

УДК 662.944.2, 66.069.832

Исследование сжигания н-гептана при распыле перегретым водяным паром и различных коэффициентах избытка воздуха в камере газогенерации*

И.С. Садкин^{1,2}, Е.П. Копьев¹, Е.Ю. Шадрин¹

¹*Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

²*Новосибирский государственный технический университет*

E-mail: evgen_zavita@mail.ru

На примере н-гептана экспериментально изучается сжигание жидких углеводородов при их распылении струей перегретого водяного пара как перспективный способ эффективного и экологически безопасного сжигания. В исследовании используется горелочное устройство с принудительной подачей воздуха внутрь камеры газогенерации. Оно представляет собой модернизированную конструкцию атмосферного горелочного устройства с естественным притоком воздуха, исследованного авторами ранее, и позволяет получить дополнительную информацию о влиянии изменения коэффициента избытка воздуха внутри устройства на процесс сжигания жидкого топлива в присутствии перегретого водяного пара. На основе термопарных измерений, газового анализа промежуточных компонентов пламени, измерения полноты сгорания и вредных выбросов в конечных продуктах сгорания получены новые данные эколого-энергетических характеристик исследуемого горелочного устройства, проведено их сопоставление с показателями горелочного устройства с естественным притоком воздуха. Установлено, что образование монооксида углерода при сжигании гептана сокращается на 25 %, а образование оксидов азота — на 15 % при снижении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания от 0,7 до 0,16. При этом для горелочного устройства с естественным притоком воздуха характерна более высокая температура пламени и меньшая длина факела. В то же время уровень выбросов CO и NO_x во всех режимах соответствует европейскому стандарту EN 267. Определено, что принудительно вводимый поток воздуха не оказывает заметного влияния на выделяемое тепло для исследуемых режимов, а теплота сгорания топлива во всех случаях близка к высшей теплоте сгорания гептана, что свидетельствует о высокой эффективности исследуемого способа сжигания.

Ключевые слова: жидкие углеводороды, горение, перегретый водяной пар, снижение выбросов оксидов азота, полнота сгорания.

Введение

Развитие энергетики, транспорта, металлургии, химической промышленности и др. связано с эффективностью технологий сжигания топлива. До 90 % потребляемой

* Исследование процесса горения в горелочном устройстве с принудительной подачей воздуха выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 19-19-00443); исследования на атмосферном горелочном устройстве выполнены в рамках государственного задания ИТ СО РАН (AAAA-121031800229-1).

человечеством энергии обеспечивается процессами горения [1]. Эффективное горение существенно снижает экологическую нагрузку и токсичные выбросы в атмосферу. Одним из способов снижения содержания токсичных продуктов сгорания при сжигании топлива является впрыск пара в камеру сгорания [2, 3]. Перегретый водяной пар позволяет одновременно положительно воздействовать на стабильность горения и выбросы загрязняющих веществ [4, 5], в отличие от других впрыскиваемых агентов, при которых один из параметров может улучшаться, а другой — деградировать.

В работах [5–8] было описано и показано улучшение основных параметров горения при воздействии перегретого водяного пара на пламя. Так, кинетика и скорость горения могут быть скорректированы добавлением пара, а свойства горения нестационарного пламени будут изменяться за счет физико-химических процессов [6]. Протекание химических реакций в той или иной степени подвергнется изменению в присутствии пара, так как образование и расходование радикалов О, Н, ОН и HO_2 изменяется при разбавлении паром [7]. Водяной пар демонстрирует ряд положительных эффектов при сжигании некачественных топлив: расщепляет сложные органические соединения и углеводороды, ускоряя процессы испарения и горения [3]; снижает температуру пламени, подавляя образование NO_x [2]; распыляет топливо, исключая засорение и коксование форсунок при использовании отходов, увеличивает время выгорания топлива [9]; увеличивает полноту выгорания топлива за счет реакции паровой газификации [2]; повышает КПД и снижает расход топлива [10–13].

В работе [14] был представлен подход для сжигания жидких углеводородов в струе перегретого водяного пара, разработанный в ИТ СО РАН. Ранее на оригинальном атмосферном горелочном устройстве при сжигании керосина [15], дизельного топлива [16], отработанного масла [17], мазута [18] и нефти [19] было показано, что такой способ позволяет на треть снизить образование СО и NO_x и исключить образование сажи. При этом горелочное устройство не претерпевает значительных изменений при смене топлива и отличается простотой конструкции. Однако во всех этих работах конструкция устройства не позволяла авторам варьировать параметры внутри камеры газогенерации, что являлось препятствием к пониманию происходящих процессов и определению степени влияния на них перегретого водяного пара. Для решения этого вопроса в рамках настоящей работы проводится изучение характеристик горения жидких топлив, диспергированных струей перегретого водяного пара при регулируемом коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания. Целью работы является дополнение сведений о механизмах горения углеводородов в присутствии пара. Для этого проводится экспериментальное исследование полноты сгорания топлива, газового состава продуктов сгорания и температуры пламени в горелочном устройстве с принудительной подачей воздуха внутрь камеры газогенерации с использованием н-гептана. Также выполняется сравнение эколого-энергетических характеристик исследуемого горелочного устройства и горелки с естественным притоком воздуха из атмосферы через отверстия в корпусе. Полученные данные представляются важными для создания основ проектирования горелочных устройств с использованием перегретого водяного пара с принудительной подачей воздуха, пригодных для практического применения: для использования в существующих котельных агрегатах, камерах сгорания с повышенным давлением.

Экспериментальная установка

Горелочные устройства

Для проведения экспериментальных исследований влияния коэффициента избытка воздуха в камере газогенерации на характеристики горения жидких топлив, диспергируемых перегретым водяным паром, использовалось лабораторное горелочное устройство с принудительной подачей воздуха в камеру газогенерации (мощность — до 20 кВт, внешний диаметр — 58 мм, высота — 100 мм). Горелочное устройство является модернизацией конструкции атмосферного горелочного устройства [20], исследованного авторами ранее [2, 14]. Отличительной особенностью данного горелочного устройства является то, что в корпусе горелки отсутствуют отверстия для естественного притока воздуха из окружающей среды в камеру газогенерации, необходимого для инициации и стабилизации внешнего факела устройства (рис. 1). Вместо них в основание модернизированной конструкции для подачи воздуха внутрь устройства добавлено три равномерно удаленных по окружности отверстия, к которым подключаются три трубки от системы подачи воздуха, внутренний диаметр которых составляет 6 мм. Такое изменение конструкции позволяет варьировать и контролировать массу подаваемого воздуха внутрь горелочного устройства, а следовательно, и коэффициент избытка воздуха в камере газогенерации.

