Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 2. С. 89–99 Thermal processes in engineering, 2025, vol. 17, no. 2, pp. 89–99

Научная статья УДК 62-643; 536.463 URL: https://tptmai.ru/publications.php?ID=184636 EDN: https://www.elibrary.ru/LYVEZK

Исследование пароструйного сжигания в качестве способа достижения сверхнизких выбросов СО и NOx в камерах сгорания повышенного давления

Е.П. Копьев¹, И.С. Садкин², Е.Ю. Шадрин^{3⊠}

^{1,2,3}Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Российская Федерация ³evgen_zavita@mail.ru[⊠]

Аннотация. В статье экспериментально исследуется метод пароструйного сжигания топлива для низкой эмиссии СО и NOx при сжигании жидких углеводородных топлива применительно к камерам сгорания повышенного давления. Целью работы является адаптация перспективного метода сжигания применительно к задачам энерготехнологий и создания рабочего тела энергетических установок. Новизной метода являются бесконтактный распыл топлива паровой струей и реализация аналога ступенчатого сжигания за счет наличия камеры газогенерации, позволяющие получать сверхмалые выбросы NOx и CO при высокой полноте сгорания топлива. В работе экспериментальными методами определяются эффективные соотношения пар/топливо/воздух для достижения наилучших показателей работы устройства. Продуктами сгорания является газопаровая смесь с потенциалом использования в качестве рабочего тела для энергетических установок. Получены режимы, при которых выбросы оксидов азота и монооксида углерода не превышают 10 ppm.

Ключевые слова: низкоэмиссионное сжигание; пароструйное сжигание; камера сгорания; снижение выбросов NOx; газопаровая турбина

Для цитирования. Копьев Е.П., Садкин И.С., Шадрин Е.Ю. Исследование пароструйного сжигания в качестве способа достижения сверхнизких выбросов СО и NOx в камерах сгорания повышенного давления // Тепловые процессы в технике. 2025. Т. 17. № 2. С. 89–99. URL: https://tpt mai.ru/publications.php?ID=184636

Original article

Investigation of steam-jet liquid fuel combustion as low NOx and CO emission approach in high-pressure combustion chambers

E.P. Kopyev¹, I.S. Sadkin², E.Yu. Shadrin^{3⊠}

^{1,2,3}Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS, Novosibirsk, Russian Federation ³evgen_zavita@mail.ru \bowtie

Abstract. The article experimentally studies the method of steam-jet combustion of fuel for low CO and NOx emissions during combustion of liquid hydrocarbon fuels as applied to high-pressure combus-

[©] Копьев Е.П., Садкин И.С., Шадрин Е.Ю., 2025

tion chambers. The aim of the work is to adapt the promising combustion method as applied to the problems of energy technologies and creation of the working fluid of power plants. The novelty of the method is contactless atomization of fuel by a steam jet and implementation of an analogue of staged combustion due to the presence of a gas generation chamber, which allow obtaining ultra-low NOx and CO emissions with high completeness of fuel combustion.

To study the regularities characterizing the process of combustion of liquid fuel in a stream of superheated steam under high pressure, a model combustion chamber was used. In this combustion chamber, excess pressure is provided by additional air supply to the area of combustion product removal. For the research, the model combustion chamber was integrated with an experimental fire bench. The capabilities of the bench allow regulating the amount of supplied blast; varying excess pressure in the combustion chamber; changing the parameters of steam; record the mass flow rates of steam, fuel, air; determine the content of harmful substances in combustion products.

In this work, effective steam/fuel/air ratios (primary, secondary) were determined using experimental methods to achieve the best performance of the device: 0.75/1/5/15.1. By regulating the excess air coefficient at elevated pressure in the combustion chamber of the burner device with the supply of superheated steam to the combustion zone, stable combustion modes of diesel fuel are implemented, ensuring high combustion completeness and low levels of carbon monoxide and nitrogen oxides in the combustion products: CO < 10 ppm, NOx < 10 ppm. Thus, low levels of carbon monoxide in the presence of superheated steam are most likely due to the fact that steam intensifies the combustion reactions and afterburning of CO due to additional hydroxyl radicals. Low levels of nitrogen oxides are associated with a low process temperature due to partial gasification of the fuel in the presence of superheated steam. As a result, the dependences of diesel fuel combustion indicators were studied during contactless spraying with a steam jet under high pressure conditions in a model combustion chamber of a gas turbine unit with low emissions of toxic combustion products. The combustion products are a gas-steam mixture that has the potential to be used as a working fluid for power plants. The obtained experimental results are in demand for the verification of mathematical models of hydrocarbon combustion with the addition of steam, as well as for the creation of low-emission and combustion chambers of promising gas turbines.

Keywords: low emission combustion; steam-jet combustion; combustion chamber; NOx reduction; gas steam turbine

For citation. Kopyev E.P., Sadkin I.S., Shadrin E.Yu. Investigation of steam-jet liquid fuel combustion as low NOx and CO emission approach in high-pressure combustion chambers. *Thermal processes in engineering*. 2025, vol. 17, no. 2, pp. 89–99. (In Russ.). URL: https://tptmai.ru/publications.php?ID =184636

1. Введение

Снижение антропогенного влияния на окружающую среду является одним из основных направлений научно-технического развития современного общества [1]. Значительное сокращение выбросов вредных веществ достигается за счет уменьшения удельного потребления топлива, т.е. повышение эффективности энергоустановок, перехода на более чистые источники энергии и разработки низкоэмиссионных устройств.

