

УДК 621.43.056

Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-3-372-383

Для цитирования: Бакланов А. В. Разработка двухтопливной камеры сгорания и расчет процессов на основе теории турбулентного горения // Сибирский аэрокосмический журнал. 2024. Т. 25, № 3. С. 372–383. Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-3-372-383.

For citation: Baklanov A. V. [Development of the two-fuel combustion chamber and calculation of processes for the theory of turbulent burning]. *Siberian Aerospace Journal*. 2024, Vol. 25, No. 3, P. 372–383. Doi: 10.31772/2712-8970-2024-25-3-372-383.

Разработка двухтопливной камеры сгорания и расчет процессов на основе теории турбулентного горения

А. В. Бакланов

Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ
Российская Федерация, 420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10
E-mail: andreybaklanov@bk.ru

В данной работе представлены этапы разработки двухтопливной камеры сгорания для двигателя НК-16-18СТ. Произведен расчет внутрикамерных процессов на основе теории турбулентного горения.

Одним из конкурентных преимуществ стационарной газотурбинной установки является возможность работы на двух видах топлива: на дизельном и газообразном. Поэтому создание двухтопливной камеры сгорания является актуальным. Процесс проектирования двухтопливной камеры сгорания разбит на несколько этапов. На первом этапе разработана форсунка, которая оснащена двумя внутренними топливными каналами. Затем проектируется фронтное устройство, в котором в два ряда размещаются форсунки. Данное устройство оснащено двумя отдельными топливными коллекторами и полостями для подвода топлива к двум каналам форсунок. Такое конструктивное решение позволяет выполнять переключение одного вида топлива на другой, не останавливая работу двигателя. В качестве прототипа для распределения воздуха по длине жаровой трубы взята камера сгорания двигателя НК-8-2У.

Расчет внутрикамерных процессов выполнялся на основе теории турбулентного горения. В ходе расчета определяются такие параметры, как нормальная скорость горения, пульсационная скорость, коэффициент турбулентного обмена, масштаб турбулентности и интенсивность турбулентности.

Сформировано уравнение теплового баланса для определения температуры в рассматриваемой области при сжигании природного газа и дизельного топлива. При этом учтено, что в одном случае затрачивается тепло, идущее на испарение жидкого топлива, в другом случае данная особенность не присутствует.

Для расчета образования оксидов азота используется теория Я. Б. Зельдовича термического окисления азота кислородом. Выбросы окиси углерода определяются по эмпирической формуле.

Из термгазодинамического расчета двигателя НК-16-18СТ известны параметры на входе в камеру сгорания на различных режимах работы при сжигании природного газа.

Выполнен расчет для определения необходимого расхода дизельного топлива по режимам работы двигателя при сохранении температуры на выходе из камеры сгорания.

По результатам расчета построен график эмиссии вредных веществ от режима работы двигателя при использовании различного топлива, а также построен сравнительный график зависимости полноты сгорания топлива от режима работы двигателя.

Расчетные выбросы вредных веществ разработанной камеры сгорания в диапазоне работы двигателя по мощности от 0,7 до 1 Не для жидкого топлива: $\text{NO}_x 15\% \text{O}_2$ не превышает 250 мг/м^3 , $\text{CO} 15\% \text{O}_2$ не превышает 300 мг/м^3 ; для газообразного топлива: $\text{NO}_x 15\% \text{O}_2$ не превышает 120 мг/м^3 , $\text{CO} 15\% \text{O}_2$ не превышает 150 мг/м^3 .

Ключевые слова: двухтопливная камера сгорания, газотурбинный двигатель, природный газ, дизельное топливо, теория турбулентного горения, оксиды азота, окислы углерода.

Development of the two-fuel combustion chamber and calculation of processes for the theory of turbulent burning

A. V. Baklanov

Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI
10, K. Marx St., Kazan, 420111, Russian Federation
E-mail: andreybaklanov@bk.ru

In this material development stages of the two-fuel combustion chamber for the HK-16-18CT engine are presented. Calculation of processes on the basis of the theory of turbulent burning is made.

One of competitive advantages of stationary gas-turbine installation is the possibility of work on two types of fuel: on diesel and on gaseous. Therefore creation of the two-fuel combustion chamber is relevant. The designing process of the two-fuel combustion chamber consists of several stages. At the first stage the nozzle is developed. It is equipped with two internal fuel channels. Then the front device is designed. In it nozzles are placed in two ranks. This device is equipped with two separate fuel collectors. It contains cavities for a fuel supply to two channels of nozzles. Such constructive decision allows to carry out switching of one type of fuel to another without stopping operation of the engine. As a prototype for distribution of air on length of a spherical pipe the combustion chamber of the NK-8-2U engine is taken.

