горения, коэффициента избытка воздуха, концентрации окислов углерода и азота по объему и выходному сечению камеры сгорания. С использованием модели горения Partially Premixed Combustion получены изоповерхности пламени и его положение в камере сгорания, которые позволили сформулировать рекомендации по организации устойчивого горения.

Ключевые слова: водородная энергетика, численное моделирование, конвертирование газотурбинных установок, стабильное положение пламени, характеристики горения, рекомендации по использованию водорода.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных направлений по улучшению топливно-энергетического комплекса является использование водорода в качестве топлива. Ведущие энергетические компании, такие как Siemens, Mitsubishi Heavy Industries, Kawasaki и т.д. уже сейчас направляют огромное количество сил и средств на изучение возможности использования водорода в газотурбинных установках и будут выводить на рынок агрегаты, способные работать на метановодородных топливных газах с содержанием водорода ~60-70%.

Данная работа посвящена численному моделированию процесса горения водорода и метана в камере сгорания конвертируемой микрогазотурбинной установки с целью сравнения и анализа полученной информации. Основными особенностями механизма горения водорода являются: высокая скорость сгорания, сложность организации устойчивого горения, возможные проскоки и срывы пламени. Изучение их крайне важно,

поскольку именно эти факторы являются определяющими во время принятия конструктивных решений и назначения режимных параметров при создании энергетических установок.

Для принятия технических решений по использованию водорода и водородосодержащих топлив в газотурбинных энергоустановках мегаваттного класса, уже находящихся в эксплуатации, требуются соответствующие рекомендации. Для получения и верификации таких рекомендаций предлагается изучение процессов горения в камерах сгорания микрогазотурбинных энергоустановок.

Проведено численное моделирование горения пар компонентов водород-воздух и метан-воздух в камере сгорания конвертируемой микрогазотурбинной энергоустановки с электрической мощностью 75 кВт. При наличии готового турбокомпрессора температура на входе в турбину составляет 1157 К, что соответствует коэффициентам избытка воздуха 2.8 и 3.5 для сжигания метана и водорода соответственно.

В качестве программного обеспечения используется ANSYS FLUENT с моделью горения Partially premixed combustion.

В процессе расчетов получены поля температур, давления, скоростей, смеси доли горючего, коэффициента избытка воздуха, концентрации загрязняющих веществ в объеме и выход сечения камеры сгорания.

По полученным поверхностям фронта горения и известному проходному сечению камеры сгорания получены соотношения между миделевой скоростью горюче-воздушной смеси и скоростью турбулентного горения. Полученная информация позволит в дальнейшем выработать критерии устойчивости пламени при горении углеводородных и водородсодержащих топлив.

В литературе имеется достаточно много исследований по диффузионному горению водорода и водородсодержащих углеводородных топлив. В [1, 2, 3] представлены результаты численного моделирования диффузионного горения водорода и метановодородных смесей, проанализированы характеристики горения в зависимости от концентрации водорода в смеси. Работа [4] посвящена анализу результатов численного моделирования диффузионного горения метановодородной смеси в реальной камере сгорания (КС), работающей под противодавлением.

Имеется также большое количество экспериментальных исследований по диффузионному горению водорода и водородсодержащих топлив [5, 6, 7, 8]. Основной целью работы [5] было измерение содержания вредных веществ в выхлопных газах камеры, работающей на богатой смеси метана с водородом. Экспериментальные исследования влияния закрутки воздуха на устойчивое горение приведены в работе [6]. Экспериментальные исследования стабильности пламени при диффузионном горении водорода представлены в работах [7, 8].

В последнее время в связи с разработкой малоэмиссионных камер сгорания исследователей интересуют вопросы гомогенного горения водорода и водородсодержащих топлив. В работах [9, 10] анализируются результаты экспериментов по горению предварительно перемешанной смеси метан-водород-воздух при разных концентрациях водорода. Экспериментально показано, что при ламинарном режиме течения структура пламени похожа на сферическую; при увеличении содержания водорода возрастает неустойчивость пламени

и увеличивается ячеистая структура пламени и скорость горения. Экспериментальные исследования условий устойчивого гомогенного горения анализируются в работах [11, 12]. В работе [12] для устойчивости водородного пламени предложено использовать дежурное дизельное пламя.

Большое количество работ посвящено рекомендациям по организации устойчивого горения [13-20]. Для регулирования скорости горения и положения фронта пламени можно использовать добавки инертного газа в метановодородных топливах [13]. В работе [14] проведен обзор по влиянию состава топлива на устойчивость и эмиссионные характеристики горения. В работе [15] проведена оценка устойчивости горения метановодородной смеси в дизельном двигателе. Характеристики распространения пламени предварительно перемешанной смеси изучались также в работах [16, 17].

Необходимо упомянуть работы [21, 22], в которых синтез-газ и водород с использованием солнечной энергии рассматриваются как альтернативные виды топлива для использования в газотурбинных установках. В работе [23] дается описание первой промышленной газотурбинной установки в мире мощностью 1 МВт, работающей на чистом водороде без предварительного смешения.

Информационно-аналитический обзор показал, что практически отсутствуют исследования газодинамическим и эмиссионным характеристикам горения водорода и водородсодержащих топлив в реальных камерах сгорания газотурбинных энергоустановок.

Целью данной работы является сравнительный анализ газодинамических и эмиссионных характеристик горения, а также условий устойчивости горения и выработка рекомендаций по переводу уже готовых газотурбинных энергоустановок с метанового топлива на водородное и водородсодержащие топлива. Указанная цель достигается численным моделированием горения компонентов метан-воздух и водород-воздух в реальной камере сгорания конвертируемой микрогазотурбинной энергоустановки.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГОРЕНИЯ ГАЗООБРАЗНЫХ ТОПЛИВ

Режимные и геометрические параметры камер сгорания в составе ГТУ определяются на этапе эскизного проектирования в результате применения инженерных методов моде-

лирования. Методы численного моделирования рабочего процесса позволяют еще на этапе эскизного проектирования существенно сократить затраты на создание КС благодаря проведению численного эксперимента. В результате анализа подробной и полной информации распределения параметров по объему камеры возможна выработка рекомендаций по совершенствованию технических решений. В данной работе разработана трехмерная численная модель турбулентного горения для исследования газодинамических и эмиссионных характеристик водородных и углеводородных топливных газов.

Система уравнений внутрикамерного рабочего процесса состоит из стационарных, осредненных по Фавру уравнений сохранения массы, импульса, энергии, уравнений турбулентности $k-\varepsilon$ RNG.

Уравнение сохранения массы:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0,$$

где ρ — плотность; \vec{u} — скорость.