Одними из таких устройств в настоящее время являются газотурбинные установки (ГТУ). Наилучший электрический КПД современных мощных ГТУ достиг 44 %, а комбинированных парогазовых установок (ПГУ) на их основе – 63–64 % [2]. Однако даже в этом случае сохраняется проблема выбросов загрязняющих веществ, прежде всего СО и NOx. Рост выбросов оксидов азота связан с повышением температуры, который обуславливается стремлением максимизировать КПД выработки электроэнергии.

Так как процесс горения осуществляется в камере сгорания энергетических установок, а состав образующихся продуктов сгорания практически не изменяется в дальнейших технологических процессах, то в целях снижения выбросов необходимо улучшать процессы именно в камере сгорания. Например, для газотурбинных установок к числу распространенных технологий снижения выбросов относят разработку различных конструкций камеры сгорания [3, 4], улучшение смешивания окислителя и топлива [5–7], добавление разбавителей [8, 9].

Существенно уменьшить эмиссию оксидов азота удается при подаче в контур ГТУ водяного пара или воды. В работе [10] показано, что впрыск пара оказывает одновременное влияние на снижение выбросов CO и NOx [11]. В испарительной газовой турбине (evaporative gas turbine, EGT) [12] вода впрыскивается в поток горячего воздуха на выходе из компрессора. За счет испарения воды воздух остывает, а паровоздушная смесь поступает в регенеративный теплообменник, после которого направляется в камеру сгорания. Существует несколько других вариантов, например, турбина влажного воздуха (humid air turbine, HAT) [13], когда вода нагревается в промежуточных охладителях компрессора, а выходящий из компрессора высокого давления воздуха увлажняется в специальном аппарате в контакте с противоточной водой. Наиболее заметный физический вклад в структуру течений в камере сгорания вносит метод паровая газовая турбина (Steam injected gas turbine, STIG), где пар, генерируемый в котле-утилизаторе, в чистом виде добавляется в виде струи/струй [14]. Это увеличивает массовый расход рабочего тела через турбину, повышает выходную мощность, снижает выбросы. Данный способ был предложен фирмой General Electric [15] и активно разрабатывался ею. Во всех случаях количество H₂O составляет значительную долю: 10-20 % от массы воздуха [11], подаваемого для работы ГТУ. Во всех трех указанных вариантах влага используется в качестве добавки к процессу горения, которая принципиально не участвует в процессах распыла, смесеобразования, организации стадийного сжигания, то есть выполняет роль «балласта». Вследствие этого горение топлива в камере сгорания происходит при пониженных температурах, и концентрация NOx в продуктах сгорания уменьшается. Однако для достижения ультранизких концентраций NOx (до 10 ppm) необходимо использование значительной доли пара к топливу, что приводит к резкому увеличению содержания монооксида углерода. Принципиаль-

ным препятствием для одновременного снижения концентраций NOx и CO в ГТУ является невозможность однородно перемешать за короткое время впрыскиваемую воду или пар с компонентами пламени. В итоге в камере сгорания формируются локальные области и с пониженным, и с повышенным содержанием парового балласта. В областях с пониженным содержанием пара снижение температуры невелико и недостаточно, чтобы существенно затормозить формирование оксидов азота, но там эффективно догорает СО. В областях с повышенной долей пара, т.е. в условиях сильного понижения температуры, чрезмерно тормозится процесс догорания СО. Таким образом, однородность перемешивания парового балласта с топливом критически влияет на содержание NOx и CO.

Как альтернативный подход использования впрыска пара в камеру сгорания, в настоящей работе исследуется метод нагнетания пара с камерой газогенерации (Steam Injection Method with Gas Generation chamber, SIMGG), при котором горение инициируется непосредственно в струе перегретого водяного пара [16]. Пар генерируется за счет собственного тепловыделения, как и в методе STIG. Отличие от рассмотренных выше методов заключается в том, что данный поток пара реализует процесс распыла топлива, при котором топливо подается в основание паровой струи, и обеспечивается предварительная термоподготовка. При этом SIMGG показывает высокую эффективность при работе как с газообразным, так и с жидким топливом. SIMGG метод успешно опробован в горелочных устройствах, работающий в камерах сгорания без высокого давления [17], и позволяет с низкими выбросами сжигать некондиционное топливо [18].

Целью настоящего исследования является изучение эффективности SIMGG в условиях повышенного давления применительно к условиям камер сгорания энергетических установок. В модельной камере сгорания на примере дизельного топлива при его распыле струей перегретого водяного пара проведены экспериментальные исследования характеристик горения в условиях повышенного давления за счет дополнительного ввода воздуха. Для управления характеристиками процесса горения, в том числе, снижением NOx, необходимо установление закономерностей физико-химических процессов SIMGG, которые в дальнейшем будут востребованы для создания оборудования и технологий экологически безопасной утилизации некондиционных жидких углеводородов с получением тепловой энергии. Актуальность исследований обусловлена высокой научной значимостью, результаты обладают перспективой широкого практического применения при создании низкоэмиссионных горелочных устройств.

2. Экспериментальная установка 2.1. Модельная камера сгорания

Для изучения закономерностей, характеризующих процесс сжигания жидкого топлива в струе перегретого водяного пара в условиях повышенного давления, используется модельная камера сгорания. В данной камере сгорания избыточное давление обеспечивается за счет дополнительной подачи воздуха в область отвода продуктов горения. Устройство состоит из корпуса-парогенератора *1*, распылительно-зажигательного блока (камеры газогенерации) *2*, камеры горения *3*, камеры наддува воздуха *4*, заслонки *5* (см. рис. 1).