Основными элементами исследуемого в настоящей работе горелочного устройства являются: камера газогенерации, состоящая из вертикального цилиндрического корпуса и выходного сопла с диаметром выходного отверстия 25 мм; основание с равномерно расположенными по окружности подводящими каналами воздуха; паровая форсунка, установленная вертикально вверх в центре основания; трубка топливоподачи со скошенным концом, подведенным на расстояние 2 мм от отверстия паровой форсунки. Схема горелочного устройства представлена на рис. 2.

Как и в предыдущей конструкции, в рассматриваемой горелке реализован принцип работы, основанный на распылении жидкого топлива высокоскоростной струей с последующим сжиганием полученной газотопливной смеси [9], где в качестве распылителя предлагается использование перегретого водяного пара. Перегретый водяной пар впрыскивается в камеру сгорания (рис. 2) через паровую форсунку (диаметр 0,6 мм, угол

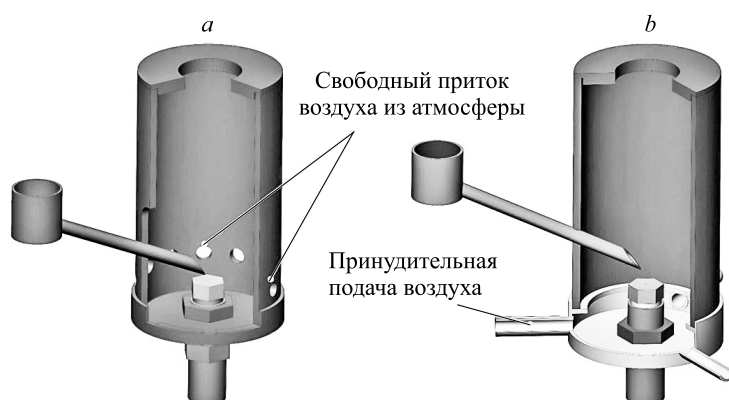


Рис. 1. Сравнение горелочных устройств с распылением топлива высокоскоростной струей водяного пара по способу подачи окислителя внутрь камеры газогенерации.

a — горелка с естественным притоком воздуха,
b — горелка с принудительной подачей воздуха.

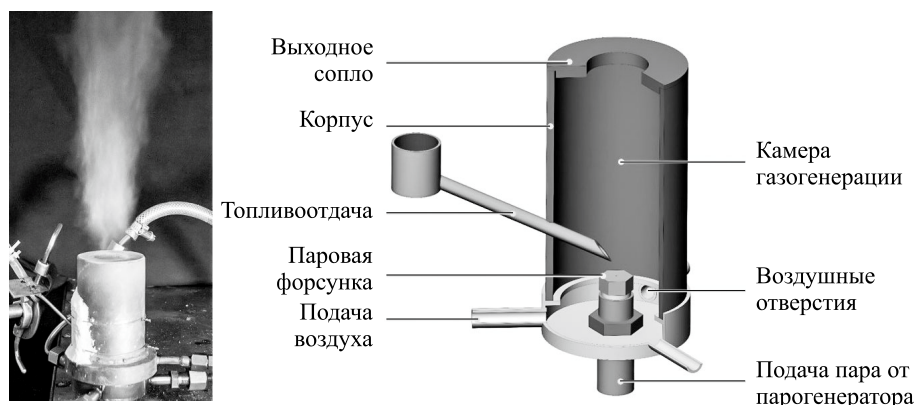


Рис. 2. Схема горелочного устройства с распылением топлива высокоскоростной струей водяного пара и принудительной подачей воздуха в камеру газогенерации.

раскрытия 20°). Жидкое топливо подается в высокоскоростную струю пара вблизи форсунки. В результате их взаимодействия образуется однородный топливный спрей в пределах угла раскрытия паровой струи. За счет поступающего через отверстия в основании горелки воздуха происходит частичное окисление паротопливного спрея, что необходимо для поддержания горения основной части газотопливной смеси во внешнем факеле устройства. Подвод пара в форсунку горелки осуществляется от внешнего парогенератора. Запуск устройства и воспламенение внешнего факела производятся от внешнего источника.

Экспериментальный стенд

В ходе исследования характеристик горения топлива горелочное устройство монтировалось в экспериментальный стенд, являющийся частью уникальной научной установки УСУ «Крупномасштабный термогидродинамический стенд для исследования тепловых и газодинамических характеристик энергоустановок» [21]. Стенд оснащен электрическим парогенератором, автоматизированными системами подачи топлива, воды и воздуха. Точность подачи и постоянство массового расхода топлива (до 2 кг/ч) обеспечивается топливной форсункой и насосом. Масса топлива контролируется при помощи электронных весов Acom PC-100W-10H (предел допускаемой погрешности 1 г). Точность подачи воды на парогенератор достигается плунжерным дозировочным насосом НД 0,5Р 1,6/100 K14A (класс точности — $0,5$), расход составляет до $1,6 \text{ л/ч}$, а масса воды контролируется при помощи электронных весов Acom PC-100W-5 (предел допускаемой погрешности $0,5 \text{ г}$). Электрический парогенератор, обеспечивающий получение пара заданных параметров в рабочем диапазоне температур до 550°C , рассчитан на давление до 2 МПа и расход пара до $1,4 \text{ кг/ч}$, имеет среднюю потребляемую мощность $1,5 \text{ кВт}$. Для управления количеством подаваемого воздуха в камеру газогенерации использовался массовый расходомер Mass-view (Bronkhorst) с регулирующим клапаном. Диапазон измерения устройства составляет для воздуха $0 - 15,5 \text{ кг/ч}$. Управление всеми системами осуществлялось при помощи шкафа управления, основным элементом которого является программируемый контроллер Fastwel CPM713.

