

Научная статья
УДК 621.43.056
URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=184998>
EDN: <https://www.elibrary.ru/NFODZV>



Влияние изменения конструкции двухканальной горелки на выбросы загрязняющих веществ

Андрей Владимирович Бакланов

Казанское моторостроительное производственное объединение, Казань, Российская Федерация
andreybaklanov@bk.ru

Аннотация. Рассмотрена конструкция двухканальной горелки малоэмиссионной камеры сгорания газотурбинного двигателя, работающего на природном газе. Приведены результаты исследования двух горелок различных конструктивных исполнений. Базовая горелка содержит корпус, завихритель с соплом и полыми лопатками, имеющими отверстия для выхода струек топлива. Завихритель содержит расширяющееся центральное тело, в котором установлена форсунка с каналами подвода топлива. Модернизированная горелка содержит конфузорный насадок на выходе из сопла и центральное тело цилиндрической формы, которое вдвое короче, чем у базовой горелки.

Представлено стендовое оборудование и описаны особенности проведения экспериментального исследования. Представлены результаты исследований по измерению концентрации компонентов конечной газовой смеси таких, как оксиды углерода CO, оксиды азота NO и несгоревшие углеводороды CH.

Представлены результаты расчетов полей течения газа за рассматриваемыми горелками. Произведен выбор горелки, показавшей минимальное значение концентрации токсичных веществ в продуктах сгорания.

Ключевые слова: двухканальная горелка, малоэмиссионная камера сгорания, полнота сгорания, выбросы вредных веществ

Для цитирования: Бакланов А.В. Влияние изменения конструкции двухканальной горелки на выбросы загрязняющих веществ // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 2. С. 129-137. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=184998>

Original article

The Effect of the Design Change of the Two-Channel Burner on the Pollutants Emissions

Andrei V. Baklanov

Kazan Motor Production Association, Kazan, Russian Federation
andreybaklanov@bk.ru

Abstract

Currently, one of the most effective concepts of low-emission fuel combustion is the LPP (Lean-premixed and prevapozised) concept, based on low-temperature ($T_{flame} = 1800-1900$ K) combustion of pre-mixed “poor” fuel-air mixture (FAM). This concept envisages careful fuel mixing with the air in the burner prior to its being fed to the combustion zone. It is known that the technical perfection of such burners ensures a successful solution to the

© Бакланов А.В., 2025

problem of the nitrogen oxides and carbon monoxide emissions reduction while maintaining high efficiency and stability of the combustion process. Thus, the research aimed at studying the effect of such burners design on the flame emission characteristics is necessary for development and follow-up of the gas turbine engines combustion chambers, accomplished within the framework of the LPP concept.

The article considers the structure of a two-channel burner of the low-emission gas-turbine engine natural gas running combustion chamber, and presents the results of the study of two burners of various structural embodiments. The basic burner consists of the case and a swirler with a nozzle. The swirler vanes are hollow with the fuel supply orifices on their walls. The swirler contains the expanding central body, where the nozzle with the fuel supplying channels is mounted. The upgraded burner includes the contractor headpiece at the nozzle outlet and a central body of the cylindrical shape. This burner central body is twice as shorter than the basic burner.

The article presents the bench equipment, and describes specifics of the experimental study conducting. The studies were conducted with an excess air coefficient of two. Also in experiments Various ratios of fuel consumption into the first and the second contour of 10, 30 and 50% were set in the experiments as well.

The article presents the results of the studies on measuring concentration of the final gas mixture components such as CO carbon oxide, NO nitrogen oxides and unburned SN hydrocarbons. Selection of the burner, which demonstrated the minimum value of toxic substances concentration in combustion products was accomplished.

Keywords: dual-channel burner, low-emission combustion chamber, completeness of combustion, emissions of harmful substances

For citation: Baklanov A.V. The Effect of the Design Change of the Two-Channel Burner on the Pollutants Emissions. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(2):129-137. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=184998>

List of Figures

Fig. 1. Burner diagram and flow pattern

Fig. 2. Burner diagram. *a* – basic burner; *b* – upgraded burner

Fig. 3. Burner fire testing bench

Fig.4. Burner placement in the flame tube simulator

Fig. 5. Comparison of the combustion products composition of burners No. 1 and 2 at $\alpha = 2$ and $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 10\%$

Fig. 6. Comparison of the combustion products composition of burners No. 1 and 2 at $\alpha = 2$ and $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 30\%$

Fig. 7. Comparison of the combustion products composition of burners No. 1 and 2 at $\alpha = 2$ and $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 50\%$

Fig. 8. Comparison of the combustion products composition of burners No. 1 and 2 at $\alpha = 2,2$ and $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 10\%$

Fig. 9. Model of a single-burner compartment

Fig. 10. Flow structure at the burner outlet with the flow temperature: *a* – burner No. 1, *b* – burner No. 2