Calculation of processes in the combustion chamber was carried out on the basis of the theory of turbulent burning. During calculation such parameters as the normal speed of burning, the pulsation speed, coefficient of turbulent exchange, scale of turbulence and intensity of turbulence are determined.

The equation of thermal balance for determination of temperature in the considered area at combustion of natural gas and diesel fuel is created. It is considered what in one case is spent warmly going for evaporation of liquid fuel, in other case it is not necessary.

For calculation of formation of nitrogen oxides Ya. B. Zeldovich's theory of thermal oxidation of nitrogen is used by oxygen. Emissions of carbon monoxide are determined by an empirical formula

From gasdynamic calculation of the HK-16-18CT engine parameters on an entrance to the combustion chamber on various operating modes at combustion of natural gas are known.

Calculation for definition of a necessary consumption of diesel fuel for power setting at preservation of temperature at the exit is executed from the combustion chamber.

By results of calculation the schedule of emission of harmful substances from power setting on gas and diesel fuels is constructed. The comparative schedule of dependence of completeness of combustion of fuel on power setting is constructed.

Settlement emissions of harmful substances of the developed combustion chamber in the range of operation of the engine on power from 0,7Ne to 1 Ne for liquid fuel: $\text{NO}_x 15\% \text{O}_2$ does not exceed 250 mg/m^3 , $\text{CO} 15\% \text{O}_2$ does not exceed 300 mg/m^3 ; for gaseous $\text{NO}_x 15\% \text{O}_2$ fuel does not exceed 120 mg/m^3 , $\text{CO} 15\% \text{O}_2$ does not exceed 150 mg/m^3 .

Keywords: two-fuel combustion chamber, gas-turbine engine, natural gas, diesel fuel, theory of turbulent burning, nitrogen oxides, carbon oxides.

Введение

Все более широкое применение в наземных условиях находят отработавшие летные ресурсы авиационные газотурбинные двигатели (ГТД), которые используются для привода компрессора на газоперекачивающих агрегатах и электрогенераторах на электростанциях. Широко ведутся работы по созданию ГТД для автомобилей, тепловозов и других транспортных средств.

Зачастую к ГТД для использования в качестве привода электрогенератора предъявляются требования, которые предусматривают возможность работы двигателя на жидком (дизельном) и газообразном (природный газ) топливах и переключения одного вида топлива на другой без остановки двигателя [1].

Стационарные и транспортные ГТД уже в настоящее время работают на более тяжелом, чем авиационное, жидком топливе с использованием дистиллатных средних жидких топлив (дизельного топлива, солярного масла, газойля) и наиболее качественных мазут [2].

Использование в этих случаях традиционных для наземного применения тяжелых топлив имеет большие достоинства с точки зрения эксплуатации и экономики.

Одной из важнейших характеристик топлива для ГТД является его теплота сгорания. Влияние теплоты сгорания на мощностные характеристики и КПД двигателя очень существенно. Чем больше массовая теплота сгорания, тем больше КПД двигателя.

Величина теплоты сгорания топлива зависит от химического состава или соотношения элементов, составляющих горючую часть топлива. Следовательно, для углеводородных жидких топлив – от их химического строения. В практике в качестве основной термохимической характеристики углеводородных топлив принята низшая теплотворная способность [3].

Низшая теплотворная способность для природного газа $H_u = 50000$, для дизельного топлива $H_u = 40000$. При этом стехиометрический коэффициент для природного газа составляет 17,3, а для дизельного топлива 14,5 [4].

Объект разработки

Рассмотрим этапы разработки двухтопливной камеры сгорания для двигателя НК-16-18СТ и расчета внутрикамерных процессов на основе теории турбулентного горения [5].