Уравнение сохранения импульса:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T)),$$

где $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ — эффективная вязкость; μ и μ_t — динамическая и турбулентная вязкость, соответственно; p — давление.

Уравнение сохранения энергии:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} h) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda_{eff}}{c_p} \nabla h \right) + \rho S_c H_u Y_{gor}^u,$$

где h — энтальпия; λ_{eff} — эффективная теплопроводность; c_p — теплоемкость; S_c — нормализованная средняя скорость образования продуктов сгорания; H_u — теплота сгорания 1 кг топлива; Y_{gor}^u — массовая доля топлива в несгоревшей смеси.

Модель турбулентности $k-\varepsilon$ RNG отличается от стандартной $k-\varepsilon$ модели следующими положениями:

- она включает дополнительный член в уравнении диссипации энергии турбулентно-

сти, который увеличивает точность для быстро деформируемых потоков;

- в нее включено влияние на турбулентность закрученности потока, что увеличивает точность для закрученных потоков;

- в этой модели используется аналитическая формула для турбулентных чисел Прандтля, тогда как в стандартной модели они применяются постоянными [24].

Равновесная модель горения частично перемешанной смеси включает в себя уравнение положения тонкого фронта пламени, сохранения смесевой доли горючего и уравнение скорости турбулентного горения в форме Зимонта.

В расчетах используется равновесная модель горения частично перемешанной смеси в предположении бесконечно тонкого фронта пламени. При этом несгоревшие реагенты находятся впереди, а сгоревшие продукты за фронтом пламени. Факел пламени определяется средним коэффициентом динамики протекания реакции \bar{c} в диапазоне от 0 до 1. В предположении тонкого колеблющегося пламени часть времени ячейка полностью заполнена несгоревшей смесью ($\bar{c} = 0$), а оставшееся время сгоревшей смесью ($\bar{c} = 1$). Не следует понимать это так, что ход реакции плавно изменяется между несгоревшим и сгоревшим состояниями.

С учетом предположения тонкого пламени (когда присутствуют только несгоревшие и готовые продукты сгорания) взвешенные по плотности скаляры (температура, смесевая доля и доли компонентов) $\bar{\phi}$ рассчитываются по функции распределения плотности вероятности (PDF) f и среднему коэффициенту динамики \bar{c} как:

$$\bar{\phi} = \bar{c} \int_0^1 \phi_b(f) p(f) df + (1 - \bar{c}) \int_0^1 \phi_u(f) p(f) df, \quad (1)$$

где индексы b и u означают сгоревший и несгоревший газы, соответственно; $p(f)$ — функция плотности вероятности.

Распространение фронта пламени моделируется решением уравнения переноса для взвешенной по плотности среднего коэффициента динамики реакции \bar{c} :

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{c}) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \nabla \bar{c} \right) + \rho S_c,$$

где \bar{c} — коэффициент динамики реакции; Sc_t — турбулентное число Шмидта.

Источниковый член S_c моделируется как:

$$\rho S_c = \rho_u U_t |\nabla c|,$$

где ρ_u — плотность несгоревшей смеси; U_t — скорость турбулентного пламени.

Ключевой особенностью моделирования гомогенного горения является предсказание скорости турбулентного пламени U_t . Влияние на нее оказывают следующие факторы: скорость ламинарного пламени, которая определяется концентрацией топлива, температурой и молекулярной диффузией, а также детальной химической кинетикой; искривление и растягивание фронта пламени большими вихрями и утолщение пламени мелкими вихрями.

В наших исследованиях использовалась модель турбулентного горения Зимонта. Согласно этой модели, скорость турбулентного пламени вычисляется как:

$$U_t = Au' \left(\frac{\tau_t}{\tau_c} \right)^{1/4},$$

$$U_t = A(u')^{3/4} U_n^{1/2} a^{-1/4} l_t^{1/4},$$

где константа модели $A = 0.52$; u' — среднеквадратичная пульсационная скорость; U_n — скорость ламинарного пламени; температуропроводность несгоревшей смеси $a = \lambda / \rho c_p$; временной масштаб турбулентности $\tau_t = l_t / u'$; химический масштаб по времени $\tau_c = a / U_n^2$.

Масштаб турбулентности, l_t , вычисляется по формуле:

$$l_t = C_D \frac{(u')^3}{\varepsilon},$$

где ε — скорость диссипации энергии турбулентности; константа $C_D = 0.37$.

Важной характеристикой смесеобразования и горения является коэффициент смешения:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \alpha K_{m0}},$$

где α — коэффициент избытка воздуха; K_{m0} — массовое стехиометрическое соотношение.

В потоке горючего компонента смесевой доли $\varphi = 1$, а в потоке окислительного компонента $\varphi = 0$. В любой точке потока φ можно рассматривать как массовую долю вещества, приходящего из потока горючего, а $(1 - \varphi)$ как массовую долю вещества из потока окислителя. Уравнение сохранения смесевой доли можно записать как:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{\varphi}) - \nabla \cdot (\alpha_\varphi \mu_{eff} \nabla \bar{\varphi}) = 0,$$

где обратное число Прандтля $\alpha_\varphi = 1.176$.

Скорости образования NO_x существенно неравновесны и сильно зависят от температуры. При сгорании стандартных и нестандартных топливных газов в составе продуктов сгорания в общем случае могут быть окислы азота NO_x , окислы углерода CO , окислы серы SO_x , несгоревшие углеводороды C_nH_m и сажа C^* . Концентрации CO , SO_x , C_nH_m рассчитываются по равновесной модели, описанной выше. Скорость образования NO_x существенно зависит от температуры пламени, поэтому компоненты NO_x исключены из равновесия и рассчитываются по отдельной модели, учитывающей эту зависимость. Определение образования сажи в данном исследовании не проводится.

Различают четыре механизма формирования NO_x : «термический», «быстрый», «топливный» и «промежуточные» N_2O . «Термический» NO_x образуется окислением атмосферного азота, представленного в сгорающем воздухе; «быстрый» NO_x образуется от быстрых реакций во фронте пламени; «топливный» NO_x образуется от окисления азота, содержащегося в топливе; «промежуточные» N_2O формируются при повышенных давлениях из молекулярного N_2 .

В наших расчетах используются механизмы «термического» и «быстрого» NO_x . Для них решается уравнение только для NO :

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u} Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO},$$

где Y_{NO} — массовая доля NO в газовой фазе; D — эффективный коэффициент диффузии.

Источниковый член S_{NO} складывается из механизмов термического и быстрого формирования NO_x :

$$S_{NO} = (S_{NO})_{\text{termal}} + (S_{NO})_{\text{prompt}}.$$

Для реализации условий на границах расчетной области применяются стандартные для программного комплекса ANSYS Fluent граничные условия [24].

