

УДК 62-643, 662.61, 536.462  
DOI: 10.15372/PMTF202315352

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НИЗКОЭМИССИОННОГО ГОРЕЛОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ ПЕРЕГРЕТОГО ВОДЯНОГО ПАРА

И. С. Садкин<sup>\*,\*\*</sup>, М. А. Мухина<sup>\*</sup>, Е. Ю. Шадрин<sup>\*</sup>, Е. П. Копьев<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup> Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия

<sup>\*\*</sup> Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

E-mails: sadkinvanya@mail.ru, mary-andr@yandex.ru, evgen.zavita@mail.ru, kopyev.evgeniy@mail.ru

Исследуются характеристики процесса сжигания жидкого (дизельного) топлива в высокоскоростной струе перегретого водяного пара в камере сгорания водогрейного котла при тепловой мощности горелочного устройства, приблизительно равной 40 кВт. Показано, что созданное на основе применения технологии распыления топлива паровой струей горелочное устройство соответствует современным техническим, экологическим стандартам и имеет ряд преимуществ по сравнению с аналогами. Установлено, что добавление пара позволяет в несколько раз уменьшить концентрацию CO и NO<sub>x</sub> в продуктах сгорания. При этом объем выбросов монооксида углерода и оксидов азота при использовании исследуемой конструкции горелки значительно (в 2,5 и 1,4 раза соответственно) меньше, чем при использовании серийного аналога горелочного устройства фирмы Weishaupt. Представлены рекомендации по оптимизации работы такого рода устройств.

**Ключевые слова:** горелочное устройство, жидкотопливная горелка, низкоэмиссионное сжигание, перегретый водяной пар

**Введение.** Энергетический комплекс является одним из основных источников антропогенного воздействия и выбросов загрязняющих веществ [1]. В настоящее время одним из вариантов решения данной проблемы является переход на “зеленую” энергетику. Однако, несмотря на активное развитие альтернативных и возобновляемых источников энергии [2], осуществление такого перехода в полном объеме не представляется возможным. В настоящее время потребление ископаемого топлива в абсолютном выражении не снижается, а его доля в мировом энергобалансе превышает 80 % [2, 3]. Поэтому в мировой энергетике актуальны задачи разработки технических решений по безопасному использованию углеводородного топлива и совершенствованию процессов горения для снижения объемов выбросов вредных веществ: окислов азота и серы, сажи, монооксида углерода и других токсичных соединений [4–7].

На сегодняшний день стоимость природоохранных технологий на тепловых электростанциях может достигать половины общей стоимости станции [8–10], что обуславливает необходимость разработки экономически оправданных технологий уменьшения объемов выбросов.

---

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (код проекта 19-79-30075). Горелочное устройство изготовлено в рамках государственного задания Института теплофизики СО РАН (AAAA-121031800229-1).

© Садкин И. С., Мухина М. А., Шадрин Е. Ю., Копьев Е. П., 2024

Одним из способов решения поставленной проблемы является сжигание жидких углеводородов при их распылении перегретым водяным паром [11–13]. Ранее было проведено исследование процесса сжигания дизельного топлива в режиме работы горелочного устройства с тепловой мощностью 15 кВт [14]. Установлено, что сжигание жидкого топлива в присутствии перегретого водяного пара обеспечивает малую концентрацию вредных веществ в уходящих газах. Эта технология позволяет создать и использовать конструкцию горелочного устройства, обеспечивающую высокую степень сгорания углеводородного топлива, не требующую наличия топливной системы высокого давления и не вызывающую засорение и коксование каналов подачи топлива, что, в частности, обуславливает низкую стоимость ее применения.