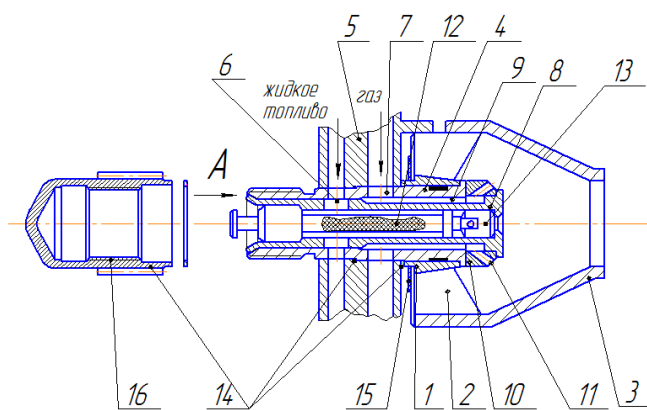


Рис. 1. Форсунка камеры сгорания

Fig. 1. Nozzle of the combustion chamber

Для реализации двухтопливного сжигания на первом этапе разработана двухтопливная форсунка (рис. 1), которая содержит корпус завихрителя 1, включающего лопаточный завихритель 2 и смесительную втулку 3, а также корпус форсунки 4, который установлен в газораспределительное устройство 5. Корпус завихрителя 1 содержит два канала подвода топлива: для жидкого топлива 6 и газа 7. Во внутренний канал корпуса форсунки 4 установлена газораспределительная втулка 8, формирующая между корпусом форсунки 4 топливный канал 9, между корпусом форсунки 4 и газораспределительной втулкой 8 установлен распылитель 10 с отверстиями 11. В центр газораспределительной втулки 8 установлен удлиненный сетчатый фильтр 12 и центробежный распылитель жидкого топлива 13. Для обеспечения герметичности двухтопливная форсунка содержит уплотнительные кольца 14, шлицевую гайку 15, которая при помощи резьбового соединения фиксирует корпус форсунки 4 в газораспределительном устройстве 5, а для обеспечения заданного расхода воздуха через лопаточный завихритель 2 имеет дросселирующую шайбу 16 [6].

На втором этапе [7] разработано фронтное устройство (рис. 2). Оно содержит головку кольцевую 1 с наружным 2 и внутренним 3 топливными коллекторами. На поверхности наруж-

ного топливного коллектора расположены штуцера подвода газа 4. Подвод осуществляется во внутреннюю полость наружного коллектора 2. На головке кольцевой между коллекторами, по окружности расположены воздушные фигурные окна 5, необходимые для подвода воздуха. Они содержат центральные отверстия 6 и стойки крепления 7 горелок (форсунок) 8 к головке кольцевой 1. Также в стойках выполнены сквозные каналы подвода топлива 9 к форсункам 8.

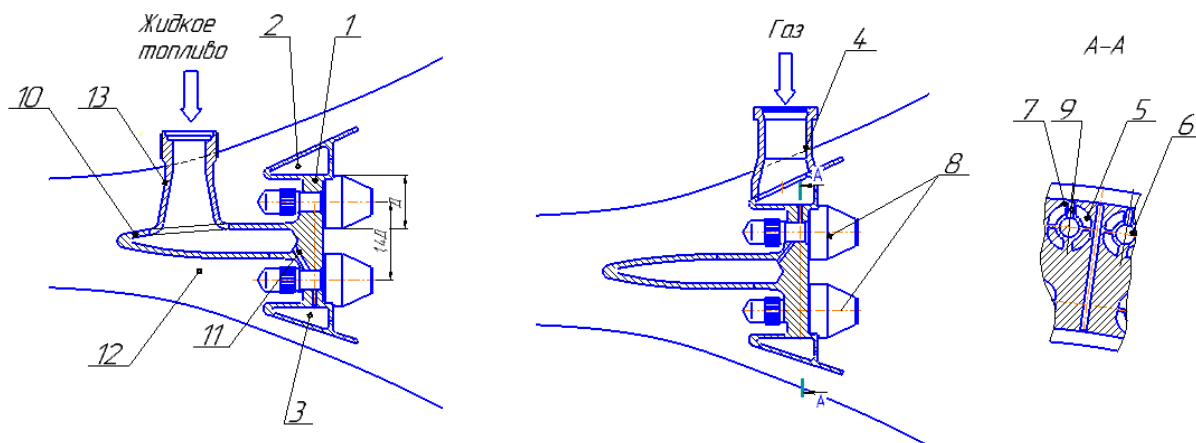


Рис. 2. Фронтальное устройство жаровой трубы

Fig. 2. Flame tube head

В середине головки кольцевой 1 с внешней стороны организован полый кольцевой коллектор 10 с каналами подвода топлива 11 к форсункам 8. Полый кольцевой коллектор размещен в диффузоре 12 и имеет штуцер подвода топлива 13.

Форсунки 8 содержат две полости 14, 15, одна из которых соединена с наружным 2 и внутренним 3 топливными коллекторами, заполняемыми газообразным топливом (газом), а другая – с каналами подвода топлива 11 из полого кольцевого коллектора 10, заполняемого жидким топливом. Форсунка 8 снабжена распылителем жидкого 16 и распылителем газообразного 17 топлива [8].