На входной границе используются три типа граничных условий:

- на форсунках горючего задается массовый расход через форсунку, начальная интенсивность турбулентности, гидравлический диаметр, температура горючего на входе и смешевая доля равная единице;

- на входе окислителя в рубашку задается общий массовый расход воздуха после компрессора, начальная интенсивность турбулентности, гидравлический диаметр, темпе-

ратура воздуха после компрессора и нулевое значение смешевой доли.

На оставшейся части огневого днища задаются условия типа адиабатная стенка: условия прилипания по компонентам скорости и отсутствие градиентов всех зависимых переменных.

На выходной границе применяются граничные условия типа «давление на выходе»: статическое давление, интенсивность турбулентности, гидравлический диаметр и нулевое значение смешевой доли.

РАСЧЕТНАЯ СЕТКА И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Ниже приводятся результаты численного моделирования по диффузионному горению водорода и метана в однозонной камере сгорания конвертируемой микрогазотурбинной установки.

На рисунке 1 показана 3D-модель исследуемой горелки. Модель представляет из себя цилиндр диаметром 140 мм, длиной 560 мм. Справа на рисунке находится входное сечение с газовой форсункой. Газовая форсунка представляет собой цилиндр диаметром 10 мм и 6 отверстиями диаметром 2 мм. Вход окислителя осуществляется через цилиндр, диаметром 60 мм.

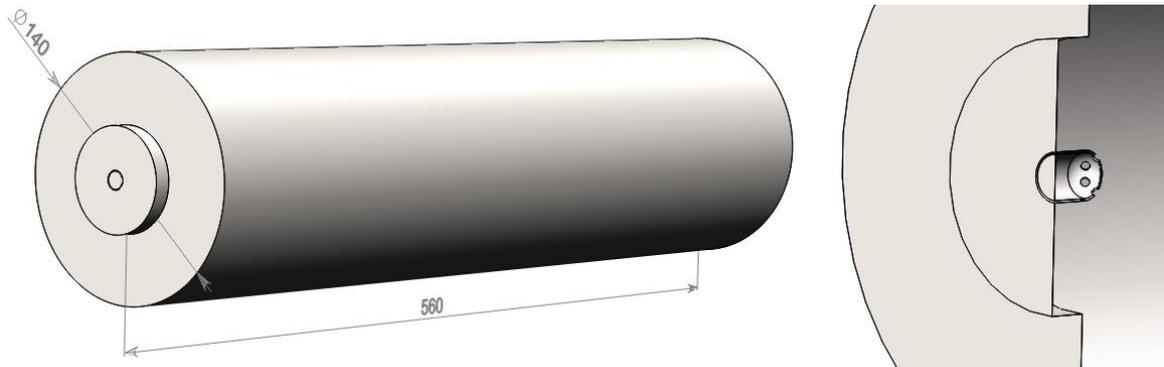


Рис. 1. 3D модель горелки и газовой форсунки. ¹

На рисунке 2 представлена расчетная ортогональная тетраэдральная сетка, используемая при решении, для построения которой применены «inflation», «bodysizing». Максимальный размер ячейки равен 3 мм, а общее количество ячеек составляет примерно 3200000.

В качестве входного граничного условия использовались массовые расходы окислителя

для $\dot{m}_{ok} = 0.802$ кг/с (воздух) и горючего $\dot{m}_{gor} = 0.064$ кг/с (водород) и $\dot{m}_{gor} = 0.014$ кг/с (метан) при температуре потока на входе $T_{vh} = 288$ К.

Задание массового расхода на входе означает, что давление на этой границе будет зависеть от решения, полученного в расчетной области.

В качестве выходных граничных условий используется «pressure outlet», равное атмосферному.

На стенке задаются пристеночные граничные условия «wall».

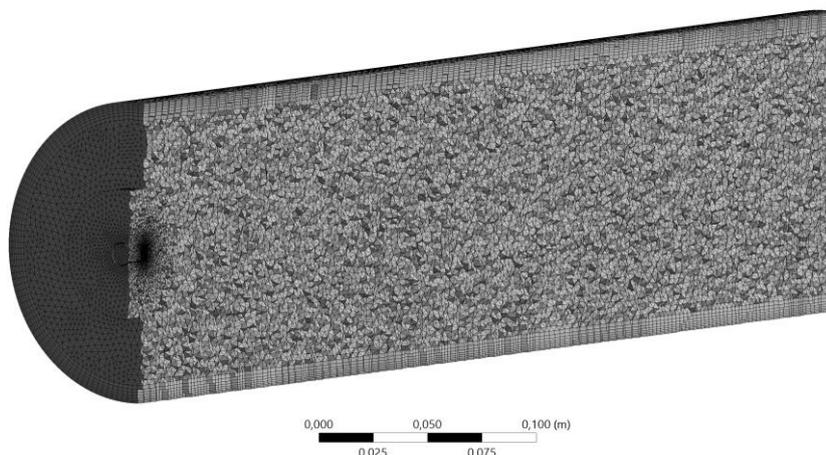
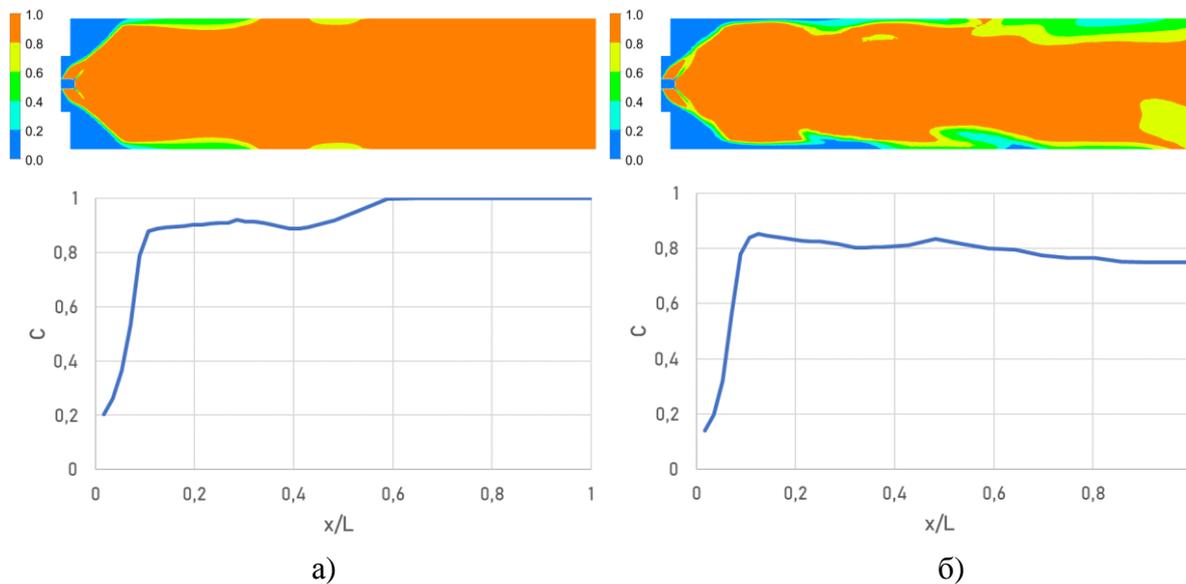


Рис. 2. Расчетная сетка. ²

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Ниже приводятся результаты численного моделирования пары компонентов водород-воздух и метан-воздух в конвертируемой камере сгорания.