Fig.11. Photo of the flame burner: *a* – burner No. 1, *b* – burner No. 2

Введение

По мере повышения параметров термодинамического цикла газотурбинных двигателей и перехода к более высоким степеням подогрева газа в камере сгорания стало усиливаться влияние конструкции горелки на параметры камеры в целом. Это произошло, поскольку возросла доля воздуха, подаваемого через фронтное устройство [1]. Если в камерах традиционной конструкции через фронтное устройство подавалось 15–20% расхода воздуха, то в современных камерах эта доля увеличилась до 60% и более. Исходя из этого, была сформирована концепция LPP (Lean – premixed and prevaporized). Такая концепция предполагает сжигание предварительно перемешанной «бедной» топливовоздушной смеси (ТВС) при температуре 1800 ... 1900К [2, 3]. Известно, что усовершенствование таких горелок обеспечивает низкий уровень выбросов оксидов азота и оксида углерода, сохраняя при этом высокую эффективность процесса горе-

ния и его устойчивость [4]. В этой связи исследования, направленные на изучение эмиссионных характеристик пламени горелок с предварительной подготовкой топливовоздушной смеси, являются необходимыми при создании и доводке камер сгорания газотурбинных двигателей [5, 6].

Рассмотрим схему горелки, распределение топлива с воздухом в ней, а также смешение и стабилизацию горения топливовоздушной смеси (рис. 1).

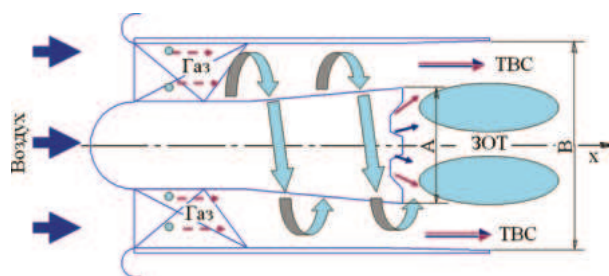


Рис. 1. Схема горелки и картина течения потока

Для выполнения регулирования подачи топлива в горелке организовано два топливных канала. Топливный газ через отверстия в лопатках завихрителя струйками поступает в воздушный поток, идущий между лопатками завихрителя, в результате чего на выходе из горелки образуется подготовленная ТВС. Второй канал топлива необходим для организации стабильного розжига и обеспечения устойчивой работы на низких режимах двигателя. Он подводит топливо в центральное тело горелки, в котором установлена форсунка и образует дежурную зону, которая работает по принципу диффузионного факела [7, 8].

Реализация такой схемы стабилизации потока включает в себя использование трех механизмов [9, 10]:

- 1) формирования радиального градиента статического давления при закрутке, действие которого способствует приосевому распаду закрученного потока;
- 2) действия градиента давления на срезе центрального тела за счет конусообразного стабилизатора;
- 3) газодинамической стабилизации горения на струях воздуха, который подается из отверстий форсунки.

Исследование по измерению концентрации компонентов конечной газовой смеси проводилось для двух горелок (рис. 2).

Базовая горелка содержит корпус, завихритель с соплом и полыми лопатками, имеющими отверстия подачи топлива (второй контур). Завихритель содержит расширяющееся центральное тело, представляющее конусообразный стабилизатор пламени, в котором установлена форсунка с каналами подвода топлива (первый контур).

Модернизированная горелка содержит на выходе из сопла конфузорный насадок и центральное тело цилиндрической формы, которое вдвое короче, чем у базовой горелки.

Исследования горелок проводились на стенде (рис. 3), который оснащен датчиками температуры, давления, расходомерами воздуха и топлива

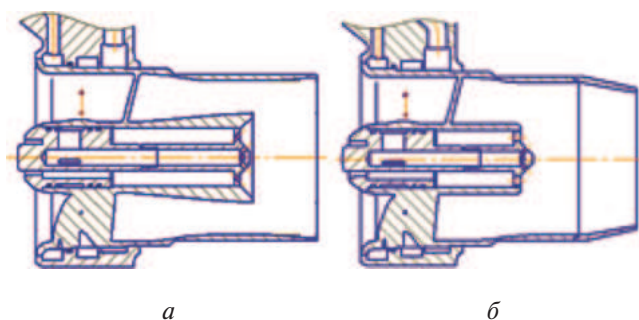


Рис. 2. Схемы горелок: а – базовая горелка, б – модернизированная горелка

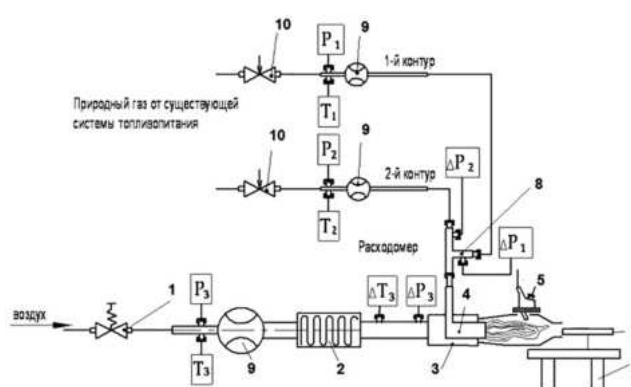


Рис. 3. Стенд огневых испытаний горелок

для определения и контроля режимных параметров [11].