Рис. 1. Вид (*a*) и схема (б) модельной камеры сгорания: 1 – охлаждаемый корпус-парогенератор, 2 – распылительно-зажигательное устройство (камера газогенерации), 3 – камера сгорания, 4 – камера наддува воздуха, 5 – заслонка, 6 – кольцевые каналы, 7 – передняя крышка камеры сгорания, 8 – задняя крышка камеры сгорания, 9 – отверстия подачи вторичного воздуха в камеру сгорания, 10 – трубка наддува воздуха для создания избыточного давления, 11 – штуцер манометра камеры сгорания

Корпус *1* состоит из четырех труб напрессованных друг на друга, где на наружной цилиндрической поверхности трех внутренних труб выполнены спиральные каналы *6*, которые начинаются и заканчиваются кольцевыми каналами. Каналы 6 предназначены для охлаждения камеры сгорания и могут использоваться для генерации пара или подогрева подаваемого внутрь дутья. С обеих торцевых сторон корпуса l по потоку газов установлены крышки 7 и 8 с отверстиями по центру. В крышке 7 имеются отверстия 9 с внутренним диаметром 6 мм для подачи вторичного воздуха в камеру сгорания, расположенные тангенциально под углом 30° для обеспечения дополнительной стабилизации пламени. Конструкция оснащена системой воспламенения в виде свечи зажигания и системой подачи газообразного топлива, предназначенного для пуска и прогрева устройства при холодном запуске. После нагрева корпуса 1 до температуры свыше 100 °С осуществляется подача перегретого пара и запуск на жидком топливе.

Распылительно-зажигательное устройство 2 представляет собой горелочное устройство на основе SIMGG метода с принудительной подачей первичного воздуха в камеру газогенерации. Данное устройство основано на предыдущих работах авторов [17–19]. Перегретый водяной пар подается в устройство через паровую форсунку, установленную в основании горелки. Высокоскоростная струя пара истекает из форсунки в камеру газогенерации. Через топливоподающую трубку в основание паровой струи подается жидкое топливо с заданным расходом. В результате взаимодействия газовой и жидкостной струй формируется однородный мелкодисперсный газокапельный поток [20], что позволяет получить устойчивое пламя. При этом в камере газогенерации поддерживается избыток воздуха много меньше стехиометрического соотношения (не выше 0,5), что создает условия для предварительной газификации углеводородного топлива и препятствует формированию высокотемпературных зон (температура на выходе из камеры газогенерации в этом случае не превышает 1200 °C [19]).

Горение топливно-паро-воздушной смеси, образованной благодаря интенсивному воздействию паровой струи на поток топлива и воздуха, осуществляется в камере сгорания 3. В камеру сгорания подводится вторичное дутье. В совокупности с первичным дутьем обеспечивается избыток воздуха на данном этапе 1,2–1,5. Затем продукты сгорания поступают камеру наддува 4. Через трубку 10, радиально установленную в камере 4, осуществляется наддув воздуха, тем самым осуществляется увеличение давления во всей системе. Регулирования выходного отверстия заслонкой 5 позволяет дополнительно нагнетать давление в камере сгорания. Давление в камере сгорания контролируется через штуцер 11 с использованием цифрового датчика давления с погрешностью 1 кПа.

2.2. Экспериментальные методики

Для проведения исследований модельная камера сгорания интегрировалась с экспериментальным огневым стендом. Возможности стенда позволяют регулировать количество подаваемого дутья; варьировать избыточное давление в камере сгорания; изменять параметры водяного пара; фиксировать массовые расходы пара, топлива, воздуха; определять показатели содержания вредных веществ в продуктах сгорания. Перегретый водяной пар генерируется лабораторным электрическим парогенератором, который позволяет на выходе получать перегретый водяной пар с точно заданными параметрами: температура до 550°C, давление до 2 МПа, массовый расход до 1,4 кг/ч [21].

Для исследования газового состава продуктов сгорания (O2, CO2, CO, NO, NO2) углеводородного топлива применяется газоанализатор Testo 350 [21]. Забор пробы для анализа осуществляется непосредственно за заслонкой горелочного устройства с помощью пробоотборного зонда газоанализатора. При анализе полученные значения объемного содержания, определяемого газоанализатором [ppm], пересчитывались относительно содержания кислорода 15 % по [22]. Одновременно с измерениями состава газов определялась и температура Tg на выходе из отверстия заслонки при помощи пробоотборника Testo 350, оснащенного хромель-алюмелевой термопарой (NiCr-Ni, Тип К), позволяющей определять температуру уходящего потока в диапазоне до 1000 °С (ограничение конструкцией зонда) с погрешностью 1 °С.

Для оценки суммарного потока воздуха Q_{sum} , подаваемого внутрь модельной камеры сгорания, использовались данные по содержанию кислорода в уходящих газах, а также информация о расходе топлива и массовой доле углерода и водорода в топливе. Суммарный расход воздуха оценивался по следующей формуле:

$$Q_{\rm sum} = q_f \left(\frac{\{\rm C\}}{\mu_{\rm C}} + \frac{\{\rm H_2\}}{2\mu_{\rm H2}}\right) \left(\frac{100}{21 - [\rm O_2]}\right) \mu_{\rm air}, \quad (1)$$

где $\{X\}$ – массовое содержание вещества X в топливе, %; μ_X – молярная масса вещества X, кг/моль; q_f – массовый расход топлива, кг/ч.

Данный показатель включает потоки воздуха первичного дутья (внутрь камеры газогенерации распылительно-зажигательного блока), вторичного дутья (внутрь камеры сгорания) и дутья в камеру наддува воздуха для создания повышенного давления внутри устройства.

В таком случае расход воздуха, используемый для наддува и повышения давления в камере сгорания может быть выражен как: $Q_{\text{boost}} = Q_{\text{sum}} - Q_{\text{gg}} - Q_{\text{cc}}$, где Q_{gg} – массовый расход первичного воздуха, подаваемого в камеру газогенерации, кг/ч, Q_{cc} – массовый расход вторичного воздуха, подаваемого в камеру сгорания, кг/ч.