На рисунке 3 представлено распределение по объему и продольные профили коэффициента динамики \bar{c} , осредненные по поперечному сечению.



a – водород-воздух; *б* – метан-воздух.

Рис. 3. Распределение и продольные профили коэффициент динамики реакции горения. ³

Полученные результаты показывают, что реакции горения компонентов водород-воздух практически завершаются при $x/L = 0.6$, а далее вниз по потоку находятся только продукты сгорания при коэффициенте динамики горения $\bar{c} = 0.999$. Реакции горе-

ния компонентов метан-воздух протекают на всей длине камеры, при этом при $x/L \geq 0.5$ коэффициент динамики горения уменьшается. По всей видимости, на качество образования горюче-воздушной смеси оказывает вли-

яние не только конструктивная схема смесителя, но и тип топливного газа.

На рисунке 4 показано положение фронта пламени, которое получено построением изо-

поверхности по коэффициенту динамики $\bar{c} = 0.98$.

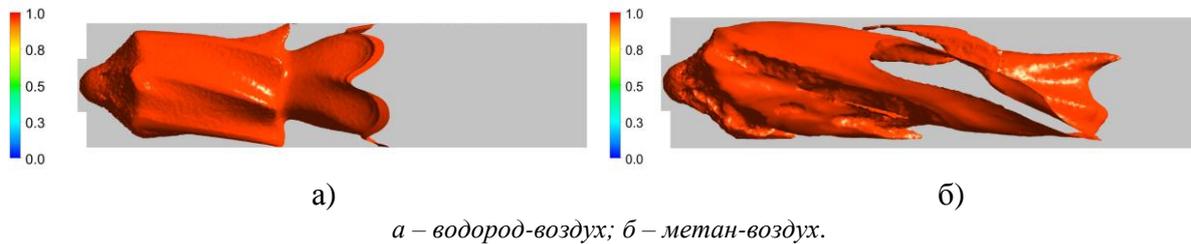


Рис. 4. Положение фронта пламени. ⁴

Результаты на рисунке 4а показывают, что из-за большой скорости горения водорода (в 7 раз больше скорости горения метана) пламя находится в контакте со смесительной головкой, но в диффузионном режиме горения просок отсутствует. При организации низкотемпературного горения с большими значениями коэффициента избытка воздуха этот факт не вызывает каких-либо затруднений. Однако, при высокотемпературном горении при соотношениях компонентов близких к

стехиометрическим могут возникнуть проблемы с прогаром смесительной головки.

Результаты на рисунке 4б показывают, что ввиду небольшой скорости горения метана пламя располагается практически по всей длине камеры сгорания, но также примыкает к смесительной головке.

На рисунке 5 представлены распределение по объему и продольные профили температуры, осредненные по поперечному сечению камеры.

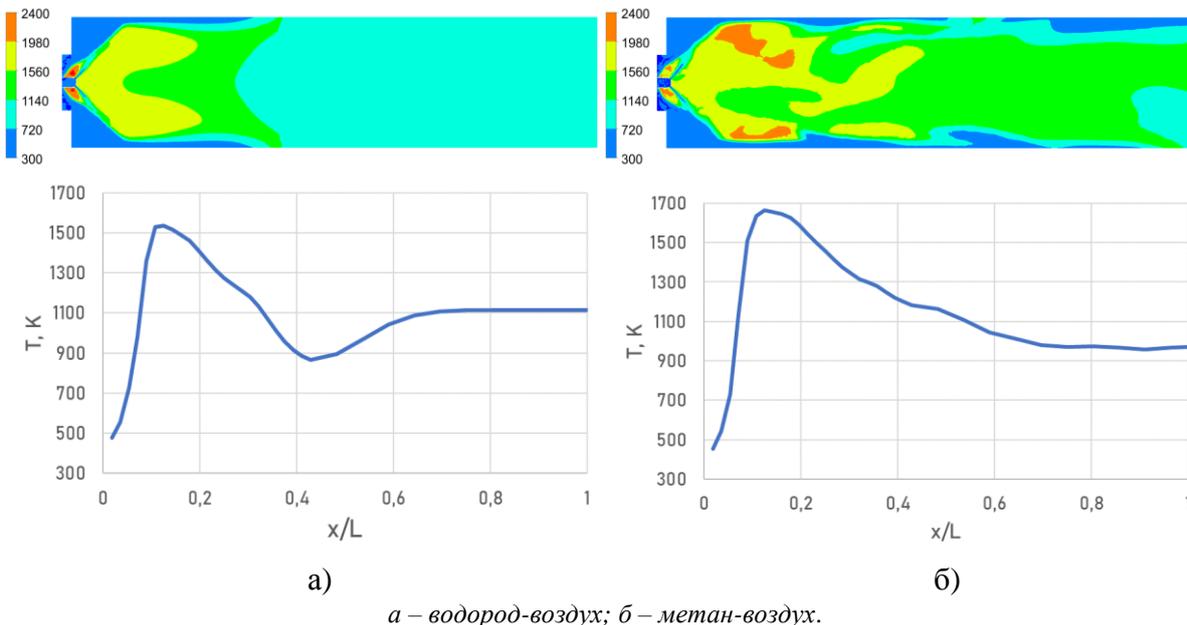


Рис. 5. Распределение и продольные профили температуры. ⁵

Анализ данных на рисунке 5а показывает, что распределение температуры по объему камеры является неравномерным, а в выходном сечении – равномерным; максимальная температура около 2300 К находится внутри головки, но в режиме диффузионного горения

проскок пламени отсутствует. Полученные результаты указывают на необходимость оптимизации соотношения миделевой скорости к скорости турбулентного горения или применение инертного газа (например, аргон) при организации горения компонентов водо-

род-воздух. В выходном сечении камеры температура продуктов сгорания равна 1115 K, которая с точностью до 5 % совпадает с заданной температурой на входе в турбину конвертируемой установки и показывает на возможность использования неохлаждаемой турбины при горении компонентов водород-воздух.