Подача воздуха в исследуемую горелку обеспечивается воздушным компрессором. Регулировка количества воздуха производится заслонкой 1. Расход воздуха измеряется с помощью расходомера 9. Воздух до необходимой температуры подогревается в теплообменнике 2, работающем при помощи электрических тэнов.

Подогретый воздух из теплообменника поступает в воздушную магистраль. Температура воздуха измеряется хромель-алюмелевыми термопарами, а давление манометрами.

Топливо к каналам горелки подается по топливной магистрали, имеющей два контура. Топливный газ первого и второго контура подается в систему топливопитания. Проходит через клапаны 10 и расходомеры, а затем, при помощи тройника 8 попадает в первый и второй топливные контуры горелки.

Горелка, устанавливается в ресивер 3 к которому подсоединен имитатор жаровой трубы (рис. 3). На выходе из горелки формируется топливовоздушная смесь, которая разжигается при помощи воспламенителя 5. Образовавшиеся в процессе горения продукты сгорания отбираются при помощи одноточечного пробоотборника 6 и определяются газоанализатором testo350 размещенном на координатном столе 7 [12, 13].

Ресивер (рис. 4) представляет собой цилиндр с одним наружным фланцем 1 и двумя фланцами подсоединения 2, 3. Фланцем 2 ресивер подсоединяется к воздушной магистрали, к фланцу 3 подсоединяется крышка 4 с установленным имитатором жаровой трубы 5. Наружный фланец 1 необходим для установки верхней части горелки, а крышка 4 для размещения в ее отверстии сопла горелки.

Стеновая система (см. рис. 3) так же оснащена следующими датчиками: ΔT_3 – датчик перепада температур на входе в стенд и после теплообменника; P_1, P_2, T_1, T_2 – датчики абсолютного дав-

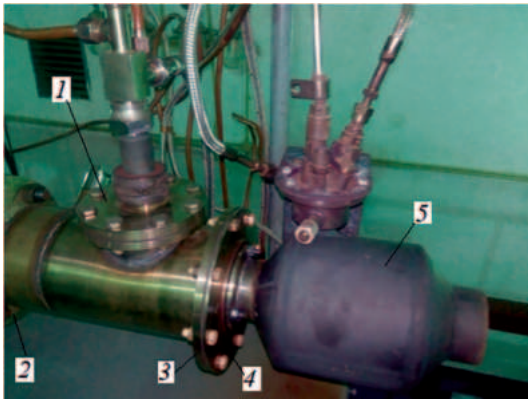


Рис. 4. Размещение горелки в имитаторе жаровой трубы

ления и температуры газа, установленные перед расходомером; ΔP_1 , ΔP_2 – датчики измерения перепада давления топливной магистрали, 1-го и 2-го контура соответственно; P_3 , T_3 – датчики абсолютного давления и температуры воздуха, установленные перед расходомером; ΔP_3 – датчик измерения перепада давления воздуха, установленный перед ресивером [15].

Испытания горелок проводились при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2$, что соответствует значению, получаемому во время работы двигателя на номинальном, наиболее теплонапряженном его режиме.

При этом в первый контур G_{T1k} подавалось 10, 30 и 50% от суммарного расхода газа $G_{T\Sigma}$, идущего в горелку [16, 17].

В эксперименте избыточное давление воздуха перед горелкой составило 3,2КПа, температура воздуха перед горелкой составила 278°С, расход воздуха составлял 0,05кг/с; при этом расход газа 1-го и 2-го контуров, суммарно обеспечивали заданный коэффициент избытка воздуха α .

При этом в эксперименте поддерживался перепад давления воздуха на горелке 3% и коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$, соответствующие номинальному режиму работы двигателя. Длина и внутреннее сечение имитатора жаровой трубы соответствует жаровой трубе камеры сгорания, в которой данная горелка используется, и составляет 200 мм.

Измерения концентрации токсичных компонентов производилась вдоль оси горелки в одиннадцати точках равномерно расположенных по длине имитатора жаровой трубы.

Из рис. 5 следует, что уровень концентраций NO и CO у обеих горелок близок по значениям друг к другу. Расхождение CO на длине 200мм составляет 3,5 ppm, что можно отнести к погрешности измерения.

При этом уровень СН в продуктах сгорания у горелки № 2 значительно ниже, чем у горелки