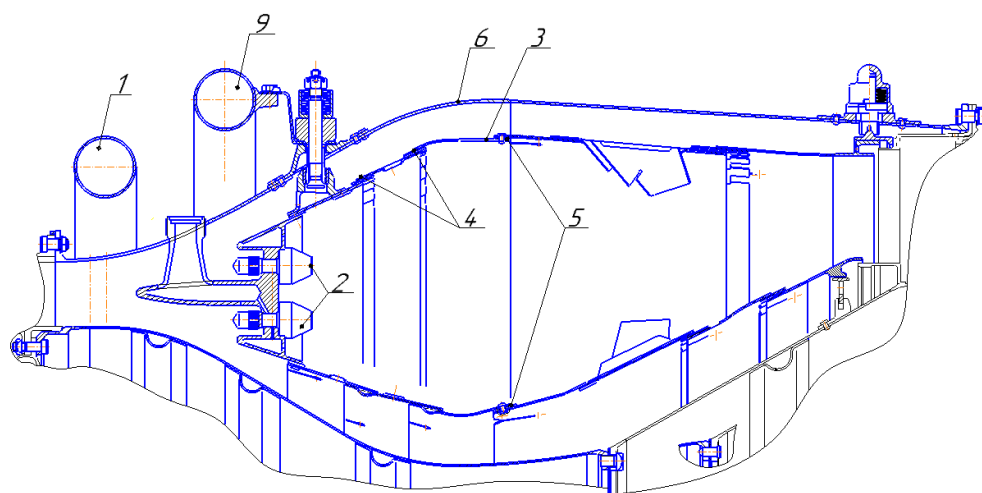


Рис. 3. Камера сгорания

Fig. 3. Combustion chamber

Двухтопливная камера состоит (рис. 3) из корпуса 6, жаровой трубы 3, жидкостного коллектора 9 и газового коллектора 1 для подачи газа к форсункам 2. Жаровая труба – кольцевая, состоящая из нескольких секций. Между кольцами при соединении установлены дистанционные

пластинки 5 или гофрированные ленты 4, служащие для создания пленочного воздушного охлаждения. Жаровая труба с передней стороны подвешивается с помощью фиксаторов 7. К задней части наружного и внутреннего кожухов приварены кольца 8, которыми они опираются на соответствующие кольцевые поверхности соплового аппарата турбины [9; 10].

Математическая модель

В качестве прототипа для распределения воздуха (расположение и количество отверстий и щелей) по длине жаровой трубы взята камера сгорания двигателя НК-8-2У (рис. 4).