Анализ данных на рисунке 5б показывает, что распределение температуры по объему камеры является неравномерным, а в выходном сечении – равномерным; максимальная температура около 2200 K наблюдается вбли-

зи стенок камеры сгорания, что указывает на необходимость их охлаждения. В выходном сечении камеры температура продуктов сгорания равно около 1000 K, что удовлетворяет требованиям конвертируемой установки и показывает возможность использования неохлаждаемой турбины при горении компонентов метан-воздух.

На рисунке 6 показано распределение по объему и продольные профили коэффициента избытка воздуха, осредненные по поперечному сечению камеры.

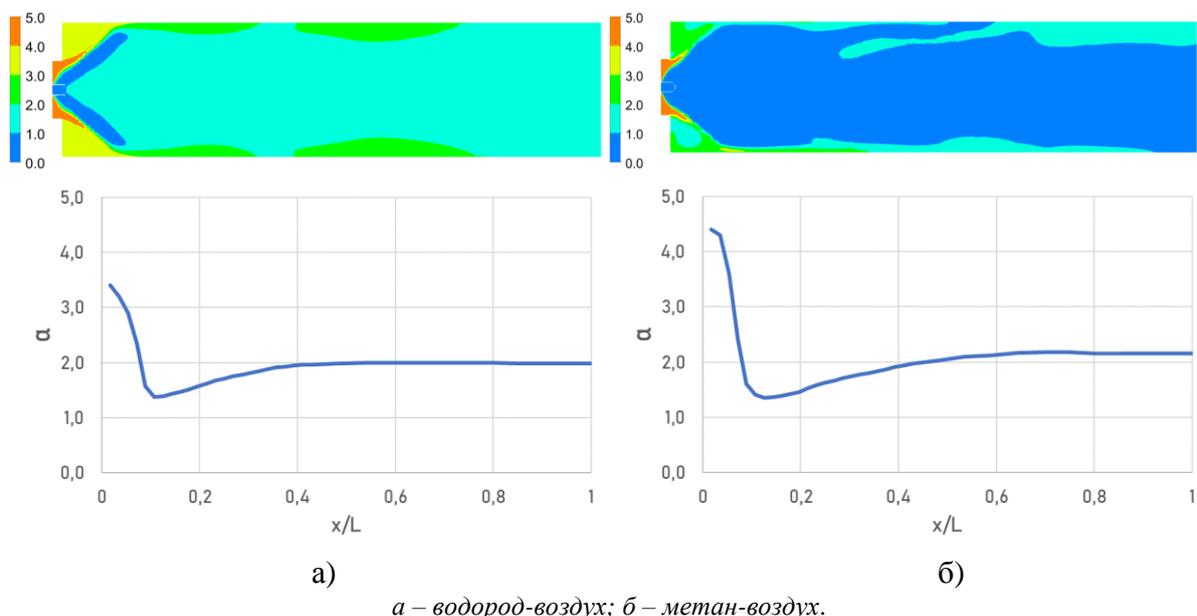


Рис. 6. Распределение по объему и продольные профили коэффициента избытка воздуха. ⁶

Анализ данных на рисунке 6а показывает, что в объеме камеры осуществляется бедное горение. В области смесительной головки происходит интенсивное перемешивание при коэффициентах избытка воздуха от 1.5 до 3.5, а на расстоянии $x/L=0.4$ устанавливается равномерное значение $\alpha=2$, что соответствует температуре продуктов сгорания $T=1115K$ в выходном сечении камеры сгорания.

Анализ данных на рисунке 6б показывает, что в объеме камеры осуществляется бедное горение. Неравномерное распределение коэффициента избытка воздуха в области смесительной головки от 1.3 до 4.5, что является свидетельством интенсивного перемешиванием в данной области. На расстоянии $x/L=0.55$ устанавливается равномерное распределение $\alpha=2.2$, что соответствует

температуре продуктов сгорания $T=1000K$ в выходном сечении камеры.

На рисунке 7 представлены распределение по объему и продольные профили осевой скорости U , осредненные по поперечному сечению камеры.

Анализ данных на рисунке 7а показывает, что миделевая скорость U возрастает вдоль камеры сгорания от 50 м/с до 175 м/с, что связано с уменьшением плотности газа при увеличении температуры. Данные, полученные по численной модели, согласуются с данными по уравнению расхода.

Анализ данных на рисунке 7б показывает, что миделевая скорость U увеличивается вдоль камеры сгорания от 45 м/с до 125 м/с и меньше по величине по сравнению с компонентами водород-воздух. Это связано с тем, что плотность метановоздушной смеси больше плотности водородовоздушной смеси.

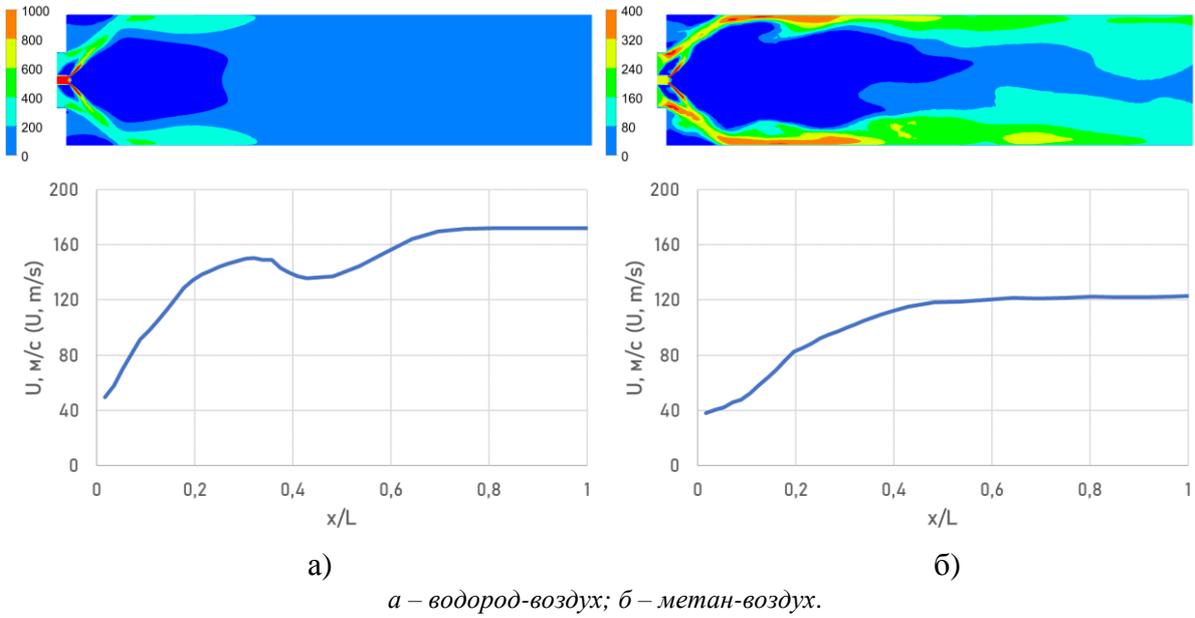


Рис. 7. Распределение и продольные профили осевой скорости. ⁷

Важнейшей характеристикой внутрикамерного процесса является скорость турбулентного горения, на которую влияют давление в камере, температура и состав горюче-воздушной смеси. На рисунке 8 показано

распределение по объему и продольные профили скорости турбулентного горения, осредненные по поперечному сечению камеры.