Оценку массового количества уходящих дымовых и газов наддува $Q_{d.g.+boost}$ можно оценить через расчет скорости уходящих газов и площади выходного отверстия заслонки. Скорость уходящих газов можно оценить по формуле Сен– Венана–Ванцеля. С учетом допущений о том, что скорость среды внутри камеры сгорания пренебрежимо мала, а движение изоэнтропическое, скорость уходящих газов может быть определена по выражению:

$$v_g = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_0}{\rho_0} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)}, \qquad (2)$$

где γ – показатель адиабаты, *P*, *P*₀ – давление среды. Плотность газа ρ_0 рассчитывается из уравнения состояния для идеального газа как $\rho_0 = \frac{\mu_g P_0}{RT}$. Так как основной составляющей уходящих газов в случае наддува является воздух,

то μ_g и γ принимаются по показателям воздуха. Исходя из площади отверстия при закрытой заслонке System min. общий массовый расхол лы-

$$Q_{d.g.+boost} = S_{valve_min} \rho_g v_g \,. \tag{3}$$

Тогда итоговое выражение для оценки массового количества подаваемого воздуха:

$$Q_{d.g.+boost} = S_{valve_min} P_{\sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}}} \frac{\mu_g}{RT_g} \left(1 - P^{+\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right), \quad (4)$$

2.3. Условия измерений

Учитывая полученные ранее закономерности, характерные для горелочных устройств на основе SIMGG [16–18], для исследований были приняты режимы сжигания дизельного топлива с относительным расходом пара к расходу топлива λ не менее 0,6, избытком воздуха в камере газогенерации $\alpha_1 = 0,25-0,4$ и суммарным коэффициентом $\alpha = 1,2-1,3$. Исследовалось сжигание дизельного топлива (плотность (кг/м³) 840, вязкость (сСт) 4,1, низшая теплота сгорания (МДж/кг) 42,3) при тепловой мощности *W* устройства 10–15 кВт в режимах, представленных в таблице 1.

<i>q_f</i> кг/ч	<i>W</i> , кВт	λ	Q _{gg} , кг/ч	$Q_{\rm cc},$ кг/ч
1,0	12,5	0,60	4,5	13,5
1,2	15	0,67	6,0	15,6
0,8	10	0,75	3,6	10,8
1,0	12,5	0,80	4,5	13,5
1,2	15	0,83	6,0	15,6
0,8	10	1,00	3,6	10,8
1,0	12,5	1,00	4,5	13,5

Таблица 1. Исследуемые режимы

Изучение сжигания дизельного топлива при впрыске перегретого водяного пара проводились при различных соотношениях топливо/пар в условиях изменения давления внутри камеры сгорания за счет подачи сжатого воздуха. Исследован диапазон избыточного окружающей среде давления p^+ в камере газогенерации от 0 до 2 атм с шагом 0,5 атм. Верхний предел по давлению обусловлен порогом стабильной работы используемой системы регулирования и подачи жидкого топлива. Считается, что отличие давления в камере газогенерации от давления в камере сгорания незначительное.

Запуск экспериментальной камеры сгорания осуществлялся на легковоспламеняемом топливе. В качестве топлива используется пропан-бутановая смесь. На рисунке 2 a представлены фотографии пламени в условиях горения и распыла топлива в струе перегретого водяного пара при подаче газообразного топлива в условиях без повышенного давления (для демонстрации получаемого факела установлен стеклянный корпус), а также фотографии при переходе на дизельное топливо (см. рисунок 2 δ).



Рис. 2. Фотография модельной камеры сгорания со стеклянным корпусом (расход перегретого водяного пара 0,6 кг/ч) без наддува и избыточного давления: a – запуск горелочного устройства при эжекции пропан-бутановой смеси в струю пара; δ – работа горелочного устройства на дизельном топливе 0,8 кг/ч

3. Результаты измерений

На рисунке 3 представлены результаты фактического измерения содержания кислорода в уходящих газах, их температура, а также значения полученных оценок массового количества подаваемого воздуха Q_{sum} , рассчитанное различными подходами на основе выражения (3) и выражения (6). Можно видеть, что оба подхода приводят к близким результатам расчета, что подтверждает адекватность проводимых оценок. Хорошее согласование полученных расчетных значений Q_{sum} и $Q_{\text{d.g.+boost}}$ указывает на правильную оценку расчетных параметров.



Рис. 3. *а* – объемное содержание кислорода в уходящих газах (\blacktriangle , пунктирная линия), их температура на выходе из отверстия заслонки (\bullet , сплошная линия), $\delta - Q_{\text{sum}}$ рассчитанное через содержание кислорода в дымовых газах и характеристик топлива (\bigstar , пунктирная линия), $Q_{\text{d.g.+boost}}$ рассчитанное через температуру уходящих газов (\bullet , сплошная линия) в зависимости от избыточного давления в КС для различных режимов

Из графиков видно, что для создания избыточного давления 0,5 атм требуется подвод около 70 кг/ч воздуха, что соответствует общему коэффициенту избытка воздуха для исследуемых режимов 3–5. Для создания избыточного давления 1,5–2 атм данный показатель возрастает до 9–15 при абсолютном значении расхода воздуха около 170 кг/ч. Из рисунка 3 видно, что даже при небольшом увеличении давления в камере сгорания требуется подача значительного количества наддувного воздуха, за счет чего наблюдается резкое снижение температуры уходящих газов и рост концентрации кислорода.