В данной работе, являющейся продолжением работы [14], проводится экспериментальное исследование характеристик сжигания жидкого топлива в струе пара в камере сгорания водогрейного котла с варьированием коэффициента избытка воздуха при большей тепловой мощности горелочного устройства, равной 37,5 кВт. Целью работы является выявление основных параметров, влияющих на концентрацию вредных веществ в продуктах сгорания при различных тепловых режимах работы горелочного устройства. Научная новизна работы заключается в получении новых экспериментальных данных, которые дополняют сведения о механизмах горения в присутствии пара, необходимые для создания горелочного устройства с максимальной мощностью до 100 кВт [15], предназначенного для энергоэффективного сжигания жидких топлив.

**1. Экспериментальная установка и методики исследования.** Ниже описываются предлагаемая экспериментальная установка и используемые методики исследования.

**1.1. Испытательный огневой стенд.** Для исследования эколого-энергетических показателей сжигания жидких углеводородных топлив в присутствии перегретого водяного пара в камере сгорания использовался закрытый огневой экспериментальный стенд на базе жидкотопливного водогрейного котла Viessmann Vitola 200, описанный в работе [14]. Экспериментальная установка оснащена системами автоматизированного управления подачей топлива, сжатого воздуха, генерации водяного пара в широком диапазоне параметров.

Система топливоподачи выполнена в виде контура: для забора топлива из бака используется шестеренчатый насос с максимальным выходным давлением 8 атм, подающий топливо в прямую линию топливопровода, на конце которой установлены дозирующая форсунка ZMZ6354 и регулятор давления топлива в диапазоне 3 атм. Расход топлива фиксируется с использованием электронных весов CAS AD-10H. Генерация перегретого водяного пара с необходимыми параметрами осуществляется с помощью электрического парогенератора. Давление и расход пара обеспечиваются плунжерным дозирующим насосом НД 0,5Р 1,6/100 K14A. Давление измеряется цифровым датчиком OVEN ПД-100. Массовый расход воды контролируется с использованием электронных весов CAS AD-5H. Сжатый воздух подается из централизованной системы подачи через редуктор, за которым расположен цифровой расходомер MASS-VIEW (Bronkhorst). Кроме того, имеется система наддува воздуха в камеру сгорания посредством дутьевого вентилятора.

**1.2. Методика исследований.** Общее количество тепла, полученное при сгорании топлива за время проведения эксперимента, определяется как сумма количества тепла, накопленного кольцевым теплообменником, и количества тепловой энергии теплоносителя (воды), полученной за период прохождения через теплообменники дымовой трубы и котла. При этом не учитывается энергия, внесенная перегретым водяным паром. В качестве нулевого уровня принята тепловая энергия теплоносителя при температуре окружающей среды [14].

Для контроля состава газообразных продуктов горения в различных режимах работы устройств использовался газоанализатор TESTO 350, позволяющий измерять концентра-

цию следующих компонентов (в скобках указан верхний предел измерений):  $O_2$  (объемная доля 25 %),  $CO$  (500 ppm),  $NO$  (300 ppm),  $NO_2$  (500 ppm),  $CO_2$  (объемная доля 50 %). Погрешность измерений не превышала 5 %. Забор проб продуктов реакции проводился на выходе из дымовой трубы. Для анализа вредных выбросов и сопоставления полученных показателей с нормативными ограничениями использовались рекомендации, представленные в европейском стандарте для горелочных устройств DIN EN 267 [16]. Таким образом, концентрация  $CO$  и  $NO_x$  в дымовых газах, определяемая газоанализатором [ppm], пересчитывалась в удельную величину расхода  $[мг/(кВт \cdot ч)]$ , которую можно сопоставлять с соответствующими величинами, указанными в нормативных документах. Для пересчета концентраций  $NO_x$  и  $CO$  использовались формулы [16]

$$C_{NO_x} = C_{NO_x(ppm)} \cdot 2,056 \frac{21}{21 - C_{O_{meas}}} \frac{V_0}{Q_{lhw}},$$

$$C_{CO} = C_{CO(ppm)} \cdot 1,25 \frac{21}{21 - C_{O_{meas}}} \frac{V_0}{Q_{lhw}},$$

где значения 2,056 и 1,25 соответствуют плотности  $NO_x$  и  $CO$  при нормальных условиях,  $кг/м^3$ ;  $C_{NO_x(ppm)}$  и  $C_{CO(ppm)}$  — измеренная концентрация  $NO_x$  и  $CO$  в уходящих газах, ppm;  $C_{O_{meas}}$  — измеренная объемная доля кислорода в уходящих газах, %;  $V_0$  — теоретический объем сухого воздуха, необходимый для полного сгорания топлива массой 1 кг,  $м^3/кг$ ;  $Q_{lhw}$  — минимальная удельная теплота сгорания топлива,  $кВт \cdot ч/кг$ .