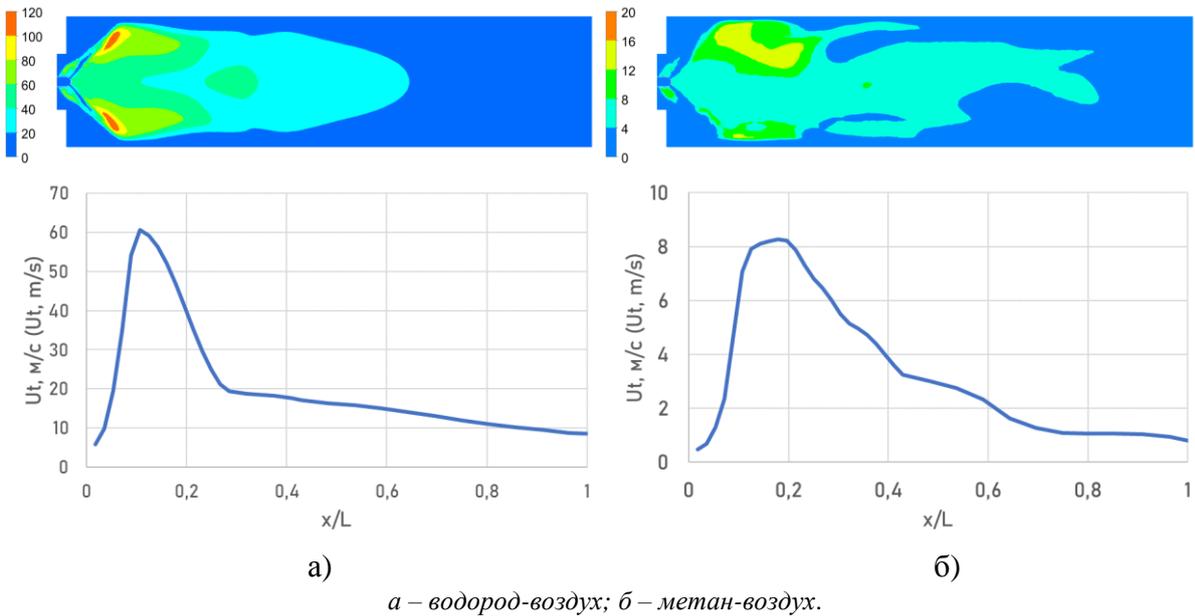


Рис. 8. Распределение по объему и продольные профили скорости турбулентного горения. ⁸

Анализ данных на рисунке 8а показывает, что максимальная скорость турбулентного горения $U_t = 61$ м/с и наблюдается в зоне расположения пламени. В выходном сечении

камеры теоретические значения $U_t = 8$ м/с, хотя горение здесь отсутствует. На наш взгляд, это связано с предположением о тонком пламени, когда осредненное значение U_t

определяется по формуле (1) при $\bar{c} = 0.999$. При теоретическом значении коэффициента динамики горения $\bar{c} = 1$ на выходе из камеры должны присутствовать полностью прореагировавшие продукты сгорания.

Анализ данных на рисунке 8б показывает, что максимальная скорость турбулентного горения $U_t = 8$ м/с и наблюдается в зоне расположения пламени. В выходном сечении камеры теоретические значения турбулентной скорости пламени $U_t = 0.8$ м/с при $\bar{c} = 0.75$. Данный факт свидетельствует о том, что при горении компонентов метан-

водород на заданной длине камеры наблюдается неполное сгорание.

Одним из основополагающих критериев устойчивого положения пламени является отношение миделевой скорости к скорости турбулентного горения, которое влияет на число Дамклера Da и Пекле Pe .

На рисунке 9 показаны продольные профили отношения миделевой скорости потока к турбулентной скорости горения, осредненные по поперечному сечению камеры.

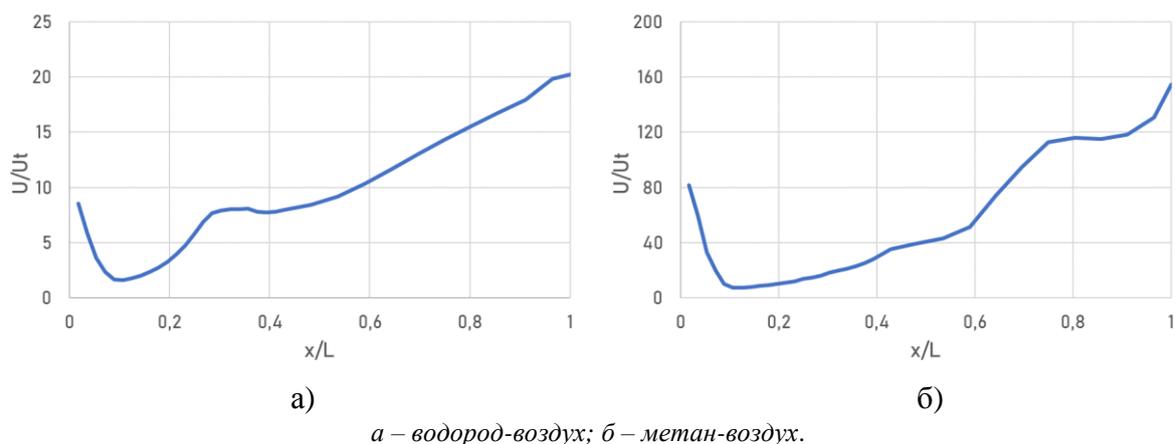


Рис. 9. Продольные профили отношения миделевой скорости потока к скорости турбулентного горения.⁹

На рисунке 9а представляет интерес отношение скоростей в зоне расположения фронта пламени $x/L \leq 0.5$. Минимальное значение $U/U_t = 1.6$ объясняется интенсивным сгоранием водорода в этой области. Среднее значение отношения скоростей в зоне горения $U/U_t = 5...7$, что свидетельствует об устойчивом положении фронта пламени. В работах [25, 26] получен диапазон устойчивого горения $U/U_t = 5...35$.