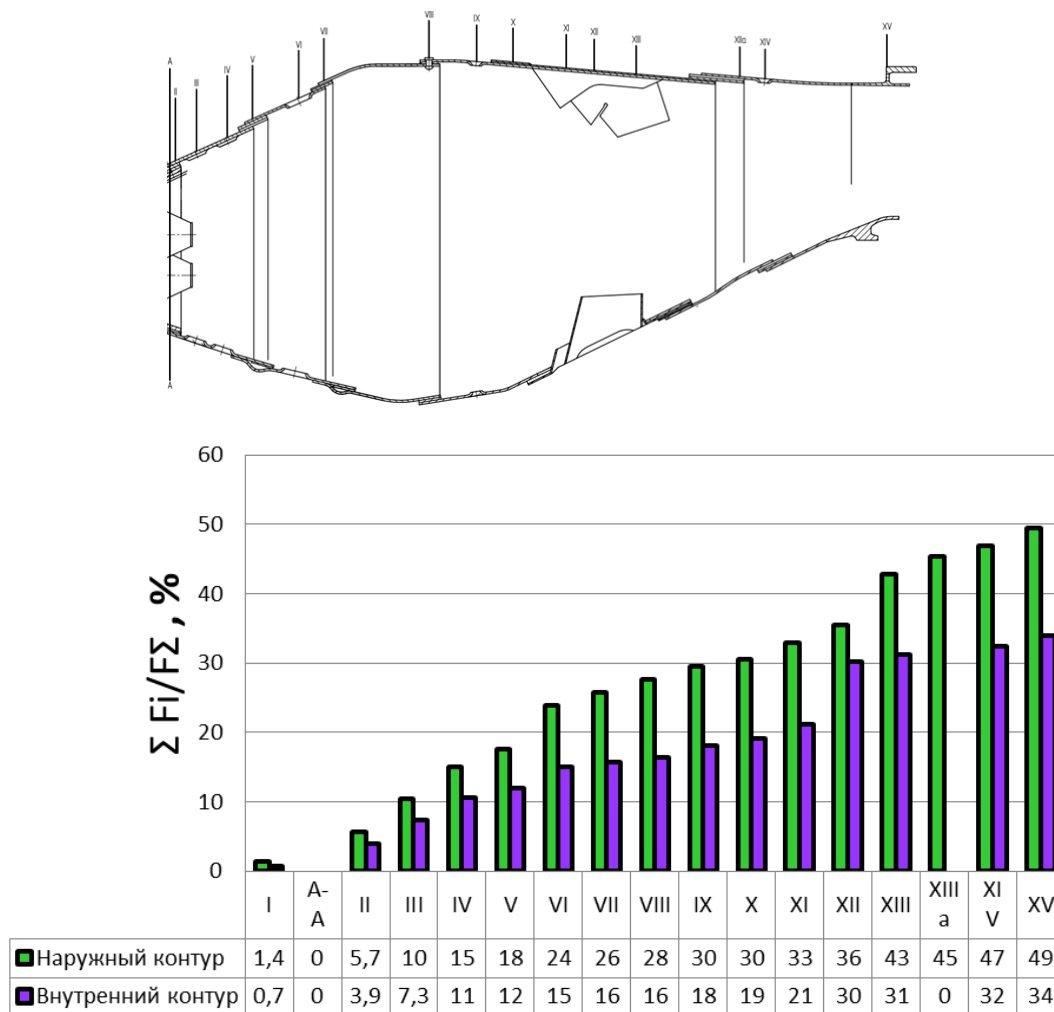


Рис. 4. Распределение воздуха по длине жаровой трубы

Fig. 4. Air Distribution on length of a flame tube

Для определения полноты сгорания используется поверхностная теория турбулентного сгорания осредненного моля смеси, на основе которой получена зависимость для определения локальной полноты сгорания топлива на рассматриваемом участке [11]:

$$\eta = \frac{3U_{m0}^3}{W'^3} \left\{ \frac{1}{3} \left[1 - \exp\left(-\frac{3\Delta x \varepsilon}{l_i}\right) \right] - \frac{U_n}{U_{m0}} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\Delta x \varepsilon}{l_i}\right) \right] + \frac{U_n^2}{U_{m0}^2} \left[\left(1 - \exp\left(-\frac{\Delta x \varepsilon}{l_i}\right) \right) \right] \right\}. \quad (1)$$

Данная зависимость позволяет определить полноту сгорания осредненного объема смеси с составом α_i за время пребывания на участке КС длиной Δx со скоростью W и сгорающей с поверхности с турбулентной скоростью $U_{n0} = U_n + W'$.

Нормальная скорость горения U_n определяется по параметрам смеси на входе в расчетный участок КС с помощью эмпирического уравнения:

$$U_n = U_{n0} \left(\frac{T_{ri}}{T_0} \right)^\delta \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^\gamma, \quad (2)$$

где U_{n0} – нормальная скорость горения при условии $P_0 = 10^5 \text{ Па}$, $T_0 = 873 \text{ К}$.

Показатели степени δ , γ рассчитываются по данным А. М. Mellor: $\delta = 2,98 - \frac{0,8}{\alpha}$
 $\gamma = -0,38 + \frac{0,22}{\alpha}$, по данным В. А. Щукина: $\delta = 1,8$, $\gamma = -0,2$.

Пульсационная скорость определяется при помощи зависимости

$$W' = \varepsilon W, \quad (3)$$

где W – скорость истечения потока за горелочным устройством; ε – интенсивность турбулентности.

Параметры турбулентности, входящие в расчетные зависимости, можно оценить по эмпирической зависимости

$$\varepsilon = 0,041 \left(1 + \beta^2 \tan^2 \varphi \right)^{0,5} \left(\frac{x}{r_n} \right)^{-0,5}, \quad (4)$$

где r_n – наружный радиус завихрителя; $x = X + \Delta x$ (X – расстояние от фронтального устройства; Δx – расстояние от устья струи до фронта).

Для определения масштаба турбулентности l_0 необходимо провести ряд преобразований.

Из теории турбулентности известна зависимость для определения коэффициента турбулентного обмена:

$$D_T = l_{cm} W', \quad (5)$$

где l_{cm} – лагранжев масштаб турбулентности; W' – пульсационная скорость.

Также известна зависимость для определения коэффициента турбулентной диффузии на начальном участке закрученной струи:

$$D_T = 0,00294 \left(1 + \beta^2 \tan^2 \varphi \right)^{0,5} W R_{tr}, \quad (6)$$

где φ – угол закрутки в струе; W – среднерасходная скорость струи; β – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности завихрителя; R_{tr} – радиус трубы.