1.3. *Горелочное устройство.* Схема горелочного устройства с принудительной регулируемой подачей первичного и вторичного дутья представлена на рис. 1 [14]. Горелочное устройство состоит из корпуса в виде стакана; сопла в виде крышки с отверстием в центре, расположенного на торце корпуса; паровой форсунки с паропроводом, установленных в дне корпуса, а также топливоподающей трубки. Все элементы выполнены из нержавеющей материалов, а габариты и крепления подобраны таким образом, чтобы горелка помещалась в стандартный корпус серийной горелки для монтажа на водогрейный котел Viessmann Vitola 200. Горелочное устройство имеет горизонтальную ориентацию, что позволяет устанавливать его в камере сгорания котельной установки. Основным принципом

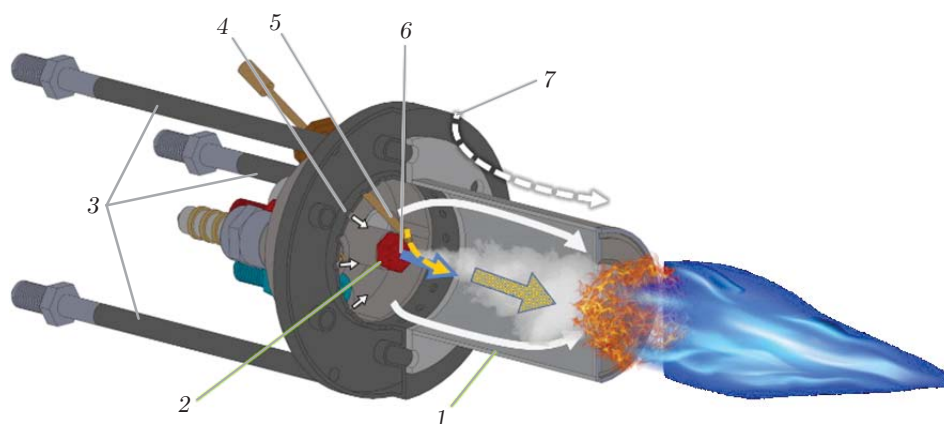


Рис. 1. Схема горелочного устройства [14]:

1 — камера воспламенения, 2 — паровая форсунка, 3 — воздушные каналы, 4 — первичный воздух, необходимый для горения, 5 — топливо, 6 — пар для распыления топлива от внешнего источника, 7 — вторичный воздух, необходимый для горения (охлаждения) корпуса камеры воспламенения

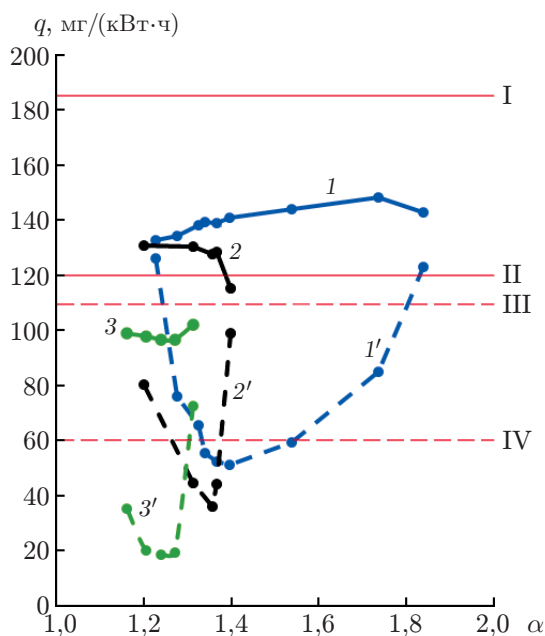


Рис. 2. Зависимость удельного расхода  $q$  токсичных веществ  $\text{NO}_x$  (1–3) и  $\text{CO}$  (1'–3') от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  в камере сгорания при сжигании в горелочном устройстве с впрыском перегретого водяного пара:

1, 1' —  $Q = 1,0$  кг/ч, 2, 2' —  $Q = 1,4$  кг/ч, 3, 3' —  $Q = 2,0$  кг/ч; сплошные линии —  $\text{NO}_x$ , штриховые —  $\text{CO}$ ; I–IV — нормативные уровни выброса токсичных веществ (I —  $\text{NO}_x$ , второй класс, II —  $\text{NO}_x$ , третий класс, III —  $\text{CO}$ , второй класс, IV —  $\text{CO}$ , третий класс)

работы устройства является воздействие высокоскоростной струи перегретого водяного пара на каплю подаваемого топлива [14].

## 2. Экспериментальное исследование. Полученные результаты и их анализ.

Как и в работе [14], изучение характеристик сжигания жидкого топлива в струе пара в камере сгорания водогрейного котла при варьировании коэффициента избытка воздуха в режимах с повышенной мощностью проводилось на примере дизельного топлива. Для исследования был выбран режим с расходом топлива 3 кг/ч ( $\approx 37,5$  кВт). С учетом ограничений мощности парогенератора расход пара выбран равным 1,0, 1,4 и 2,0 кг/ч. При этом при расходах топлива 1,0 и 1,4 кг/ч использовалась паровая форсунка с внутренним диаметром отверстия 0,6 мм, а при расходе 2,0 кг/ч — форсунка с внутренним диаметром отверстия 0,8 мм, так чтобы большие расходы пара не вызывали значительного увеличения давления паровой струи. Также стенд был доукомплектован водяным плунжерным дозирующим насосом НД 0,5Р 1,6/100 К14А (класс точности — 0,5, расход — до 16 л/ч). Расход первичного воздуха для всех режимов составлял 7 кг/ч, так как при меньших значениях расхода наблюдаются сильный недожог топлива и увеличение концентрации  $\text{CO}$ . Зависимость удельного расхода токсичных веществ от коэффициента избытка воздуха в камере сгорания установки представлена на рис. 2 ( $Q$  — расход пара).

Анализ результатов показывает, что оптимальные режимы достигаются при значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,25 \div 1,35$ , соответствующих объемной доле кислорода в уходящих газах 4–5 %. Для режима с расходом пара  $Q = 1,0$  кг/ч концентрация вредных веществ в уходящих газах равна  $C_{\text{CO}} = 35$  ppm,  $C_{\text{NO}_x} = 57$  ppm (или  $q_{\text{CO}} = 53$  мг/(кВт·ч),  $q_{\text{NO}_x} = 138$  мг/(кВт·ч)); для режима с расходом пара  $Q = 1,4$  кг/ч  $C_{\text{CO}} = 24$  ppm,  $C_{\text{NO}_x} = 52$  ppm (или  $q_{\text{CO}} = 35$  мг/(кВт·ч),  $q_{\text{NO}_x} = 127$  мг/(кВт·ч)).

Для выбранных режимов горелочное устройство относится ко второму классу согласно нормативу DIN EN 267 [16]. Снижение экологических показателей устройства (с третьего до второго класса) при увеличении его мощности (с 15 кВт [14] до 37,5 кВт), вероятно, обусловлено различием концентрации пара в указанных режимах. При мощности 15 кВт относительный расход пара в смеси пар — топливо составил 45 % [14], а при мощности 37,5 кВт — 25 и 32 % соответственно (для расхода пара 1,0 и 1,4 кг/ч). В работах [11–13] установлено, что наилучшие показатели сжигания достигаются при концентрации пара в смеси с топливом 35–50 %. При увеличении расхода пара с 1,4 до 2,0 кг/ч и неизменном расходе топлива концентрация пара в смеси составляет 40 %, а выбросы монооксида углерода уменьшаются до 18 мг/(кВт·ч), оксида азота — до 96 мг/(кВт·ч), что согласно нормативу DIN EN 267 [16] соответствует третьему классу.