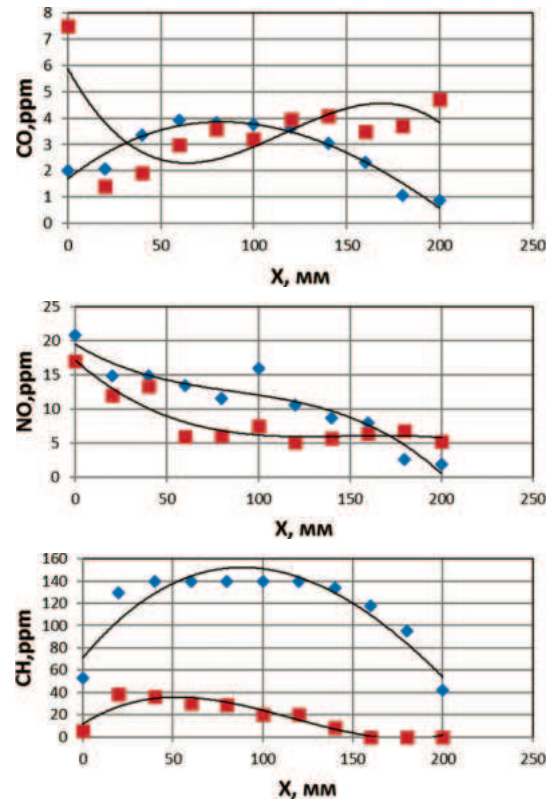


Рис. 5. Сравнение состава продуктов сгорания горелок № 1, 2 при $\alpha = 2$ и $G_{T1k} / G_{T\Sigma} = 10\%$ (♦ – горелка № 1; ■ – горелка № 2)

№ 1. Распределение концентраций носит схожий характер, их уровень снижается с отдалением от сопловой части горелки.

Из рис. 6 видно, что увеличение подачи топлива в первый контур до 30% от общего, приводит к увеличению уровня концентрации NO по сравнению с подачей 10% для обеих горелок. Это связано с преобладанием диффузионного более высокотемпературного процесса горения, сформированного за центральным телом первого контура. При этом можно отметить, что на расстоянии 150 мм значение концентраций NO практически выравнивается. Значения концентраций CO очень близки, но характер распределения отличается. У горелки № 1 CO с отдалением от среза сопла убывает, а у горелки № 2 носит возрастающий характер. Уровень СН у горелки № 2 сохраняется ниже, чем у горелки № 1.

Из рис. 7 видно, при подаче в первый контур 50% топлива, уровень CO и СН становятся близки по своим значениям. При этом NO у горелки № 2 ниже в два раза.

Рассмотренные графики показывают, что основное изменение концентраций токсичных веществ происходит в пределах зоны горения, то есть за время горения, а в запламенной области имеют место

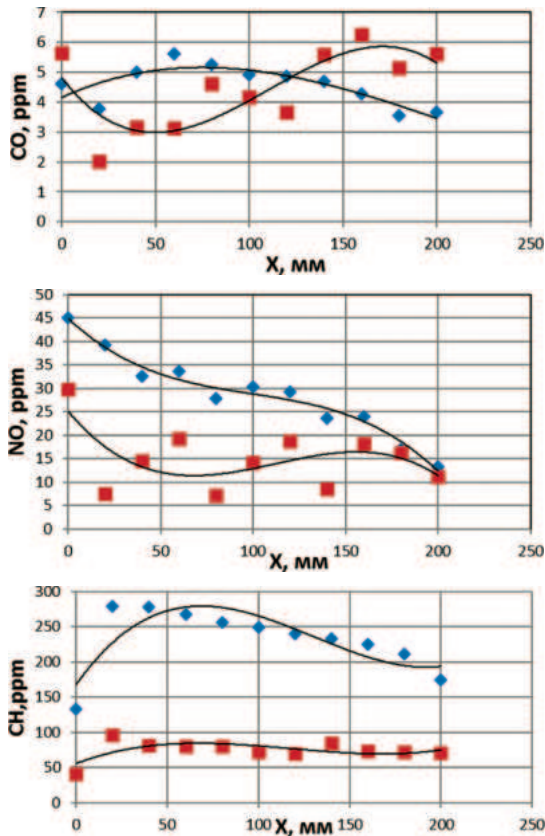


Рис. 6. Сравнение состава продуктов сгорания горелок № 1, 2 при $\alpha = 2$ и $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 30\%$ (♦ – горелка № 1; ■ – горелка № 2)

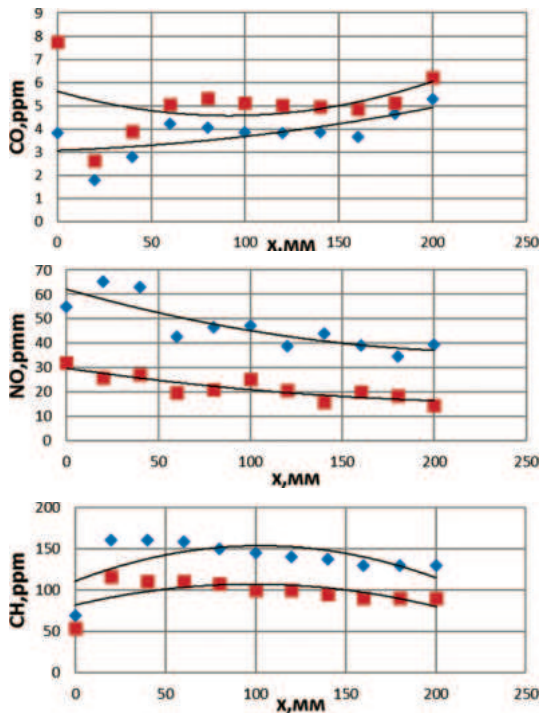


Рис. 7. Сравнение состава продуктов сгорания горелок № 1, 2 при $\alpha = 2$ и $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 50\%$ (♦ – горелка № 1; ■ – горелка № 2)

сравнительно слабые изменения концентраций. Это связано с тем, что скорости реакции в пламени на несколько порядков превышают значения скоростей реакций запламенной области, где достигается максимальная температура.