Для определения экологических и энергетических показателей горелочное устройство устанавливалось в проточный калориметр. На выходе продуктов сгорания из калориметра устанавливался газоанализатор (рис. 3). Энергетические показатели определялись

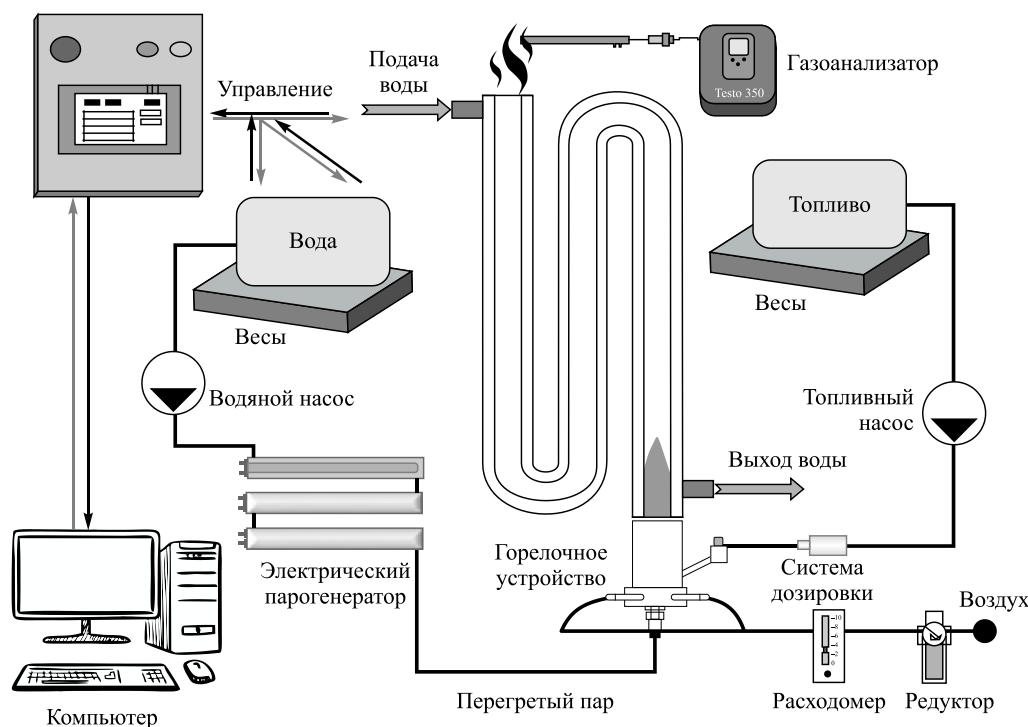


Рис. 3. Принципиальная схема экспериментального стенда.

по количеству тепла, полученному теплоносителем калориметра за время проведения эксперимента, рассчитанному по температуре теплоносителя на входе и выходе устройства. В качестве теплоносителя использовалась вода из централизованной системы водоснабжения. В работе [22] было определено, что суммарная погрешность такого измерения полноты сгорания составляет $\pm 2,5\%$. Экологические показатели горения топлива определялись путем анализа охлажденных уходящих газов с помощью газоанализатора Testo 350. В газоанализаторе устанавливались датчики для CO ($0-500$ ppm), NO ($0-300$ ppm), NO_2 ($0-500$ ppm), CO_2 ($0-50\%$ об.) и O_2 ($0-25\%$ об.). Погрешности измерения были следующие: для O_2 абсолютная погрешность равнялась $0,2\%$ об., для CO_2 абсолютная погрешность составляла $0,3\%$ об. и относительная погрешность — 1% при измерении до 25% об., свыше этого значения абсолютная погрешность составляла $0,5\%$ об., относительная погрешность — $1,5\%$. Содержание оксидов азота регистрировалось прибором как сумма концентраций NO и NO_2 . Для каждой из этих компонент абсолютная погрешность составляла: для NO — 2 ppm при измерениях до 40 ppm и свыше с относительной погрешностью 5% ; для NO_2 — 5 ppm при измерениях до 100 ppm и свыше с относительной погрешностью 5% . Более подробное описание работы калориметра и методов оценки полученного от продуктов сгорания тепла описано в работе [22].

В представленной работе также определялись характеристики пламени в зависимости от режима работы горелочного устройства. В том числе проводились измерения средней температуры внешнего пламени вдоль оси симметрии горелки. Для этого на автоматизированном координатно-перемещающем устройстве закреплялась платиновой-платиновой-родиевая термопара типа В. Рабочий спай термопары диаметром $0,3$ мм перемещался с шагом 10 мм от сопла горелочного устройства на расстояние 200 мм. Такое удаление было выбрано исходя из того, что на распылительном горелочном устройстве

далее температура пламени не превышает $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, а также не наблюдается каких-либо значительных концентраций в промежуточных продуктах сгорания [14]. Время измерения в каждой точке составляло не менее 10 с, время задержки перед измерениями в точке — 7 с.

Для изучения характеристик пламени проведен газовый анализ усредненных промежуточных компонентов вдоль оси симметрии горелки. Для этого использовался охлаждаемый зонд (рис. 4а), представляющий собой систему «труба в трубе» (внешний диаметр внутренней трубки — 3 мм, толщина стенки — 0,5 мм). Между трубами подается охлаждающая вода. Отбираемая проба газа отводится по внутренней трубке. Охлаждающая вода подается из системы центрального водоснабжения и имеет температуру не выше $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, что позволяет охладить исследуемую пробу до комнатной температуры. Это дает возможность «заморозить» протекающие процессы для получения данных о газовом составе промежуточных компонентов, близких к реальным в точке забора. Зонд устанавливался на автоматизированное координатно-перемещающее устройство. Забор пробы осуществлялся на расстоянии 200 мм от сопла горелки с шагом 20 мм. Время забора пробы в одной точке составляло 90 с: в течение 70 с осуществлялся выход значений датчика на стационарные показатели, на протяжении 20 с проводились измерения. Частота сбора данных составляла 1 Гц. Для анализа пробы из пламени использовались газовые анализаторы «Тест-1» (производство ООО «БОНЕР-ВТ», Россия) и «Testo 350» (Германия). Каждый из приборов отвечал за измерение концентраций определенных веществ: «Тест-1» — за CO (0–10 % об.), H_2 (0–40 % об.), CH (0–20 % об.), CO_2 (0–20 % об.), O_2 (0–21 % об.); «Testo 350» — за NO_x (0–300 ppm), SO_2 (0–3000 ppm). Газоанализаторы подключались параллельно (см. рис. 4б). После каждого измерения осуществлялась продувка датчика в течение 30 с воздухом.