Приравняв правые части в уравнениях (5) и (6) и учитывая, что $l_0 = 0,5 l_{cm}$, можно получить выражение для расчета масштаба турбулентности в жаровой трубе КС:

$$l_0 = 0,014 R_{tr} \left(\frac{x}{r_n} \right)^{0,5}. \quad (7)$$

Полученное значение локальной полноты сгорания $\Delta \eta_i$ характеризует полноту сгорания по отношению к топливу на входе в рассматриваемую зону горения. Суммирование всех значений полноты сгорания до расчетного сечения позволяет получить изменение абсолютного значения полноты сгорания по длине жаровой трубы η_i :

$$\eta_i = \Delta \eta_1 + \Delta \eta_2 (1 - \Delta \eta_1) + \Delta \eta_3 (1 - \Delta \eta_1) (1 - \Delta \eta_2). \quad (8)$$

Для расчета по представленной методике необходимо разбить жаровую трубу на несколько сечений, в каждом из которых нужно определить необходимые параметры, характеризующие протекание внутрикамерных процессов.

При сжигании дизельного топлива средняя температура газа в i -м сечении может быть найдена из уравнения теплового баланса, в котором учитывается тепло Q_{i-1} , принесенное газом из предыдущей зоны; Q_{bi} , внесенное воздухом, поступающим в зону горения из боковых отверстий; Q_{gi} , подведенное к газу за счет сгорания части топлива в i -й зоне, и тепло $Q_{исп_i}$, идущее на испарение жидкого топлива, согласно схеме на рис. 5:

$$Q_i = Q_{i-1} + Q_{bi} + \Delta Q_{gi} - Q_{исп_i}. \quad (9)$$

Отсюда получим

$$T_{gi} = \frac{c_{pgi-1} T_{gi-1} G_{gi-1} + c_{pb} T_k \Delta G_{bi} + \Delta G_{ni} \eta Hu - L_{исп} \Delta z G_{ti}}{c_{pgi} G_{gi}}, \quad (10)$$

где T_{gi} – температура газа в i -м сечении; T_k – температура воздуха на входе; G_{bi}, G_{gi} – расход воздуха и газа в i -м сечении; Δz – степень испарения топлива; G_{ti}, G_{ni} – расходы жидкого и парового топлива в соответствующих сечениях; c_{pg}, c_{pb} – теплоемкости газа и воздуха; Hu – теплотворная способность топлива; $L_{исп}$ – теплота парообразования.

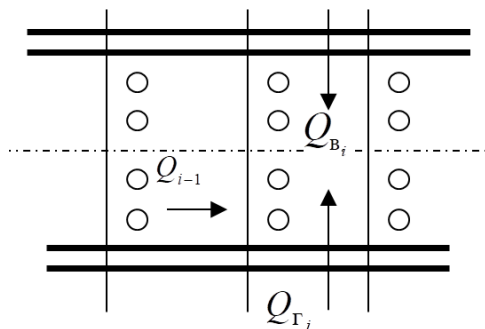


Рис. 5. Схема подвода тепла в зону горения

Fig. 5. The scheme of a supply of heat in a burning zone

При сжигании природного газа средняя температура газа в i -м сечении находится из уравнения теплового баланса, в котором учитывается тепло Q_{i-1} , принесенное газом из предыдущей зоны; Q_{bi} , внесенное воздухом, поступающим в зону горения из боковых отверстий; Q_{gi} , подведенное к газу за счет сгорания части топлива в i -й зоне:

$$Q_i = Q_{i-1} + Q_{bi} + \Delta Q_{gi}. \quad (11)$$

Отсюда получим:

$$T_{gi} = \frac{c_{pgi} T_{gi-1} G_{gi-1} + c_{pb} T_k \Delta G_{bi} + \Delta G_{ni} \eta Hu}{c_{pgi} G_{gi}}, \quad (12)$$

где T_{gi} – температура газа в i -м сечении; T_k – температура воздуха на входе; G_{bi}, G_{gi} – расход воздуха и газа в i -м сечении; c_{pgi} – теплоемкость газа в i -м сечении; c_{pb} – теплоемкость воздуха; Hu – теплотворная способность топлива.

После определения локальных значений составов смеси, температуры горения и полного сгорания, можно рассчитать также и мгновенные концентрации O_2 и N_2 [12].

Для расчета образования оксидов азота необходимо воспользоваться теорией Я. Б. Зельдовича для определения термического окисления азота кислородом:

$$\frac{d \text{NO}}{d\tau} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{O_2}} e^{-\frac{86000}{RT_r}} \left\{ O_2 N_2 \frac{64}{3} e^{-\frac{43000}{RT_r}} - (\text{NO})^2 \right\}, \quad (13)$$

где τ – время, с; T_r – температура в реакционном объеме, К; NO, N_2 , O_2 – концентрации компонентов конечной газовой смеси, моль/л.