На рисунке 9б представляет интерес соотношение в зоне расположения фронта пламени $x/L \leq 0.6$. Минимальное значение $U/U_t = 7.3$ объясняется интенсивным сгоранием метана в этой области. Среднее значение отношения скоростей в зоне горения

$U/U_t = 20$, что свидетельствует об устойчивом положении фронта пламени [25, 26].

На рисунке 10 показано распределение по объему и продольные профили массовой концентрации оксидов азота C_{NOx} , осредненные по поперечному сечению.

Анализ данных на рисунке 10а показывает, что максимальное значение $C_{NOx} = 11$ ppm достигается в зоне горения при $x/L \leq 0.5$, а в выходном сечении камеры $C_{NOx} = 0$ ppm. Анализ данных на рисунке 10б показывает, что максимальное значение $C_{NOx} = 5$ ppm достигается в зоне горения, при $x/L \leq 0.6$, а в выходном сечении камеры $C_{NOx} = 0.85$ ppm.

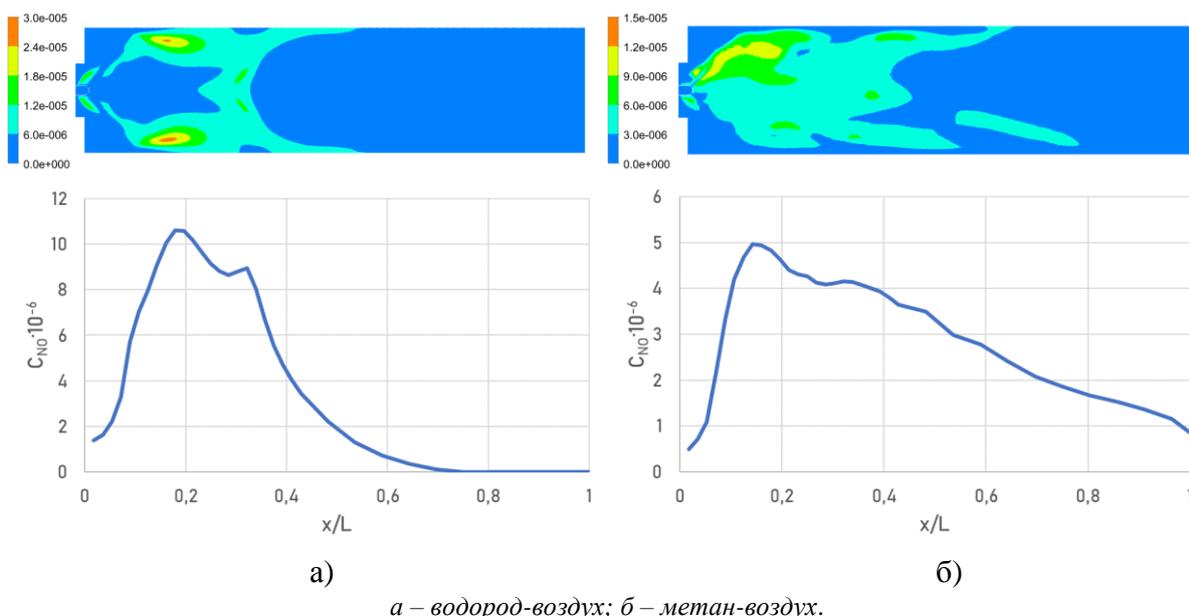


Рис. 10. Распределение по объему и продольные профили осредненной по площади массовой концентрации оксидов азота NO_x .¹⁰

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ газодинамических и эмиссионных характеристик диффузионного горения в конвертируемой камере сгорания при использовании метан-воздушной и водород-воздушной смесей позволяет рекомендовать следующие условия устойчивого диффузионного горения водорода в камерах сгорания энергоустановок:

- для обеспечения надежного перемешивания компонентов и качественного образования газозвушной смеси рекомендуется подача топлива под углом от 45 до 90 градусов в зону закрученного потока воздуха;

- горение водородного топлива может быть реализовано в укороченной камере сгорания по сравнению с углеводородными топливами;

- при практической реализации устойчивого горения в первую очередь необходимо добиваться соблюдения соотношения миделевой скорости газа и скорости турбулентного горения в строго определенном диапазоне путем подбора диаметра камеры, расходов топлива и воздуха при заданном давлении и составе смеси.

APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

¹Fig. 1. 3D model of the burner and gas nozzle.

²Fig. 2. Calculation grid.

³Fig. 3. Distribution and longitudinal profiles coefficient of dynamics of the combustion reaction. (a –

hydrogen-air, b – methane-air).

⁴Fig. 4. Position of the flame front. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

⁵Fig. 5. Distribution and longitudinal profiles of temperature. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

⁶Fig. 6. Volume distribution and longitudinal profiles of excess air ratio. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

⁷Fig. 7. Distribution and longitudinal profiles of axial velocity. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

⁸Fig. 8. Volume distribution and longitudinal profiles of turbulent combustion velocity. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

⁹Fig. 9. Longitudinal profiles of the ratio of midship flow velocity to turbulent combustion velocity. (a – hydrogen-air, b – methane-air).

¹⁰Fig. 10. Volume distribution and longitudinal profiles of the area-averaged mass concentration of nitrogen oxides NO_x . (a – hydrogen-air, b – methane-air).

Литература (References)

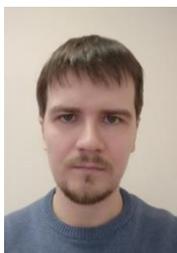
- [1] Ebrahimi Fordoei E., Mazaheri K., Mohamadpour A. Effects of hydrogen addition to methane on the thermal and ignition delay characteristics of fuel-air, oxygenen riched and oxy-fuel MILD combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, no 68, pp. 34002-34017. doi: 10.1016/j.energy.2020.119524.
- [2] Gruber A., Bothien M., Ciani A., Aditya K., Chen J., Williams F. Direct Numerical Simulation of hydrogen combustion at auto-ignitive conditions: Ignition, stability and turbulent reaction-front velocity. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 229, doi: 10.1016/j.combustflame.2021.02.031.