Постановка эксперимента

В качестве топлива для эксперимента на горелочном устройстве с принудительной подачей воздуха в камеру газогенерации использовался н-гептан — углеводород из группы алканов с химической формулой C_7H_{16} , представляющий собой бесцветную прозрачную жидкость. Выбор топлива обусловлен однородностью состава гептана и отсутствию в нем сложных цепочек углеводородов, присущих дизельному топливу или керосину, что позволяет использовать экспериментальные результаты по сжиганию гептана для выявления базовых зависимостей показателей горения углеводородов в присутствии водяного пара с изменением коэффициента воздуха в камере газогенерации. В ходе эксперимента использовался химически чистый н-гептан с массовым содержанием основного вещества не менее 99,8 %.

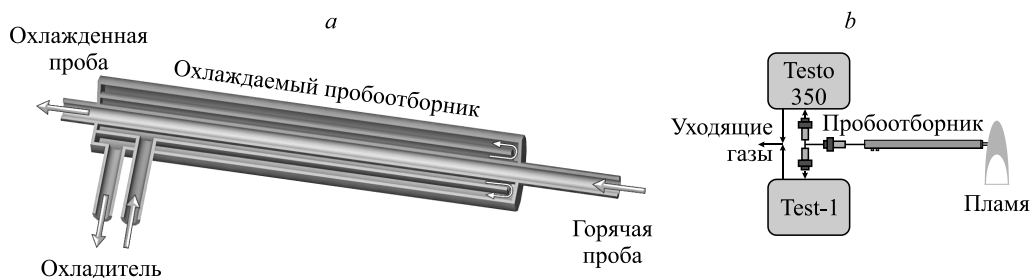


Рис. 4. Схема охлаждаемого зонда (а) и схема забора пробы из пламени (б).

Изучение характеристик горения гептана в распылительном горелочном устройстве с принудительной регулируемой подачей воздуха в камеру газогенерации проводилось в различных режимах работы горелки. Различие режимов работы горелочного устройства заключалось в изменении количества подаваемого в камеру газогенерации воздуха ($F_a = 2,75 \div 12$ кг/ч) при постоянстве расхода топлива ($F_f = 1,2$ кг/ч) и пара ($F_v = 0,8$ кг/ч) на его распыление. Обозначения режимов и параметры каждого из них представлены в табл. 1. Видно, что во всех режимах работы горелки с принудительной подачей окислителя в камеру газогенерации расход воздуха меньше, чем требуется для полного окисления топлива по стехиометрическому соотношению (для сгорания 1 кг гептана требуется $\sim 14,33$ кг воздуха), а догорание происходит вне горелочного устройства, во внешнем факеле. Таким образом, значения расхода воздуха горелки $2,75 - 12$ кг/ч (при комнатной температуре), выбранные для исследования, соответствуют коэффициенту избытка воздуха в камере сгорания $\alpha = 0,16 \div 0,7$. При вычислении этих значений кислород, содержащийся в подаваемом перегретом пару, не учитывался, так как степень его диссоциации в камере сгорания неизвестна.

Для возможности определения влияния коэффициента избытка воздуха на характеристики горения гептана были проведены дополнительные измерения эколого-энергетических характеристик в горелочном устройстве с естественным притоком воздуха в аналогичном режиме горения с расходом топлива $F_f = 1,2$ кг/ч и пара $F_v = 0,8$ кг/ч (обозначение режимов см. в табл. 1).

Указанное соотношение расходов пара и топлива было выбрано по условию оптимальной работы распылительного горелочного устройства [2], при котором наблюдается минимальный уровень выбросов монооксида углерода и оксидов азота при высокой полноте сгорания топлива.

Во всех режимах температура подаваемого в горелку пара поддерживалась постоянной и составляла $T_s = 250 \pm 10$ °С. Воздух подавался из магистрали сжатого воздуха через редуктор и имел температуру окружающей среды, которая совпадала с температурой внутри здания и равнялась 22 °С.

При анализе концентраций оксидов азота и монооксида углерода значения их объемного содержания, определяемые газоанализатором [ppm], пересчитывались в удельные величины выбросов [мг/кВтч] для возможности сопоставления полученных параметров с нормативными документами и мировыми аналогами. При пересчете концентраций NO_x и CO использовались формулы, рекомендованные европейским стандартом для горелочных устройств EN:267 [23]:

Таблица 1

Условные обозначения режимов работы исследуемых горелочных устройств

Тип горелочного устройства	Распылитель — пар					
	Обозначение режима	F_f , кг/ч	F_v , кг/ч	P , бар	F_a , кг/ч	α -камеры газогенерации
Горелка с принудительной подачей окислителя	S8H12A2.75	1,2	0,8	7,3	2,75	0,16
	S8H12A4.5				4,5	0,26
	S8H12A7				7	0,41
	S8H12A9.5				9,5	0,55
	S8H12A12				12	0,7
Горелка с естественным притоком окислителя	S8H12	1,2	0,8	7,3	Естественный приток воздуха из атмосферы	

$$\text{NO}_x = \text{NO}_{x(\text{ppm})} \cdot 2,056 \left(\frac{21}{21 - \text{O}_{\text{meas}}} \right) \left(\frac{V_0}{Q_{\text{lhv}}} \right), \quad (1)$$

$$\text{CO} = \text{CO}_{\text{ppm}} \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{21}{21 - \text{O}_{\text{meas}}} \right) \cdot \left(\frac{V_0}{Q_{\text{lhv}}} \right), \quad (2)$$

где 2,056 и 1,25 — плотности NO_x и CO соответственно при нормальных условиях, кг/м^3 ; $\text{NO}_{x(\text{ppm})}$ и CO_{ppm} — измеренное содержание соответствующих соединений в уходящих газах, ppm; O_{meas} — измеренное содержание кислорода в уходящих газах, об. %; V_0 — теоретически требуемый для полного сгорания 1 кг топлива объем сухого воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ (для гептана $\sim 11,7 \text{ м}^3/\text{кг}$); Q_{lhv} — наименьшая удельная теплота сгорания топлива, кВтч/кг (для гептана $\sim 12,51 \text{ кВтч/кг}$).