Для этого необходимо весь объем жаровой трубы разделить из n зон, учитывая, что в каждой зоне формируется состав непрореагировавшей смеси топлива и воздуха, а также продуктов сгорания, поступивших из предыдущей зоны. Концентрация ΔNO_{xi} в каждой зоне определяется выделившимися здесь и поступившими из предыдущей зоны оксидами азота.

Выбросы окиси углерода определяются по эмпирической формуле, объем, % [13]:

$$\text{CO} = \frac{C f^2 G_{\text{в.з.г.}} T_{\text{з.г.}}^* \left(\frac{\Delta P}{P_{\text{к}}} \right)^{0,5} P_{\text{к}}^b}{V_{\text{з.г.}} \exp(c T_{\text{п.г.}}^*)} 10^{-4}, \quad (14)$$

где f – доля воздуха, участвующего в горении; примем $f = 0,5$; $G_{\text{в.з.г.}}$ – воздух, проходящий через зону горения; C , b , c – константы; $C = 20$, $b = 1,0$, $c = 0,009$.

Результаты расчета

Из термогазодинамического расчета двигателя НК-16-18СТ известны параметры на входе в камеру сгорания на различных режимах работы при сжигании природного газа. Данные параметры взяты в качестве граничных условий для выполнения расчета внутри камерных процессов (табл. 1).

Таблица 1

Параметры двигателя НК-16-18СТ

Наименование	Единица измерения	N = 50 %	N = 60 %	N = 70 %	N = 80 %	N = 90 %	N = 100 %
Мощность	кВт	9000	10800	12600	14400	16200	18000
Расход воздуха на входе в КС	кг/с	88,5858	92,8724	96,4033	99,8401	103,05	106,158
Суммарный часовой расход топлива (газа)	кг/ч	2740,29	3085,49	3422,71	3757,35	4088,51	4418,26
Температура торможения на выходе из КС	К	908,648	946,42	982,188	1015,19	1045,97	1074,79
Давление торможения на входе в КС	МПа	0,791	0,847	0,896	0,944	0,990	1,0348
Температура торможения на входе в КС	К	554,716	566,782	577,242	587,116	596,163	604,731

Для определения температуры газа имеет место выражение:

$$T_r^* = T_w^* + \frac{Hu \cdot \eta}{C_{p_r} (1 + \alpha \cdot L_0)} \quad \text{при } \eta > 1,0, \quad (15)$$

где c_{p_r} – средняя теплоемкость газа при постоянном давлении; Hu – низшая теплотворная способность; η – полнота сгорания; α – коэффициента избытка воздуха в рассчитываемой области; T_w^* – температура перед завихрителем, К.

Для определения необходимого расхода дизельного топлива при сохранении температуры на выходе из камеры сгорания, учитывая коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 \cdot G_T}, \quad (16)$$

где L_0 – стехиометрический коэффициент для рассматриваемого топлива, получена следующая зависимость.

$$G_T = \frac{G_B}{\frac{Hu \cdot \eta}{Cp(T_G^* - T_B^*)} - 1}. \quad (17)$$

В соответствии с данной зависимостью для каждого режима работы двигателя рассчитан потребный расход дизельного топлива (табл. 2).

Таблица 2

Расход дизельного топлива в зависимости от режимов двигателя НК-16-18СТ

Наименование	Единица измерения	N = 50 %	N = 60 %	N = 70 %	N = 80 %	N = 90 %	N = 100 %
Мощность	кВт	9000	10800	12600	14400	16200	18000
Суммарный часовой расход дизельного топлива	кг/ч	2740,29	3085,49	3422,71	3757,35	4088,51	4418,26

Для оценки параметров камеры сгорания, работающей на газообразном и дизельном топливе, выполнен расчет в программе «КАМЕРА» [14]. Для расчета задавалась геометрия камеры сгорания, количество форсунок, количество, диаметры и координаты отверстий подвода воздуха по длине жаровой трубы. В качестве исходных данных для расчета использовались данные табл. 1 и 2.