¹⁰ Appendix 1

- [3] Kashir B., Tabejamaat S., Jalalatian N. A numerical study on combustion characteristics of blended methane-hydrogen bluff-body stabilized swirl diffusion flames. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, vol. 40, no. 18, pp. 6243-6258. doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.03.023.
- [4] Öztuna S., Büyükkakin M.K., Effects of hydrogen enrichment of methane on diffusion flame structure and emissions in a back-pressure combustion chamber. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, no. 10, pp. 5971-5986, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.09.187.
- [5] Boulahlib M.S., Medaerts F., Boukhalifa M.A. Experimental study of a domestic boiler using hydrogen methane blend and fuel-rich staged combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, no. 75, pp. 37628-37640. doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.01.103.
- [6] Patel V., Shah R. Effect of hydrogen enrichment on combustion characteristics of methane swirling and non-swirling inverse diffusion flame. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, vol. 44, no. 52, pp. 28316-28329. doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.09.076.
- [7] Wang Q., Mei X.H., Wei Z.Y., Zhao C.Y., Zhang Y. Experimental investigation of transient ignition dynamics of hydrogen enriched methane diffusion impinging flames. *Fuel*, 2021, vol. 290. doi: 10.1016/j.fuel.2020.120027.
- [8] Hu Z., Zhang X. Experimental study on flame stability of biogas/hydrogen combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, vol. 44, no. 11, pp. 5607-5614. doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.08.011.
- [9] Xiao H., Wang Q., Shen X., An W., Duan Q., Sun J., An experimental study of premixed hydrogen/air flame propagation in a partially open duct. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, no. 11, pp. 6233-6241. doi: 10.1016/j.ijhydene.2013.05.003.
- [10] Zhang Ch., Wen J., Shen X., Xiu G. Experimental study of hydrogen/air premixed flame propagation in a closed channel with inhibitions for safety consideration. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, vol. 44, no. 40, pp. 22654-22660. doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.04.032.
- [11] Li Y., Zhang X., Wang Y. Experimental study on the combustion characteristics of premixed methane-hydrogen-air mixtures in a spherical closed chamber. *Fuel*, 2021, vol. 299. doi: 10.1016/j.fuel.2021.120885.
- [12] Cheng Q., Ahmad Z., Kaario O., Vuorinen V., Larmi M. Experimental study on tri-fuel combustion using premixed methane-hydrogen mixtures ignited by a diesel pilot. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, no. 40, pp. 21182-21197. doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.03.215.
- [13] Durocher A., Meulemans M., Bourque G., Bergthorson J.M. Measurements of the laminar flame speed of premixed, hydrogen-air-argon stagnation flames. *Applications in Energy and Combustion Science*, 2021, vol. 7. doi: 10.1016/j.jaecs.2021.100028.
- [14] Taamallah S., Vogiatzaki K., Alzahrani F.M., Mokheimer E.M.A., Habib M.A., Ghoniem A.F. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations. *Applied Energy*, 2015, vol. 154, pp. 1020-1047. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.04.044.
- [15] Sanli A., Yılmaz I.T., Gümüş M. Assessment of combustion and exhaust emissions in a common-rail diesel engine fueled with methane and hydrogen/methane mixtures under different compression ratio. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, vol. 45, no. 4, pp. 3263-3283. doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.11.222.
- [16] Xiao H., Duan Q., Sun J. Premixed flame propagation in hydrogen explosions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 81, part 2, pp. 1988-2001. doi: 10.1016/j.rser.2017.06.008.
- [17] Fu J., Zhong L., Zhao D., Liu Q., Shu J., Zhou F., Liu J. Effects of hydrogen addition on combustion, thermodynamics and emission performance of high compression ratio liquid methane gas engine. *Fuel*, 2021, vol. 283. doi: 10.1016/j.fuel.2020.119348.
- [18] Zheng K., Yu M., Liang Y., Zheng L., Wen X. Large eddy simulation of premixed hydrogen/methane/air flame propagation in a closed duct. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, no. 7, pp. 3871-3884. doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.045.
- [19] Yu M., Zheng K., Zheng L., Chu T., Guo P. Scale effects on premixed flame propagation of hydrogen/methane deflagration. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2015, vol. 40, no. 38, pp. 13121-13133. doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.07.143.
- [20] Zhang X., Yang Z., Huang X., Wang X., Pan Y., Zhou X. Combustion enhancement and inhibition of hydrogen-doped methane flame by HFC-227ea. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, no. 41, pp. 21704-21714. doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.03.250.
- [21] Sheu E.J., Mitsos A., Eter A.A., Mokheimer E.M.A., Habib M.A., Al-Qutub A. A review of hybrid solar-fossil fuel power generation systems and performance metrics. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2012, vol. 134, no. 4. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4006973>.

- [22] Sheu E.J., Ghoniem A.F. Redox reforming based, integrated solar-natural gas plants: reforming and thermodynamic cycle efficiency. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2014, vol. 39, no. 27, pp. 14817-14833. doi: 10.1016/j.ijhydene.2014.07.086.
- [23] Cocchi S., Sigali S. [Development of a low-NOX hydrogen-fuelled combustor for 10 MW class gas turbines]. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Volume 2: Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B*. Glasgow, UK, June 14–18 2010, pp. 1025-1035. doi: 10.1115/GT2010-23348.
- [24] Massey J.C., Chen Z.X., Swaminathan N. Lean Flame Root Dynamics in a Gas Turbine Model Combustor. *Combustion Science and Technology*, 2019, vol. 191, pp. 1019-1042. doi: 10.1080/00102202.2019.1584616.
- [25] Kroener M., Sattelmayer T., Fritz J., Kiesewetter F., Hirsch C. Flame propagation in swirling flows - Effect of local extinction on the combustion induced vortex breakdown. *Combustion Science and Technology*, 2007, vol. 179, no. 7, pp. 1386-1416. doi: 10.1080/00102200601149902.
- [26] Hasan K.S., Wisam A. Abd Al-wahid, Khwayyir H. H. S. [Flashback and combustion stability in swirl burners: review paper]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [2-nd International Scientific Conference of Al-Ayen University (ISCAU-2020)]. Thi-Qar, Iraq, 15-16 July 2020, vol. 928. doi: 10.1088/1757-899X/928/2/022045.

Сведения об авторах.



Матюнин Олег Олегович – старший преподаватель кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование рабочих процессов в ЭУ.

E-mail: matoleg@gmail.com



Шилова Алена Алексеевна – аспирант кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: рабочие процессы в КС ЭУ.

E-mail: alyona1203@gmail.com



Булбович Роман Васильевич – д.т.н., профессор кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: авиационное и ракетное двигателестроение.

E-mail: Bulbovich@pstu.ru



Архипов Станислав Константинович – магистр Аэрокосмического факультета ПНИПУ. Область научных интересов: численное моделирование процессов горения.

E-mail: Giroway72@mail.ru



Бачев Николай Леонидович – к.т.н., доцент кафедры «Ракетно-космическая техника и энергетические системы» ПНИПУ. Область научных интересов: утилизационные газотурбинные установки.

E-mail: bn54@yandex.ru