Результаты

На рис. 5 показаны фотографии факела при сжигании гептана в различных режимах на исследуемых горелочных устройствах. Видно, что размер пламени при сжигании гептана с принудительно регулируемым избытком воздуха выше (150 – 250 мм), чем при сжигании в горелке со свободным притоком воздуха из атмосферы ($\sim 150 \text{ мм}$). Можно отметить, что с ростом избытка воздуха в камере газогенерации наблюдается тренд укорачивания пламени. При этом гептановое пламя во всех режимах имеет практически полностью синий оттенок, с небольшим красноватым свечением лишь к концу факела.

На рис. 6 представлена зависимость высоты пламени от расхода воздуха в камере газогенерации. Можно отметить, что при аппроксимации полученных значений прямой линией до значения, соответствующего атмосферному горелочному устройству (S8H12, высота — 150 мм), расход воздуха составит $\approx 14,04 \text{ кг/ч}$, что близко к стехиометрическому количеству ($\alpha \approx 0,83$).

При помощи измерений с использованием термопар были получены профили распределения средней температуры в пламени вдоль оси симметрии устройств (см. рис. 7).

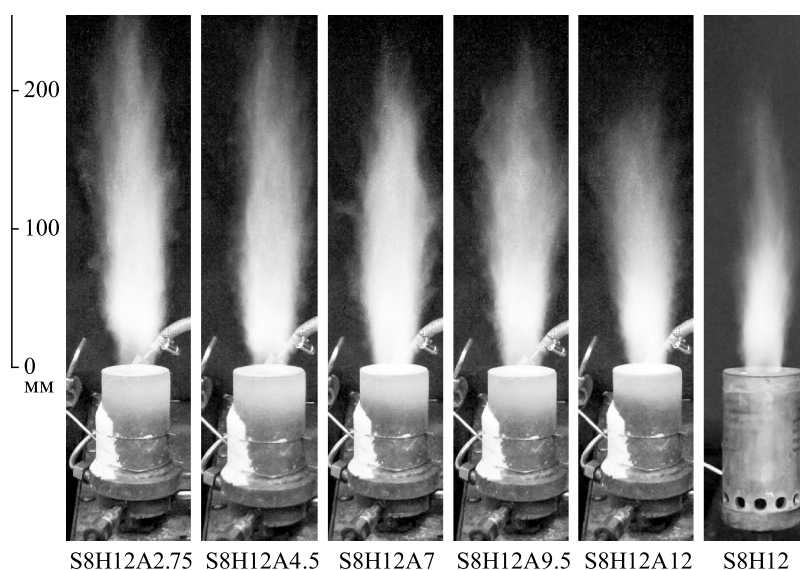


Рис. 5. Горение гептана в различных режимах.

Рис. 6. Высота пламени при горении гептана при различных коэффициентах избытка воздуха в камере газогенерации.

Из графика можно видеть, что профили всех режимов имеют схожий вид: с плавным нарастанием температуры до достижения максимума на некотором расстоянии от сопла горелки и с последующим плавным снижением температуры по мере удаления точки измерения от основания

факела. Это указывает на доокисление продуктов реакции по мере их выхода из камеры газогенерации горелочного устройства и разбавление поступающим из окружающей среды воздухом. Также следует отметить, что по мере увеличения подачи окислителя внутрь горелочного устройства наблюдается повышение максимальной температуры пламени (на $\sim 100^\circ\text{C}$ при увеличении подачи воздуха с 2,75 до 12 кг/ч) и смещение температурного максимума ближе к соплу горелки (от расстояния 90–100 мм до 40–50 мм). Вероятно, это связано с возрастанием объема подачи воздуха к основанию горелки, при котором этот объем приближается к теоретически необходимому для полного сжигания топлива. В результате большая часть топлива воспламеняется еще в устройстве и максимум температуры смещается ближе к соплу горелки. Вместе с тем в этом случае уменьшается эффект разбавления продуктов горения атмосферным воздухом и возрастает температура факела.

Изложенное выше предположение подтверждается результатами анализа промежуточных газовых компонентов в пламени. Характер изменения концентрации по каждому из промежуточных компонентов в зависимости от режима работы горелки представлен на рис. 8. Из графиков можно видеть, что по мере увеличения подачи воздуха в горелочное устройство наблюдается снижение значений концентрации CO , C_nH_m и H_2

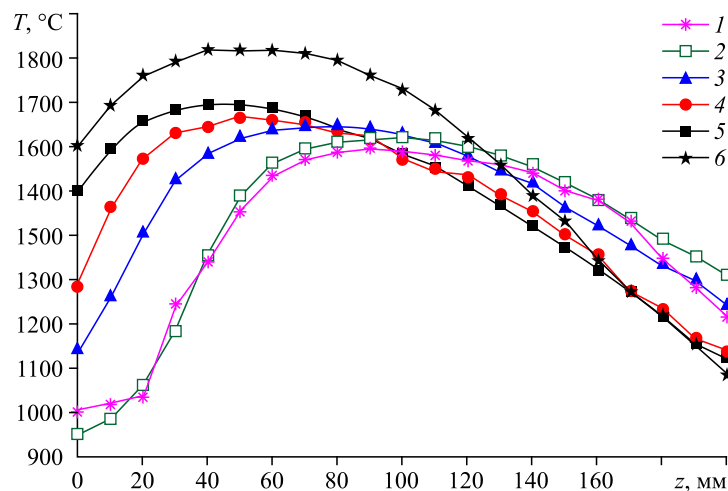
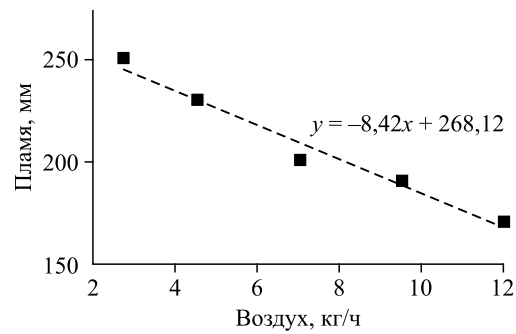


Рис. 7. Профили осредненных температур пламени вдоль оси симметрии горелочного устройства.

Кривые 1–5 соответствуют режимам работы горелки с принудительной подачей воздуха A2.75, A4.5, A7, A9.5, A12, кривая 6 характеризует горелку с естественным притоком воздуха S8H12.