Также отмечается, что при подаче 10, 30 и 50% расхода газа в первый контур $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}}$ у горелок № 1 и 2 в зоне горения уровень СО близок по своим значениям.

Увеличение расхода топлива по первому контуру приводит к увеличению концентрации NO по длине факела для обеих горелок, что связано с преобладанием диффузионного высокотемпературного процесса горения.

Увеличение доли топлива в первом контуре горелки важно в том числе для поддержания полноты сгорания и снижения эмиссии СО и СН на низких режимах работы ГТУ с «бедным» составом ТВС, для чего рассмотрим концентрации этих веществ на режиме с $\alpha = 2,2$.

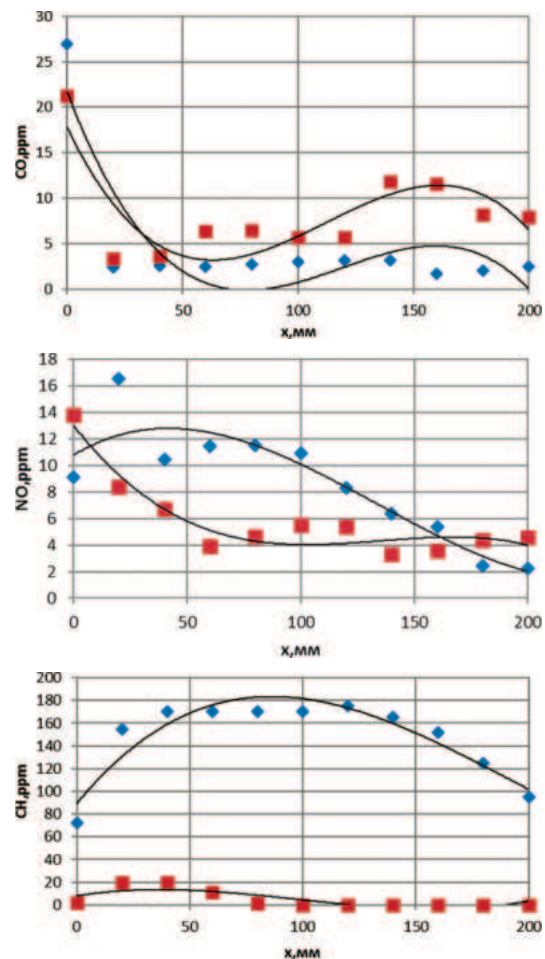


Рис. 8. Сравнение состава продуктов сгорания горелок № 1, 2 при $\alpha = 2,2$ и $G_{T_{1k}}/G_{T_{\Sigma}} = 10\%$ (♦ – горелка № 1; ■ – горелка № 2)

Из рис. 8 следует, что общие закономерности изменения концентраций CO, NO, CH для рассмотренных горелок при испытании на режиме $\alpha = 2$ и $\alpha = 2,2$ сохраняются.

Анализ результатов

Для выполнения анализа полученных экспериментальных данных и оценки влияния газодинамической структуры течения за горелками на выбросы токсичных веществ, сформирована сеточная модель одногогорелочного отсека с имитатором жаровой трубы, включающего 13,3 млн. элементов. На рис. 9 представлены основные элементы исследуемой модели. Для моделирования газодинамической структуры и температуры потока использовались $k-\epsilon$ -модель турбулентности со стандартной функцией стенки и модель вихревой диссипации с двухстадийным сжиганием метана в воздухе.

На рис. 10 показана расчетная структура течения в начале имитатора жаровой трубы с полем температур, характеризующих процесс горения. По результатам расчета видно (рис. 10,а), что на выходе из горелки № 1 имеются две зоны рециркуляции, которые формируются в результате прохождения воздуха в ее трактовой части. Еще одна зона обратных токов формируется в области большого угла раскрытия стенок имитатора жаровой трубы, но она в анализе не рассматривается.

Первая зона рециркуляции формируется за форсункой первого контура, так как она работает как конусообразный стабилизатор. Вторая зона рециркуляции имеет большие размеры и формируется далее по потоку за счет его закрутки. При этом две сформированные рециркуляционные зоны контактируют, взаимодействуя друг с другом, и находятся вблизи среза сопла горелки.