Количество полученного тепла для всех рассматриваемых режимов составляет  $41,3 \div 42,1$  МДж/кг, что с учетом погрешности измерений ( $\pm 2,5$  %) близко к минимальному значению теплоты сгорания дизельного топлива 42,3 МДж/кг.

На рис. 2 видно, что увеличение доли впрыскиваемого водяного пара приводит к уменьшению удельного расхода оксидов азота в уходящих газах. Однако это уменьшение не пропорционально увеличению расхода пара. При увеличении концентрации пара в смеси с 0,25 до 0,32 (т. е. в 1,28 раза) объем выбросов оксидов азота уменьшается на 7–10 %. Однако при дальнейшем увеличении концентрации с 0,32 до 0,40 (т. е. в 1,25 раза) наблюдается дополнительное уменьшение объемов выбросов  $\text{NO}_x$  на 20 %. По-видимому, это обусловлено большой теплонапряженностью топки, при которой добавление водяного пара в том виде, как это предусмотрено конструкцией горелочного устройства, не позволяет значительно уменьшить температуру в топочной камере (а именно в зоне образования  $\text{NO}_x$ ) при малой концентрации пара.

Увеличение расхода пара приводит также к уменьшению объемов выбросов монооксида углерода СО. Минимальный удельный расход угарного газа в диапазоне оптимальных значений коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,25 \div 1,35$  для всех значений расхода пара не превышает 60 мг/(кВт·ч), что согласно нормативу DIN EN 267 соответствует третьему классу.

Однако по мере увеличения концентрации пара в смеси с топливом уменьшаются диапазон параметров, в котором обеспечивается стабильная работа горелочного устройства, и диапазон значений коэффициента избытка воздуха. При незначительном изменении коэффициента избытка воздуха (в сторону обеднения или обогащения смеси) происходит резкое увеличение объемов выбросов СО, причем это увеличение тем значительнее, чем больше доля пара.

Помимо испытаний разработанного горелочного устройства было проведено экспериментальное сравнение этого устройства с серийным аналогом — дизельной горелкой Weishaupt WL5/1-B (Германия). Данная горелка предназначена для использования в коммунально-бытовых водогрейных котлах и пригодна для использования в котле Viessmann Vitola 200, на базе которого создан экспериментальный стенд.

Для проведения сравнения горелка Weishaupt WL5/1-B была настроена на расход дизельного топлива 3 кг/ч и исследована при значении коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,3$ . Для горелки Weishaupt удельный расход СО составил 52 мг/(кВт·ч) (в 2,5 раза больше, чем для разработанного устройства), удельный расход  $\text{NO}_x$  — 130 мг/(кВт·ч) (в 1,4 раза больше, чем для разработанного устройства) (см. рис. 2), что согласно нормативу DIN EN 267 соответствует второму классу и заявленным в паспорте этого устройства характеристикам.

Таким образом, применение водяного пара является эффективным способом уменьшения объемов выбросов. Следует отметить, что наибольшую сложность представляет

уменьшение концентрации оксидов азота в горелочных устройствах. Предложенное техническое решение (впрыск пара в камеру сгорания) для разработанного горелочного устройства позволило значительно уменьшить концентрацию  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$  по сравнению с соответствующими значениями в серийной жидкотопливной горелке Weishaupt.

**3. Выявленные недостатки горелочного устройства и рекомендации по его модернизации.** В результате экспериментальных исследований, проведенных для дизельного топлива, предложены следующие рекомендации для достижения наилучших экологических показателей при сжигании жидких топлив в разработанном горелочном устройстве.