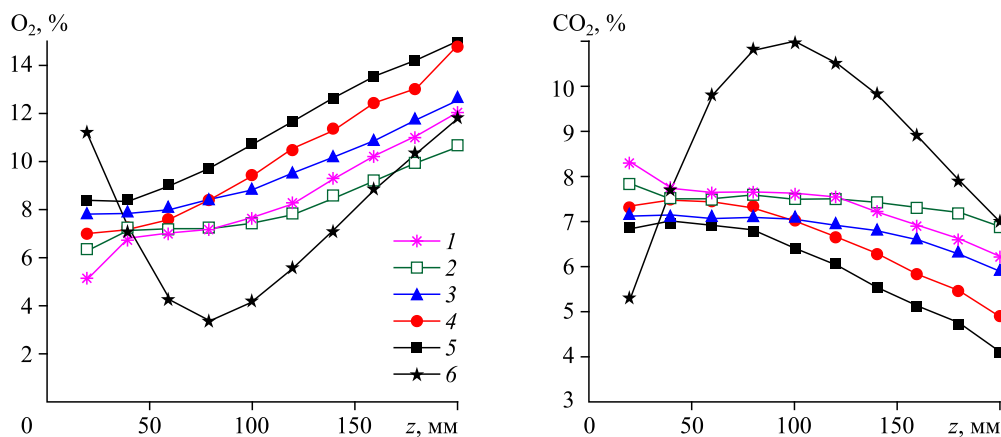


Рис. 8. Изменение доли промежуточных компонентов в пламени гептана при его сжигании в горелочных устройствах с распылением топлива струей перегретого водяного пара в зависимости от режима подачи воздуха. Обозначения см. на рис. 7.

и рост значений O_2 . Вероятнее всего, такое поведение связано с воспламенением большей части топлива еще в горелочном устройстве при увеличении количества подаваемого в камеру газогенерации воздуха и с разбавлением компонентов пламени во внешнем факеле поступившим из окружающей среды воздухом. Доля CO_2 на выходе из сопла горелки (на расстоянии до 50–60 мм от сопла) в различных режимах колеблется в довольно узком диапазоне 7–8 %. Предположительно, это связано с тем, что при увеличении подачи воздуха внутрь горелочного устройства увеличивается выход конечных продуктов сгорания, однако и общий объем выходящих газов тоже возрастает, в результате чего концентрация CO_2 практически не меняется.

Описанные зависимости, характерные для устройства с принудительной подачей воздуха, существенно отличаются от горелочного устройства с естественным притоком воздуха. Для атмосферного горелочного устройства можно отметить, что максимальная температура пламени гептана заметно выше по сравнению со всеми режимами горелочного устройства с принудительной подачей в камеру газогенерации. Кроме того, следует отметить, что в этом случае также шире и зона наиболее высоких температур. Принципиально отличается и характер кривых, отражающих концентрацию промежуточных компонентов пламени (рис. 8). В горелочном устройстве со свободным притоком воздуха из атмосферы наблюдается образование явных максимумов и минимумов концентрации компонентов на некотором удалении от сопла горелки, тогда как для горелочного устройства с принудительной подачей кривые имеют плавно возрастающий или плавно убывающий вид, начиная от самого сопла горелки, без локальных экстремумов. Такое отличие в профилях может указывать на то, что под действием высокоскоростной паровой струи из камеры газогенерации выносятся большее количество газов, что в условиях замкнутой камеры горелочного устройства с принудительной подачей снижает давление внутри устройства. Пониженное давление в камере газогенерации увеличивает степень рециркуляции газов внутри горелки, это приводит к большей степени выгорания топлива внутри устройства, что может повлечь за собой повышение температур в камере газогенерации и покраснению стенок горелки, в отличие от атмосферного горелочного устройства (рис. 5). В свою очередь, повышенные температуры в камере газогенерации

сильно влияют на образование «термических» оксидов азота. На рис. 8 видно, что уже в основании пламени регистрируется наличие NO_x в промежуточных продуктах сгорания для горелочного устройства с принудительной подачей, в отличие от атмосферного. При рассмотрении концентраций кислорода на расстоянии 200 мм от горелок эти значения оказались выше, чем значения, полученные на проточном калориметре, на котором при размещении под ним горелки приток атмосферного воздуха все-таки ограничен по сравнению с открытым горением факела на стенде (см. табл. 2). Таким образом, полученные значения различных промежуточных компонентов вдоль оси симметрии факела можно использовать для оценки и описания проходящих в факеле процессов с поправкой на то, что текущие измерения получены на открытом стенде.

Результаты калориметрических измерений исследуемых режимов горелочного устройства показывают, что во всех случаях фиксируется тепловыделение на уровне 47,5–48 МДж/кг, что свидетельствует о полноте сгорания топлива свыше 98 % (высшая теплота сгорания гептана составляет 48,72 МДж/кг). Т.е. не наблюдается явной зависимости полноты сгорания гептана от величины подаваемого в камеру газогенерации горелочного устройства воздуха (величины избытка воздуха внутри горелочного устройства). Не наблюдается и явной тенденции по выбросам CO и NO_x с уходящими из калориметра дымовыми газами (см. табл. 2), так как концентрация веществ во всех случаях получена при разных объемах уходящих газов, о чем можно судить по изменению концентрации оставшегося в газах кислорода. Пересчет вредных выбросов по формулам (1) и (2) на удельные показатели [мг/кВтч] позволяет выявить зависимость снижения образования CO и NO_x при снижении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания (см. рис. 9). Можно видеть, что образование монооксида углерода при сжигании гептана в горелочном устройстве с принудительной подачей воздуха в камеру газогенерации сокращается на 25 %, а образование оксидов азота — на 15 % при снижении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания с 0,7 до 0,16. Численные значения выбросов CO и NO_x на 1 кВтч представлены в табл. 3. Здесь также приведено сопоставление величин вредных выбросов с европейским стандартом для жидкотопливных горелочных устройств EN 267. Все режимы, рассмотренные в эксперименте, соответствуют самому строгому экологическому классу.