Это позволяет зоне с диффузионным факелом поддерживать горение в зоне с предварительно подготовленной «бедной» топливовоздушной смесью. В результате на выходе из горелки формируется фронт пламени, имеющий два очага горения: один за форсункой первого контура, другой далее по по-

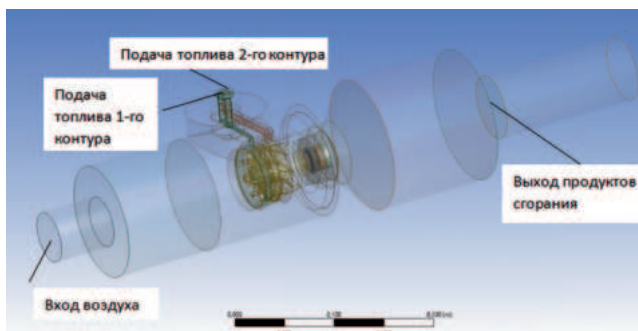
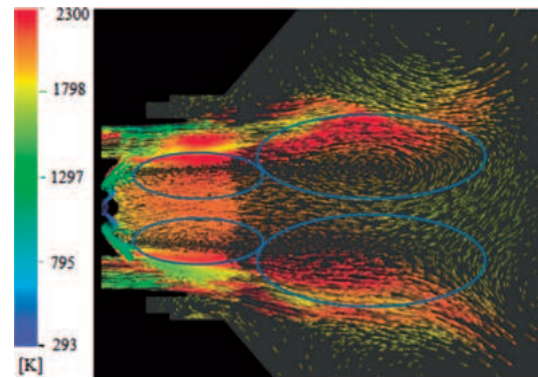
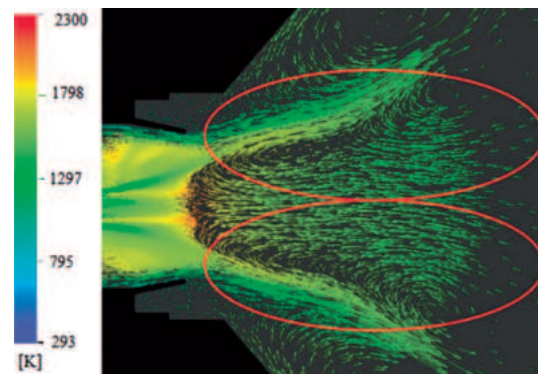


Рис. 9. Модель одногогорелочного отсека



а



б

Рис. 10. Структура течения на выходе из горелки с температурой потока: а – горелка №1; б – горелка № 2

току. Такой способ организации горения формирует устойчивый фронт пламени даже при резком изменении параметров двигателя.

Горелка № 2, содержащая на выходе из сопла конфузорный насадок и центральное тело цилиндрической формы, исключает формирование двух зон рециркуляции. На выходе из сопла горелки формируется одна объемная зона рециркуляции (рис. 10,б). Зона обратных токов сформированная у стенок имитатора жаровой трубы также не рассматривается.

Свежая порция топлива, подаваемая форсункой первого контура сразу устремляется в зону обратных токов. За время прохождения расстояния от форсунки до зоны обратных токов топливо с воздухом успевают перемешаться, формируя хорошо подготовленную топливовоздушную смесь.

Сравним фотографии факела пламени, полученные при испытании двух горелок без имитатора жаровой трубы (рис. 11). При этом следует учитывать, что в отсутствие стенок жаровой трубы газодинамические и термохимические процессы за горелками из-за эжекции окружающего воздуха изменяются. Из рис. 11 видно, что закрученный поток получается отодвинутым от среза сопла горелки

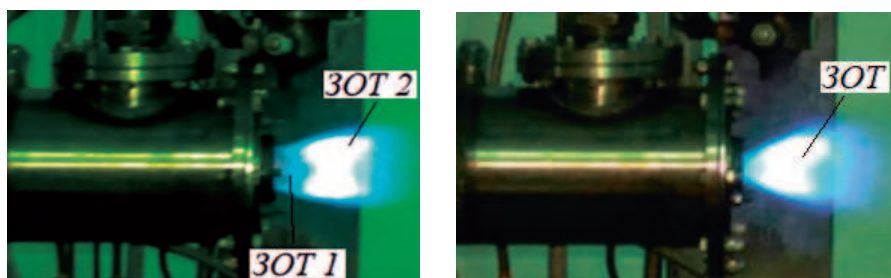


Рис. 11. Фото факела пламени: а – горелка № 1; б – горелка № 2

№ 2 и имеет больший угол раскрытия равный 35° по сравнению с потоком формируемым горелкой № 1, у которой угол раскрытия закрученной струи составляет 25° .

Формирование диффузионного факела возле форсунки первого контура, имеющейся в горелке № 1 приводит к росту NO, сформированного за счет термического (механизма Зельдовича) [21], а малые объемы второй зоны рециркуляции не обеспечивают соответствующей полноты сгорания топлива, что сказывается на завышении уровня СН.

На выходе из горелки № 2 происходит горение обедненной топливовоздушной смеси и уровень концентрации NO снижается из-за снижения температуры в зоне горения и уменьшения времени пребывания в потоке ГВС. При этом наличие объемной зоны рециркуляции обеспечивает высокую полноту сгорания топлива и низкий уровень СН.

Описанные эффекты также проявляются с увеличением расхода топлива через первый контур. Когда в горелке № 1 начинает преобладать диффузионный факел пламени, увеличивается уровень концентрации NO. На горелку № 2 это увеличение влияет в меньшей степени, так как топливо успевает перемешаться, что исключает возникновение локальных высокотемпературных зон и не происходит высокого образования NO.

Возможна и другая трактовка результатов, которых может быть недостаточно для более точного понимания причин изменения уровня концентрации токсичных веществ. Более точные результаты могут быть получены путем моделирования процессов горения с детальной химической кинетикой, которые в рамках данной работы не выполнялись.