На рисунке 4 представлены результаты газового анализа продуктов сгорания для различных режимов работы горелочного устройства при повышенном давлении в КС. Суммарный избыток воздуха, подаваемого внутрь камеры сгорания с первичным и вторичным воздухом, поддерживался в диапазоне 1,2–1,3.



Рис. 4. Удельное содержание монооксида углерода (*a*) и оксидов азота (*б*) в продуктах сгорания в зависимости от избыточного давления в КС для различных режимов

По полученным результатам можно отметить, что с ростом давления происходит снижение удельного содержания оксидов азота. Несмотря

на то, что на рисунке 5 a отмечается стремительное снижение температуры уходящих газов по мере роста давления в камере сгорания, полученные оценки температуры в камере газогенерации показали, что для всех режимов при различных давлениях наблюдается средняя температура пламени в камере 900-1000 °С. Поэтому снижение NOx в слабой степени связано с уменьшением вклада образования оксидов азота по тепловому механизму Я.Б. Зельдовича [23, 24]. В то же время, с некоторых значений наблюдается значительный рост содержания СО, превышающий нормативный предел 3 класса жидкотопливных горелочных устройств по DIN:267 (60 мг/кВтч [25]). Это может указывать то, что подача водяного пара и воздушного балласта (сжигание бедных смесей) приводит к локальным понижениям температуры, что одновременно с торможением образования NOx сопровождается ростом концентрации СО, окисление которого происходит по цепному механизму:

$$OH + CO \rightarrow CO2 + H;$$
 (I)

$$H + H2O \rightarrow H2 + OH. \tag{II}$$

В температурных условиях камеры сгорания лимитирующим звеном этого процесса может оказаться реакция (II). Для быстрого протекания этой реакции требуются большие концентрации паров воды и высокие температуры. Поэтому снижение температуры вследствие разбавления паром и наддувным воздухом исключает возможность быстрого окисления СО. Это и служит причиной фиксируемого в большом числе исследований достаточно узкого диапазона соотношений расходов воды или пара к топливу, в пределах которого удается одновременно понизить в выбросах содержание NOx и CO.

Используя уравнения теплового баланса, аналогично работе [26], проведен расчет количества тепла необходимого для поддержания горения и частичной газификации дизельного топлива. Расчеты показали, что в исследуемых режимах потреблялось 25–40 % от суммарно выделившегося тепла. При этом затраты энергии на генерацию пара не превышают 8 % от общего тепловыделения установки. Максимальный унос тепла воздушным балластом наддувного воздуха и системой охлаждения не превышает 75 %. Там, где наблюдался резкий рост образования монооксида углерода, оценки демонстрируют увеличение уно-

симого тепла, что, вероятно, приводило, к снижению доли тепла, направленного на газификацию и инициацию горения топлива. Для снижения этого эффекта было предложено увеличить степень первичного окисления топлива путем увеличения расхода подаваемого первичного воздуха. При этом было сохранено отношение подачи первичного и вторичного воздуха ~0,33.

Избыток воздуха в камере газогенерации α_1 был увеличен с 0,25–0,3 до 0,4, а суммарный избыток в камере сгорания α – до с 1,2–1,3 до 1,5. В таблице 2 представлены параметры работы устройства при тепловой мощности 10 кВт и относительном расходе пара 0,75.

Таблица 2. Параметры расхода воздуха при повышении давления в КС

p^+ , атм	<i>W</i> , кВт	λ	$Q_{ m gg}$, кг/ч	$Q_{\rm cc},$ кг/ч	Q_{sum} , кг/ч
0	10	0,75	3,6	10,8	14,4
0,5			3,6	11,1	80,3
1,0			4,0	12,4	110,0
2,0			4,5	13,5	202,0

Увеличение подачи первичного воздуха в камеру газогенерации ведет к интенсификации процессов окисления и увеличению степени частичной газификации топлива, так как одновременно в данной зоне сохраняется высокая концентрация пара, но с более высокой однородностью перемешивания с воздухом. На рисунке 5 приведено содержание СО и NOx в продуктах сгорания при различном избыточном давлении в камере сгорания согласно режимам в таблице 2.



Рис. 5. Содержание СО и NOx в продуктах сгорания при различном давлении в камере сжигания горелочного устройства при мощности 10 кВт, относительном расходе пара $\lambda = 0,75$, избытке воздуха в горелочном устройстве $\alpha = 1,2-1,5$

Из рисунка видно, что принятые меры по увеличению первичного дутья и стабилизации смеси за счет создания более однородного перемешивания паротопливной смеси с воздухом позволяют обеспечить низкие концентрации СО одновременно со снижением оксидом азота. Содержание монооксида углерода в продуктах сгорания поддерживается на уровне самого строгого 3 класса для горелочных устройств.

Низкие показатели по монооксиду углерода в присутствии перегретого водяного пара, вероятно всего, связаны с тем, что пар интенсифицирует реакции горения и дожигания СО за счет дополнительных гидроксильных радикалов:

$$\begin{array}{c} \mathrm{CO} + \mathrm{H}_2\mathrm{O} \rightarrow \mathrm{CO}_2 + \mathrm{H}_2 - 41,5 \ \mathrm{kJ/mol}, \\ \mathrm{T} \geq 400 \ ^\circ\mathrm{C} \end{array} \tag{III}$$

При высоких температурах равновесие (III) смещается влево, что ведет к росту концентрации СО. Для достижения глубокой конверсии СО в СО2 в таких условиях необходимо увеличивать в локальных зонах концентрацию молекул воды. Поэтому подача пара в корень факела в SIMGG не только приводит к снижению температуры пламени и подавлению эмиссии NOx, но за счет повышения концентрации воды в зоне горения способствует и большему догоранию СО. Таким образом, подаваемый пар оказывается активным балластом, участвующим в промежуточных реакциях и в меньших количествах, чем требуется в подходах STIG, HAT, EGT и т.д., так как пар подается непосредственно в область воспламенения и горения. Сравнение методов приведено в таблице 3.