Оптимальная температура водяного пара составляет 250–300 °С (перегрев  $\approx 100$  °С). При меньших значениях температуры увеличивается концентрация вредных выбросов, ухудшаются экологические характеристики, а также возрастают затраты на парогенерацию. При использовании “влажного” пара объем вредных выбросов увеличивается в несколько раз.

Оптимальным соотношением расходов пара и топлива является значение в интервале  $0,6 \div 0,8$ . Как завышение относительного расхода пара, так и его занижение приводят к срыву факела вследствие чрезмерного “обводнения” или некачественного распыления и смесеобразования. Оптимальные значения диаметра распыляющей паровой форсунки в диапазоне значений мощности  $15 \div 40$  кВт равны  $0,6 \div 0,8$  мм (большие значения диаметра для больших значений мощности). Диаметр форсунки оказывает влияние на давление паровой струи при заданном расходе воды (пара). Оптимальным является давление пара на уровне  $5 \div 8$  атм, достаточном для эффективного распыления жидких углеводородов с расходом топлива до 3 кг/ч.

Оптимальным значением расхода первичного воздуха является значение в диапазоне  $2,75 \div 9,00$  кг/ч при увеличении мощности с 13 до 40 кВт. Наименьшие совокупные объемы выбросов  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  зафиксированы при коэффициенте избытка воздуха внутри камеры сгорания котельного агрегата  $\alpha = 1,2 \div 1,3$ , что соответствует концентрации кислорода в уходящих газах 3,5–4,5 %. Таким образом, необходима регулировка вторичного наддува в соответствии с указанными значениями.

Недостатками разработанного устройства являются узкий диапазон рабочих значений коэффициента избытка воздуха, в котором выбросы  $\text{CO}$  минимальны, и его дальнейшее сужение по мере увеличения концентрации водяного пара в смеси с топливом. Возможно, это обусловлено конструктивными особенностями разработанного горелочного устройства и наличием пережимающего сопла, ограничивающего объем камеры воспламенения (камеры газогенерации). Еще одним недостатком является необходимость замены паровой форсунки на форсунку большего диаметра при переходе на большую мощность для обеспечения большего расхода пара с сохранением его оптимального давления на выходе из форсунки.

**Заключение.** Проведены испытания разработанного горелочного устройства с использованием перегретого водяного пара для сжигания жидких топлив при различном соотношении расходов пара и топлива на базе водогрейного котла Viessmann Vitola 200 при мощности 37,5 кВт. Исследован процесс тепловыделения при сжигании дизельного топлива. Во всех рассмотренных случаях отмечается высокая степень сгорания.

Проведено обобщение экспериментальных данных и сопоставление с показателями серийных аналогов горелочных устройств. Согласно нормативу DIN EN 267 удельный расход  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  в продуктах сгорания соответствует третьему классу ( $\text{CO} \leq 60$  мг/(кВт · ч),  $\text{NO}_x \leq 120$  мг/(кВт · ч)) при сжигании дизеля с концентрацией пара в смеси более 35 %. Установлено значительное уменьшение объемов выбросов монооксида углерода и оксидов азота по сравнению с объемами выбросов в серийной горелке Weishaupt WL5/1-B.