Исходя из полученных данных, горелку № 1 можно рекомендовать к применению для камер сгорания с ограниченным объемом жаровой трубы и малыми габаритными размерами $L_{\text{кс}} = 2 \dots 2,5B$, где B – диаметр сопла горелки. Горелку № 2 можно рекомендовать к применению для камер сгорания с большим объемом жаровой трубы и большой длиной камеры сгорания ($L_{\text{кс}} = 3 \dots 5B$) [22].

Выводы

Из двух исследуемых горелок горелка № 2 обеспечивает наиболее эффективное сжигание топлива и минимальное значение концентрации выбросов токсичных веществ в условиях проведенных исследований.

Горелка № 2 обеспечивает минимальный недожог топлива, а значит высокую полноту сгорания.

Горелка № 1 применима для камер сгорания с ограниченным объемом жаровой трубы и малыми габаритными размерами, а горелка № 2 применима для камер сгорания с большим объемом жаровой трубы.

Список источников

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. 3rd ed. CRC Press, 2010. 560 p.
2. Lefebvre A.H. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability, and combustion efficiency // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1985. Vol. 107. No. 1, pp. 24-37. DOI: 10.1115/1.3239693
3. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В. и др. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. Самара: СНЦ РАН; 2004. 266 с.
4. Moses C.A., Roets P.N. Properties, Characteristics, and Combustion Performance of Sasol Fully Synthetic Jet Fuel. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. Vol. 131. No. 4: 041502. DOI: 10.1115/1.3028234
5. Маркушин А.Н., Меркушин В.К., Бышин В.М., Бакланов А.В. Усовершенствование конструкции камер сгорания традиционных схем в целях улучшения экологических показателей ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2010. № 1. С. 41-44.
6. Lee S., Speight J.G., Loyalka S.K. Handbook of Alternative Fuel Technologies. 2nd ed. CRC Press, 2018. 712 p.
7. Бакланов А.В. Управление процессом сжигания топлива путем изменения конструкции горелки в камере сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 73-85.

8. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: конструкция, моделирование процессов и расчет: Учеб. пособие. Казань: Изд-во КГТУ, 2006. - 220 с.
9. Бакланов А.В., Неумоин С.П. Методика определения качества смешения газообразного топлива и воздуха за вихревой горелкой камеры сгорания ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2017. № 1. С. 87-92.
10. Бакланов А.В. Малоэмиссионная камера сгорания диффузионного типа с микропламенным горением для конвертированного авиационного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 2. С. 57-68.
11. Бакланов А.В., Маркушин А.Н., Цыганов Н.Е. Влияние формы насадка вихревой горелки на смешение в закрученной струе // Вестник Казанского технического университета им. А.Н. Туполева. 2014. № 3. С. 13-18.
12. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В. и др. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. Самара: СНЦ РАН, 2002. 527 с.
13. Sadiki A., Repp S., Schneider C., et al. Numerical and experimental investigations of confined swirling combustor flows. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2003. Vol. 3. No. 2-4, pp. 78-88. DOI:10.1504/PCFD.2003.003778
14. Zheng H., Zhang Z., Li Y., Li Z. Feature-Parameter-Criterion for Predicting Lean Blowout Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013. Vol. 2013. No. 16, pp. 1-17. DOI:10.1155/2013/939234
15. Roy G.D., Frolov S.M., Netzer D.W., Borisov A.A. High-speed deflagration and detonation: Fundamentals a. control. *International Colloquium on Control and Detonation Processes Held (July 04-07, 2000; Moscow, Russia)*. Moscow: ELEX-KM, 2001. XXVI, 357 p.
16. Kiesewetter F., Konle M., Sattelmayer T. Analysis of Combustion Induced Vortex Breakdown Driven Flame Flashback in a Premix Burner With Cylindrical Mixing Zone // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 129. No. 4, pp. 929-936. DOI: 10.1115/1.2747259
17. Lieuwen T.C., Yang V. *Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines*. Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Reston, VA, 2005. Vol. 210, 659 p.
18. Acharya V.S., Lieuwen T.C. Role of azimuthal flow fluctuations on flow dynamics and global flame response of axisymmetric swirling flames // *52nd Aerospace Sciences Meeting (13-17 January 2014; National Harbor, Maryland)*. DOI: 10.2514/6.2014-0654
19. Durbin M.D., Vangsness M.D., Ballal D.R., Katta V.R. Study of Flame Stability in a Step Swirl Combustor // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1996. Vol. 118. No. 2, pp. 308-315. DOI: 10.1115/1.2816592
20. Gokulakrishnan P., Fuller C.C., Klassen M.S. et al. Experiments and modeling of propane combustion with vitiation // *Combustion and Flame*. 2014. Vol. 161. No. 8, pp. 2038-2053. DOI: 10.1016/j.combustflame.2014.01.024
21. Канило П.М., Подгорный А.Н., Христин В.А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. Киев: Наукова думка, 1987. 221 с.
22. Волков Д.В., Зайцев С.А., Гольцев В.Ф. Параметрическое исследование образования оксидов азота при горении однородной метановоздушной смеси // *Физика горения и взрыва*. 1999. Т. 35. № 2. С. 9-15.
23. Свердлов Е.Д. Разработка принципов организации рабочего процесса и облика низкоэмиссионных камер сгорания ГТУ на природном газе: Дисс. ... д.т.н. М., 2010. 334 с.