таолица 5. Сравнение характеристик эпчтөө с другими ме-							
тодами впрыска пара							
	SIMGG	STIG [27]	HAT [28]	Прямой			

Technika 3 Chapulana yanayannyannya SIMCC a mutunya

	SIMGG	STIG [27]	HAT [28]	Прямой
				впрыск
				пара [29]
Топливо	Дизельное	Газ (Метан)	Дизельное	Газ (СПГ)
	топливо		топливо	
Доля	0,6–1	5 % по массе	10 %	0,3–0,45
впрыска	по массе	к воздуху	по массе	к топливу
пара	к топливу	~2,25 по от-	воздуха	
		ношению		
		к топливу		
Уровень	До 10 ppm	До 20 ppm	До 35 ppm	До 30 ppm
NOx, ppm				
на 15 % О2				
Уровень	До 10 ppm	До 20 ppm	До 20 ppm	Нет данных
CO, ppm				
на 15 % О2				

При сравнении полученных результатов на повышенном давлении с данными на атмосферных горелочных устройствах с применением SIMGG [30], с ростом давления наблюдается дополнительное снижение выбросов оксидов азота (см. рисунок 4 δ , 5). При этом в атмосферных конструкциях применение перегретого водяного пара обеспечивает снижение NOx на 70 %. Таким образом, впрыск перегретого водяного пара является не только перспективным подходом для утилизации жидких горючих отходов для экологически безопасного производства тепловой энергии, но и может быть применен для создания низкоэмиссионных энергетических установок как на жидком топливе.

Заключение

Исследованы зависимости показателей сжигания дизельного топлива при бесконтактном распыле паровой струей в условиях повышенного давления в модельной камере сгорания газотурбинного типа с низкой эмиссией токсичных продуктов сгорания. Продуктами сгорания является газопаровая смесь с потенциалом использования в качестве рабочего тела для энергетических установок.

В работе экспериментальными методами определены эффективные соотношения пар/топливо/ воздух (первичный, вторичный) для достижения наилучших показателей работы устройства: 0.75/1/5/15.1. За счет управления коэффициентом избытка воздуха при повышенном давлении в камере сгорания горелочного устройства с подачей перегретого пара в зону горения реализованы режимы устойчивого горения дизельного топлива, обеспечивающие высокую полноту сгорания и низкие показатели по содержанию монооксида углерода и оксидов азота в продуктах сгорания: CO < 10 ppm, NOx < 10 ppm. Так, низкие показатели по монооксиду углерода в присутствии перегретого водяного пара, вероятно всего, связаны с тем, что пар интенсифицирует реакции горения и дожигания СО за счет дополнительных гидроксильных радикалов. Низкие показатели по оксидам азота связаны с низкой температурой протекающего процесса, за счет частичной газификации топлива в присутствии перегретого водяного пара.

Полученные экспериментальные результаты востребованы для верификации математических

моделей горения углеводородов с добавлением водяного пара, а также для создания низкоэмиссионных и камер сгорания перспективных ГТУ.

Список источников

- 1. Miller B. Fossil Fuel Emissions Control Technologies. Elsevier, 2015. DOI: 10.1016/C2014-0-00392-9
- Ol'khovskii GG. The Most Powerful Power-Generating GTUs (a Review) // Thermal Engineering. 2021. Vol. 68. № 6. pp. 490–495. DOI: 10.1134/S0040601521060069
- Adamou A., Turner J., Costall A. et al. Design, simulation, and validation of additively manufactured high-temperature combustion chambers for micro gas turbines // Energy Conversion and Management. 2021. Vol. 248. DOI: 10.1016/j.enconman.2021.114805
- Enagi I.I., Al-Attab K.A., Zainal Z.A. Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application // Fuel Processing Technology. 2017. Vol. 166. pp. 258–268. DOI: 10.1016/j.fuproc.2017.05.037
- Li Z., Zhang Y., Zhang H. Kinetics modeling of NO emission of oxygen-enriched and rich-lean-staged ammonia combustion under gas turbine conditions // Fuel. 2024. Vol. 355. DOI: 10.1016/j.fuel.2023.129509
- Nada Y., Kidoguchi Y., Matsumoto M. et al. Effects of spacing between fuel and oxidizer nozzles on NOx emission from spray combustion furnace operating under various oxidizer temperatures // Fuel. 2024. Vol. 366. DOI: 10.1016/j.fuel.2024.131398
- Chen J., Du J., Liu Y. et al. Numerical study of combustion flow field characteristics of industrial gas turbine under different fuel blending conditions // Applied Thermal Engineering. 2024. Vol. 251. DOI: 10.1016/j.applth ermaleng.2024.123573
- Reale F., Sannino R. Water and steam injection in micro gas turbine supplied by hydrogen enriched fuels: Numerical investigation and performance analysis // International Journal of Hydrogen Energy. 2021. Vol. 46. № 47. pp. 24366–24381. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.04.169
- Abdelhafez A., Abdelhalim A., Abdulrahman G.A.Q. et al. Stability, near flashback combustion dynamics, and NOx emissions of H2/N2/air flames in a micromixer-based model gas turbine combustor // International Journal of Hydrogen Energy. 2024. Vol. 61. pp. 102–112. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2024.02.297
- Hai T., El-Shafay A.S., Goyal V. et al. Techno-economic optimization and Nox emission reduction through steam injection in gas turbine combustion chamber for waste heat recovery and water production // Chemosphere. 2023. Vol. 342. DOI: 10.1016/j.chemosphere.2023.139782
- Rao A. Evaporative Gas Turbine (EvGT) / Humid Air Turbine (HAT) Cycles // Handbook of Clean Energy Systems. Wiley. 2014. pp. 1–18. DOI: 10.1002/9781118 991978.hces141
- Horlock J.H. The Evaporative Gas Turbine [EGT] Cycle // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1998. Vol. 120. № 2. pp. 336–343. DOI: 10.1115/1.28 18127