Сформулированы рекомендации по оптимизации работы предлагаемого устройства, обеспечивающие минимальные объемы выбросов: давление распыляемого пара  $5 \div 8$  бар, температура  $250 \div 300$  °С; доля пара в смеси пар — топливо 35–50 %; диаметр паровой форсунки  $0,6 \div 0,8$  мм; расход первичного дутья  $3 \div 9$  кг/ч; коэффициент избытка воздуха  $1,2 \div 1,3$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. **IEA**. Global energy review: CO<sub>2</sub> emissions in 2021. S. l.: Intern. Energy Agency, 2021. [Electron. resource]. Режим доступа: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-co2-emissions-in-2021-2> (accessed 2022-09-21).
2. **IEA**. World energy balances: Overview. S. l.: Intern. Energy Agency, 2021. [Electron. resource]. Режим доступа: <https://www.iea.org/reports/world-energy-balances-overview> (accessed 2022-09-21).
3. **Enerdata**. Global energy statistical yearbook 2020. S. l., 2020. [Electron. resource]. Режим доступа: <https://yearbook.enerdata.ru/co2-fuel-combustion/CO2-emissions-data-from-fuel-combustion.html> (accessed 2022-09-21).
4. **Веселов К. Е., Евдокимов О. А.** Исследование газодинамики и горения жидкого топлива в модельной камере сгорания // ПМТФ. 2023. Т. 64, № 2. С. 105–120. DOI: 10.15372/PMTF202215096.
5. **Бутаков Е. Б., Кузнецов В. А., Минаков А. В. и др.** Численное исследование диффузионного горения угольной пыли в газовой струе // ПМТФ. 2021. Т. 62, № 3. С. 158–164. DOI: 10.15372/PMTF20210315.
6. **Miller В.** Fossil fuel emissions control technologies: Stationary heat and power systems. S. l.: Butterworth-Heinemann, 2015. DOI: 10.1016/C2014-0-00392-9.
7. **Мангодех Ф. Х., Тахсини А. М.** Реакция пламени на воздействие рабочего давления в камерах сгорания турбодвигателей // ПМТФ. 2022. Т. 63, № 6. С. 21–30. DOI: 10.15372/PMTF20220603.
8. **Оценка** стоимости строительства и эксплуатации электростанций: Отчет / ООО “Ламайер Интернациональ Руссланд. N LI 260610. М., 2009. [Electron. resource]. Режим доступа: [https://www.np-sr.ru/ru/SR\\_0V001432](https://www.np-sr.ru/ru/SR_0V001432).
9. **Black J.** Cost and performance baseline for fossil energy plants. V. 1. Bituminous coal and natural gas to electricity. S. l.: Nat. Energy Technol. Lab., 2010.
10. **Щинников П. А., Францева А. А., Садкин И. С.** Поагрегатная оценка капиталовложений в энергоблоки электростанций с использованием параметрической степенной функции // Науч. вестн. Новосиб. гос. техн. ун-та. 2020. № 2/3. С. 123–138. DOI: 10.17212/1814-1196-2020-2-3-123-138.
11. **Алексеев С. В., Ануфриев И. С., Вигриянов М. С. и др.** Сжигание мазута в струе водяного пара в новом горелочном устройстве // ПМТФ. 2020. Т. 61, № 3. С. 11–18. DOI: 10.15372/PMTF20200302.
12. **Anufriev I. S., Kopyev E. P.** Diesel fuel combustion by spraying in a superheated steam jet // Fuel Process. Technol. 2019. V. 192. P. 154–169. DOI: 10.1016/j.fuproc.2019.04.027.
13. **Садкин И. С., Копьев Е. П., Шадрин Е. Ю., Мухина М. А.** Исследование преимуществ сжигания жидких углеводородов в высокоскоростной струе перегретого водяного пара при сравнении с другими распылителями: CO<sub>2</sub>, воздух // Теплофизика и аэромеханика. 2023. Т. 30, № 1. С. 115–126.

14. Копьев Е. П., Садкин И. С., Мухина М. А. и др. Исследование горения дизельного топлива при его распылении перегретым водяным паром в условиях закрытой камеры сгорания // Физика горения и взрыва. 2023. Т. 59, № 4. С. 102–110. DOI: 10.15372/FGV2022.9276.
15. **ГОСТ 20548-93.** Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью до 100 кВт. Введ. 1.01.2021. М.: Стандартиформ, 2020.
16. **DIN EN 267:2011-11.** Automatic forced draught burners for liquid fuels. S. l.: Tech. standards DIN, 2011.

*Поступила в редакцию 1/VIII 2023 г.,  
после доработки — 1/VIII 2023 г.  
Принята к публикации 4/VIII 2023 г.*

---