References

1. Lefebvre AH, Ballal DR. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. 3rd ed. CRC Press; 2010. 560 p.
2. Lefebvre AH. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability, and combustion efficiency. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1985;107(1):24-37. DOI: 10.1115/1.3239693
3. Gricenko EA, Danil'chenko VP, Lukachev SV, et al. *Conversion of aviation gas turbine engines to land-based gas turbines*. Samara: SNC RAN; 2004. 266 p. (In Russ.).
4. Moses CA, Roets PN. Properties, Characteristics, and Combustion Performance of Sasol Fully Synthetic Jet Fuel. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2009;131(4): 041502. DOI: 10.1115/1.3028234
5. Markushin AN, Merkushev VK, Byshin VM, et al. Improvement of conventional combustion chamber structure in order to enhance GTE ecological indicators. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatcionnaya tekhnika*. 2010;(1):41-44. (In Russ.).
6. Lee S, Speight JG, Loyalka SK. *Handbook of Alternative Fuel Technologies*. 2nd ed. CRC Press; 2018. 712 p.
7. Baklanov AV. Controlling fuel combustion process by burner design change in gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*. 2018;25(2):73-85. (In Russ.).
8. Mingazov BG. *Combustion chambers of gas-turbine engines*. Kazan: KSTU; 2006. 220 p. (In Russ.).
9. Baklanov AV, Neumoin SP. A technique of gaseous fuel and air mixture quality identification behind the swirl burner of gas turbine engine combustion chamber. *Russian Aeronautics*. 2017;60(1):90-96. (In Russ.).
10. Baklanov AV. Low-emission combustion chamber of diffusion type employing micro flame burning process for converted aircraft gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*. 2017;24(2):57-68 (In Russ.).

11. Baklanov AV, Markushin AN, Tsyganov NE. Influence of the shape of the vortex burner nozzle on mixing in a swirling jet. *Vestnik Kazanskogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*. 2014(3):13–18. (In Russ.).
12. Gritsenko EA, Danil'chenko VP, Lukachev SV, et al. *Some design issues of aviation gas turbine engines*. Samara: SNTs RAN; 2002. 527 p. (In Russ.).
13. Sadiki A, Repp S, Schneider C, et al. Numerical and experimental investigations of confined swirling combustor flows. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2003;3(2-4):78–88. DOI: 10.1504/PCFD.2003.003778
14. Zheng H, Zhang Z, Li Y, et al. Feature-Parameter-Criterion for Predicting Lean Blowout Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013(16):1–17. DOI: 10.1155/2013/939234
15. Roy GD, Frolov SM, Netzer DW, et al. High-speed deflagration and detonation : Fundamentals a. control. *International Colloquium on Control and Detonation Processes Held (July 04-07, 2000; Moscow, Russia)*. Moscow: ELEX-KM; 2001. XXVI, 357 p.
16. Kiesewetter F, Konle M, Sattelmayer T. Analysis of Combustion Induced Vortex Breakdown Driven Flame Flashback in a Premix Burner With Cylindrical Mixing Zone. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007;129(4):929–936. DOI: 10.1115/1.2747259
17. Lieuwen TC, Yang V. Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines. *Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA*, Reston, VA; 2005. Vol. 210, 659 p.
18. Acharya VS, Lieuwen TC. Role of azimuthal flow fluctuations on flow dynamics and global flame response of axisymmetric swirling flames. *52nd Aerospace Sciences Meeting (January 13-17, 2014; National Harbor, Maryland)*. DOI: 10.2514/6.2014-0654
19. Durbin MD, Vangsness MD, Ballal DR, et al. Study of Flame Stability in a Step Swirl Combustor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1996;118(2):308–315. DOI: 10.1115/1.2816592
20. Gokulakrishnan P, Fuller CC, Klassen MS, et al. Experiments and modeling of propane combustion with vitiation. *Combustion and Flame*. 2014;161(8):2038–2053. DOI: 10.1016/j.combustflame.2014.01.024
21. Kanilo PM, Podgornyi AN, Khristich VA. *Energy and environmental characteristics of gas turbine engines using hydrocarbon fuels and hydrogen*. Kiev: Naukova dumka; 1987. 221 p. (In Russ.).
22. Volkov DV, Zajcev SA, Gol'cev VF. Parametric study of nitrogen oxide formation during combustion of homogeneous methane-air mixture. *Fizika goreniya i vzryva*. 1999;35(2):9–15. (In Russ.).
23. Sverdlov ED. *Development of principles of organization of the working process and appearance of low-emission combustion chambers of gas turbine units on natural gas*. PhD thesis. Moscow: CIAM; 2010. 334 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию / Received 16.10.2024
Одобрена после рецензирования / Revised 28.03.2025
Принята к публикации / Accepted 19.04.2025