- Stecco S.S., Desideri U., Bettagli N. Humid Air Gas Turbine Cycle: A Possible Optimization // Volume 3A: General. American Society of Mechanical Engineers. 1993. DOI: 10.1115/93-GT-178
- Brun K., Kurz R. Introduction to Gas Turbine Theory, 3rd ed. Solar Turbines Incorporated: San Diego, CA, USA. 2019. 263 p.
- 15. Kolp D.A., Moeller D.J. World's First Full STIGTM LM5000 Installed at Simpson Paper Company // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1989. Vol. 111. № 2. pp. 200–210. DOI: 10.1115/1.3240237
- 16. Sadkin I.S., Mukhina M.A., Kopyev E.P. et al. Low-Emission Waste-to-Energy Method of Liquid Fuel Combustion with a Mixture of Superheated Steam and Carbon Dioxide // Energies (Basel). 2023. Vol. 16. № 15. DOI: 10.3390/en16155745
- Anufriev I.S., Kopyev E.P., Alekseenko S.V. et al. New ecology safe waste-to-energy technology of liquid fuel combustion with superheated steam // Energy. 2022. Vol. 250. DOI: 10.1016/j.energy.2022.123849
- Anufriev I.S., Kopyev E.P., Sadkin I.S. et al. Diesel and waste oil combustion in a new steam burner with low NOX emission // Fuel. 2021. Vol. 290. DOI: 10.1016/ j.fuel.2020.120100
- Sadkin I.S., Kopyev E.P., Shadrin E.Yu. Study of n-heptane combustion atomized with superheated steam and at different excess air ratios in the gas generation chamber // Thermophysics and Aeromechanics. 2023. Vol. 29. № 6. pp. 999–1011. DOI: 10.1134/S086986432206021X
- Anufriev I.S., Shadrin E.Yu., Kopyev E.P. et al. Experimental investigation of size of fuel droplets formed by steam jet impact // Fuel. 2021. Vol. 303. DOI: 10.1016/j.fuel.2021.121183
- 21. Kopyev E.P., Sadkin I.S., Mukhina M.A. et al. Combustion of the Diesel Fuel Atomized with Superheated Steam under Conditions of a Closed Combustion Chamber // Combustion Explosion and Shock Waves. 2023. Vol. 59. № 4. pp. 488–496. DOI: 10.1134/S0010508223040123
- ГОСТ 29328-92. Установки газотурбинные для привода турбогенераторов. Общие технические условия. М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. 12 с.
- 23. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении, М.: Изд-во АН СССР, 1947. 376 с.
- 24. Zeldovich J. The Oxidation of Nitrogen Combustion and Explosions. Acta Physicochimica, URSS, 1946. 577 p.
- DIN EN 267:2011-11. Automatic Forced Draught Burners for Liquid Fuels. German Institute for Standardisation, 2021.
- 26. Mukhina M.A., Sadkin I.S., Shadrin E.Yu. et al. Experimental Study of Kerosene Combustion Characteristics in a Jet of Superheated Steam with a Controlled Air Excess // Engineered Science. 2024. Vol. 31. DOI: 10.30919/es1195
- 27. Kayadelen H.K., Ust Y. Performance and environment as objectives in multi-criterion optimization of steam injected gas turbine cycles // Applied Thermal Engineering. 2014. Vol. 71. № 1. pp. 184–196. DOI: 10.1016/j.applth ermaleng.2014.06.052

- Chen A.G., Maloney D.J., Day W.H. Humid Air NOx Reduction Effect on Liquid Fuel Combustion // Volume 1: Turbo Expo 2002. ASMEDC, 2002. pp. 917–925. DOI: 10.1115/GT2002-30163
- 29. Kotob M.R., Lu T., Wahid S.S. Experimental comparison between steam and water tilt-angle injection effects on NOx reduction from the gaseous flame // RSC Adv. 2021. Vol. 11. № 41. pp. 25575–25585. DOI: 10.1039/ D1RA03541J
- Anufriev I.S. Kopyev E. P., Sadkin I. S. et al. NOx reduction by steam injection method during liquid fuel and waste burning // Process Safety and Environmental Protection. 2021. Vol. 152. pp. 240–248. DOI: 10.1016/j.ps ep.2021.06.016