Таблица 2
Газовый состав охлажденных в калориметре
продуктов горения при сжигании гептана

Распылитель	Пар					
F_f , кг/ч	1,2					
F_v , кг/ч	0,8					
T_s , °C	250 ± 10					
F_a , кг/ч	2,75	4,5	7	9,5	12	Естественный приток
O_2 , об. %	2,36	2,42	2,73	3,29	4,89	4,60
CO, ppm	29	31	35	36	34	18
NO_x , ppm	32	32	33	34	32	24

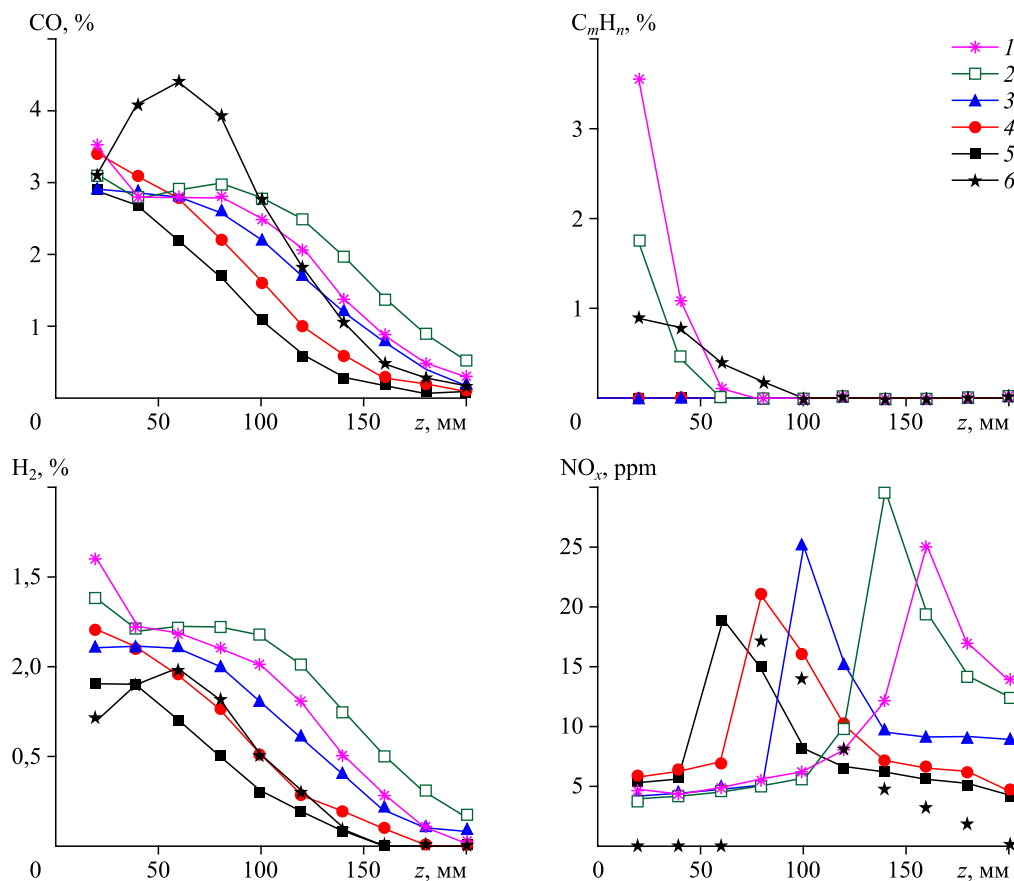


Рис. 9. График зависимости выбросов CO и NO_x в зависимости от количества воздуха, подаваемого в камеру газогенерации горелочного устройства. Обозначения см. на рис. 7.

Таблица 3

Европейские нормативы выбросов жидкотопливных горелочных устройств и фактические значения выбросов, полученные в эксперименте

Европейские нормативы выбросов по DIN EN 267:2011-11			
Класс	1	2	3
Вредный выброс			
CO, мг/кВтч	≤ 110	≤ 110	≤ 60
NO_x , мг/кВтч	≤ 250	≤ 185	≤ 120
Фактические показатели исследуемой горелки			
Режим	CO, мг/кВтч	NO_x , мг/кВтч	Класс по EN 267
S8H12A2.75	38	69	3
S8H12A4.5	41	70	3
S8H12A7	47	73	3
S8H12A9.5	50	78	3
S8H12A12	52	80	3
S8H12	27	59	3

Заключение

Изучено влияние коэффициента избытка воздуха внутри горелочного устройства на экологические и энергетические характеристики горения гептана при его распылении и горении в присутствии перегретого водяного пара. Работа проведена с использованием горелочного устройства с принудительной подачей воздуха внутрь камеры газогенерации. Конструкция устройства представляет собой модернизированное атмосферное горелочное устройство с естественным притоком воздуха, которое ранее уже исследовалось авторами. На основе измерений с применением термопар, газового анализа промежуточных компонентов пламени, измерения полноты сгорания и вредных выбросов в конечных продуктах сгорания получены новые данные эколого-энергетических характеристик исследуемого горелочного устройства, а также проведено их сопоставление с показателями горелочного устройства с естественным притоком воздуха.

Следует отметить, что при уменьшении подачи воздуха в камеру сгорания наблюдается снижение максимальной температуры пламени, содержания оксидов азота и монооксида углерода. Образование монооксида углерода при сжигании гептана сокращается на 25 %, а образование оксидов азота – на 15 % при снижении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания с 0,7 до 0,16. В то же время уровень выбросов CO и NO_x во всех режимах соответствует европейскому стандарту EN 267. При этом изменение количества подаваемого воздуха не оказывает заметного влияния на выделяемое тепло для исследуемых режимов, а теплота сгорания топлива во всех случаях близка к высшей теплоте сгорания гептана.

При сопоставлении полученных данных с характеристиками атмосферного горелочного устройства с естественным притоком воздуха обнаружено, что во втором случае характерна более высокая температура в пламени и меньшая длина факела, а также меньшие показатели по уровню вредных выбросов (CO и NO_x). Вероятнее всего, отличия рассматриваемых конструкций заключаются в том, что при регулировании количества подаваемого воздуха внутрь устройства происходит уменьшение давления внутри камеры газогенерации, что увеличивает степень рециркуляции газов внутри горелки и приводит к большей степени выгорания топлива внутри устройства. Таким образом, увеличивается температура внутри камеры, что сильно влияет на показатели содержания вредных веществ в уходящих газах.