References

- 1. Miller B. *Fossil Fuel Emissions Control Technologies*. Elsevier; 2015. DOI: 10.1016/C2014-0-00392-9
- Ol'khovskii GG. The Most Powerful Power-Generating GTUs (a Review) // *Thermal Engineering*. 2021;68(6): 490–495. DOI: 10.1134/S0040601521060069
- Adamou A., Turner J., Costall A. et al. Design, simulation, and validation of additively manufactured hightemperature combustion chambers for micro gas turbines // Energy Conversion and Management. 2021;248. DOI: 10.1016/j.enconman.2021.114805
- Enagi II, Al-Attab KA, Zainal ZA. Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application. *Fuel Processing Technology*. 2017;166:258–268. DOI: 10.1016/j.fuproc.2017.05.037
- Li Z, Zhang Y, Zhang H. Kinetics modeling of NO emission of oxygen-enriched and rich-lean-staged ammonia combustion under gas turbine conditions. *Fuel.* 2024; 355:129509. DOI: 10.1016/j.fuel.2023.129509
- Nada Y, Kidoguchi Y, Matsumoto M et al. Effects of spacing between fuel and oxidizer nozzles on NOx emission from spray combustion furnace operating under various oxidizer temperatures. *Fuel.* 2024;366. DOI: 10.10 16/j.fuel.2024.131398
- Chen J., Du J., Liu Y et al. Numerical study of combustion flow field characteristics of industrial gas turbine under different fuel blending conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2024;251. DOI: 10.1016/j.appltherma leng.2024.123573
- Reale F, Sannino R. Water and steam injection in micro gas turbine supplied by hydrogen enriched fuels: Numerical investigation and performance analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2021;46(47):24366–24381. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.04.169
- Abdelhafez A, Abdelhalim A, Abdulrahman GAQ et al. Stability, near flashback combustion dynamics, and NOx emissions of H2/N2/air flames in a micromixer-based model gas turbine combustor. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2024;61:102–112. DOI: 10.1016/j.ij hydene.2024.02.297
- 10. Hai T, El-Shafay AS, Goyal V et al. Techno-economic optimization and Nox emission reduction through steam injection in gas turbine combustion chamber for waste

heat recovery and water production. *Chemosphere*. 2023;342. DOI: 10.1016/j.chemosphere.2023.139782

- Rao A. Evaporative Gas Turbine (EvGT) / Humid Air Turbine (HAT) Cycles. *Handbook of Clean Energy Sys*tems. 2014;1–18. DOI: 10.1002/9781118991978.hces141
- Horlock JH. The Evaporative Gas Turbine [EGT] Cycle. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1998;120(2):336–343. DOI: 10.1115/1.2818127
- Stecco SS, Desideri U, Bettagli N. Humid Air Gas Turbine Cycle: A Possible Optimization. Volume 3A: General. American Society of Mechanical Engineers; 1993. DOI: 10.1115/93-GT-178
- Brun K, Kurz R. Introduction to Gas Turbine Theory, 3rd ed.; Solar Turbines Incorporated: San Diego, CA, USA. 2019. 263 p.
- Kolp DA, Moeller DJ. World's First Full STIGTM LM5000 Installed at Simpson Paper Company. *Journal* of Engineering for Gas Turbines and Power. 198;111(2): 200–210. DOI: 10.1115/1.3240237
- 16. Sadkin IS, Mukhina MA, Kopyev EP et al. Low-Emission Waste-to-Energy Method of Liquid Fuel Combustion with a Mixture of Superheated Steam and Carbon Dioxide. *Energies (Basel)*. 2023;16(15). DOI: 10.3390/ en16155745
- Anufriev IS, Kopyev EP, Alekseenko SV et al. New ecology safe waste-to-energy technology of liquid fuel combustion with superheated steam. *Energy*. 2022;250. DOI: 10.1016/j.energy.2022.123849
- Anufriev IS, Kopyev EP, Sadkin IS et al. Diesel and waste oil combustion in a new steam burner with low NOX emission. *Fuel*. 2021;290:120100. DOI: 10.1016/ j.fuel.2020.120100
- Sadkin IS, Kopyev EP, Shadrin EYu. Study of n-heptane combustion atomized with superheated steam and at different excess air ratios in the gas generation chamber. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2023;29(6):999–1011. DOI: 10.1134/S086986432206021X
- 20. Anufriev IS, Shadrin EYu, Kopyev EP et al. Experimental investigation of size of fuel droplets formed by

steam jet impact. Fuel. 2021;303:121183. DOI: 10.10 16/j.fuel.2021.121183

- 21. Kopyev EP, Sadkin IS, Mukhina MA et al. Combustion of the Diesel Fuel Atomized with Superheated Steam under Conditions of a Closed Combustion Chamber. *Combustion Explosion and Shock Waves*. 2023;59(4): 488–496. DOI: 10.1134/S0010508223040123
- 22. Stationary gas turbines for turbogenerators. General technical requirements. State Standart R 29328. IPK Izdatel'stvo standartov; 2004. (In Russ.)
- 23. Zel'dovich YaB, Sadovnikov PYa, Frank-Kameneckij DA. *Okislenie azota pri gorenii*. Moscow: AN SSSR; 1947.
- 24. Zeldovich J. *The Oxidation of Nitrogen Combustion and Explosions*. Acta Physicochimica, URSS; 1946; 577 p.
- DIN EN 267:2011-11. Automatic Forced Draught Burners for Liquid Fuels. German Institute for Standardisation; 2021.
- 26. Mukhina MA, Sadkin IS, Shadrin EYu et al. Experimental Study of Kerosene Combustion Characteristics in a Jet of Superheated Steam with a Controlled Air Excess. *Engineered Science*. 2024;31:1195. DOI: 10.30919/es1195
- Kayadelen HK, Ust Y. Performance and environment as objectives in multi-criterion optimization of steam injected gas turbine cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2014;71(1):184–196. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.20 14.06.052
- Chen AG, Maloney DJ, Day WH. Humid Air NOx Reduction Effect on Liquid Fuel Combustion. *Volume 1: Turbo Expo 2002.* ASMEDC, 2002. pp. 917–925. DOI: 10.1115/GT2002-30163
- Kotob MR, Lu T, Wahid SS. Experimental comparison between steam and water tilt-angle injection effects on NOx reduction from the gaseous flame. *RSC Adv.* 2021;11(41):25575–25585. DOI: 10.1039/D1RA03541J
- Anufriev IS, Kopyev EP, Sadkin IS et al. NOx reduction by steam injection method during liquid fuel and waste burning. *Process Safety and Environmental Protection*. 2021;152:240–248. DOI: 10.1016/j.psep.2021.06.016