Полученные результаты могут быть использованы при математическом моделировании процесса горения углеводородов в присутствии водяного пара и создании горелочных устройств, обеспечивающих высокую эффективность сгорания при низком уровне выбросов вредных веществ.

Список литературы

1. **World Energy & Climate Statistics** — Yearbook 2021 [Электронный ресурс]. 2021 URL: <https://yearbook.enerdata.net/>.
2. **Anufriev I.S., Kopyev E.P.** Diesel fuel combustion by spraying in a superheated steam jet // *Fuel Processing Technology*. 2019. Vol. 192. P. 154–169.
3. **Okolie J.A., Nanda S., Dalai A.K., Berruti F., Kozinski J.A.** A review on subcritical and supercritical water gasification of biogenic, polymeric and petroleum wastes to hydrogen-rich synthesis gas // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020. Vol. 119. P. 109546-1–109546-15.
4. **Tao C., Zhou H.** Effects of superheated steam on combustion instability and NO_x emissions in a model lean premixed gas turbine combustor // *Fuel*. 2021. Vol. 288. P. 119646-1–119646-12.
5. **Pugh D., Bowen P., Crayford A., Marsh R., Runyon J., Morris S., Giles A.** Catalytic influence of water vapor on lean blow-off and nox reduction for pressurized swirling syngas flames // *J. Engng for Gas Turbines and Power*. 2018. Vol. 140, Iss. 6. P. 061502-1–061502-10.

6. Grosseuvres R., Comandini A., Bentaib A., Chaumeix N. Combustion properties of $H_2/N_2/O_2$ /steam mixtures // Proceedings of the Combustion Institute. 2019. Vol. 37, Iss. 2. P. 1537–1546.
7. Lyu Y., Qiu P., Liu L., Yang C., Sun S. Effects of steam dilution on laminar flame speeds of H_2 /air/ H_2O mixtures at atmospheric and elevated pressures // Intern. J. Hydrogen Energy. 2018. Vol. 43, Iss. 15. P. 7538–7549.
8. Zou C., Song Y., Li G., Cao S., He Y., Zheng C. The chemical mechanism of steam's effect on the temperature in methane oxy-steam combustion // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 75. P. 12–18.
9. Anufriev I.S., Shadrin E.Y., Kopyev E.P., Alekseenko S.V., Sharypov O.V. Study of liquid hydrocarbons atomization by supersonic air or steam jet // Applied Thermal Engng. 2019. Vol. 163. P. 114400-1–114400-12.
10. Zhao R., Zhang Z., Zhuge W., Zhang Y., Yin Y. Comparative study on different water/steam injection layouts for fuel reduction in a turbocompound diesel engine // Energy Conversion and Management. 2018. Vol. 171. P. 1487–1501.
11. Parlak A., Ayhan V., Üst Y., Şahin B., Cesur I., Boru B., Kökkülünk G. New method to reduce NO_x emissions of diesel engines: Electronically controlled steam injection system // J. of Energy Institute. 2012. Vol. 85, Iss. 3. P. 135–139.
12. Gonca G., Sahin B., Ust Y., Parlak A., Safa A. Comparison of steam injected diesel engine and Miller cycled diesel engine by using two zone combustion model // J. of Energy Institute. 2015. Vol. 88, Iss. 1. P. 43–52.
13. Gonca G., Sahin B., Parlak A., Ust Y., Ayhan V., Cesur I., Boru B. The effects of steam injection on the performance and emission parameters of a Miller cycle diesel engine // Energy. 2014. Vol. 78. P. 266–275.
14. Anufriev I.S., Kopyev E.P., Sadkin I.S., Mukhina M.A. NO_x reduction by steam injection method during liquid fuel and waste burning // Process Safety and Environmental Protection. 2021. Vol. 152. P. 240–248.
15. Kopyev E.P., Anufriev I.S., Mukhina M.A., Sadkin I.S. Combustion of kerosene sprayed with a jet of superheated steam // J. of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 2119. P. 012040-1–012040-7.
16. Anufriev I.S., Kopyev E.P., Sadkin I.S., Mukhina M.A. Diesel and waste oil combustion in a new steam burner with low NO_x emission // Fuel. 2021. Vol. 290. P. 120100-1–120100-9.
17. Алексеенко С.В., Ануфриев И.С., Арсентьев С.С., Вигриянов М.С., Копьев Е.П., Шарыпов О.В. Влияние параметров перегретого водяного пара на процесс горения жидких углеводородов // Теплофизика и аэромеханика. 2019. Т. 26, № 1. С. 103–107.
18. Алексеенко С.В., Ануфриев И.С., Вигриянов М.С., Копьев Е.П., Садкин И.С., Шарыпов О.В. Сжигание мазута в струе водяного пара в новом горелочном устройстве // Журнал прикл. механики и техн. физики. 2020. № 3. С. 11–18.
19. Anufriev I., Kopyev E., Alekseenko S., Sharypov O., Butakov E., Vigriyanov M., Sadkin I. Cleaner crude oil combustion during superheated steam atomization // Thermal Sci. 2021. Vol. 25, Iss. 1-A. P. 331–345.
20. Пат. 2684300 РФ, МПК⁵¹ F23L 7/00, F23D 5/04. Паромасляное горелочное устройство / Ануфриев И.С., Вигриянов М.С., Алексеенко С.В., Шарыпов О.В., Копьев Е.П.; патентообладатель Ин-т теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. № 2018105056; заявл. 09.12.2018; опубл. 05.04.2019., Бюл. № 10.
21. УСУ «Крупномасштабный термодинамический стенд для исследования тепловых и газодинамических характеристик энергоустановок» [Электронный ресурс]. URL: <http://ckp-rf.ru/usu/73570/>.
22. Anufriev I.S., Alekseenko S.V., Sharypov O.V., Kopyev E.P. Diesel fuel combustion in a direct-flow evaporative burner with superheated steam supply // Fuel. 2019. Vol. 254. P. 115723-1–115723-8.
23. DIN EN 267:2011-11. Automatic forced draught burners for liquid fuels. German version EN 267:2009 + A1:2011. 2011. 67 p.

*Статья поступила в редакцию 19 мая 2022 г.,
после доработки — 11 августа 2022 г.,
принята к публикации 2 сентября 2022 г.*