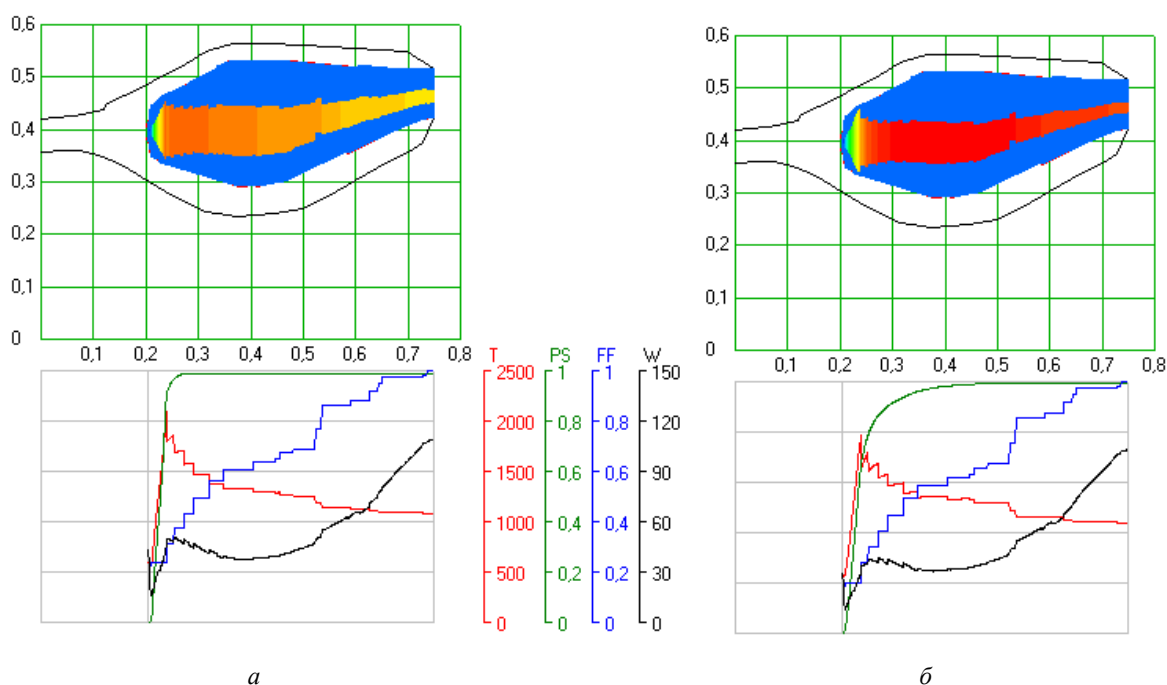


Рис. 6. Распределение параметров по длине жаровой трубы:
а – при работе на дизельном топливе; б – при работе на природном газе

Fig. 6 Distribution of Parameters on length of a spherical pipe:
а – diesel fuel; б – natural gas

Из рис. 6. видно, что при сжигании дизельного топлива наблюдается более высокая температура пламени в зоне горения. Полнота сгорания практически сразу достигает своего максимального значения. Распределение скорости по длине жаровой трубы аналогично, так как она обусловлена геометрическими особенностями жаровой трубы [15].

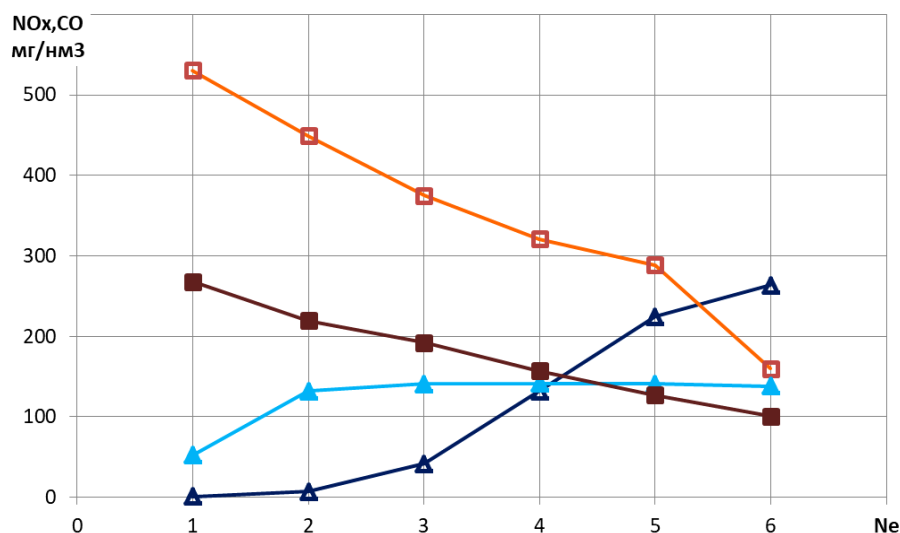


Рис. 7. Сравнительный график эмиссии вредных веществ от режима работы двигателя CO:
■ – природный газ; ◻ – дизельное топливо; NOx: ▲ – природный газ; Δ – дизельное топливо

Fig. 7. Emission of harmful substances from power setting CO:
■ – natural gas; ◻ – diesel fuel; NOx: ▲ – natural gas; Δ – diesel fuel

Из сводного графика (рис. 7) эмиссии вредных веществ для двух видов топлива видно, что концентрация CO и NO_x имеет меньший уровень при работе двигателя на газообразном топливе.

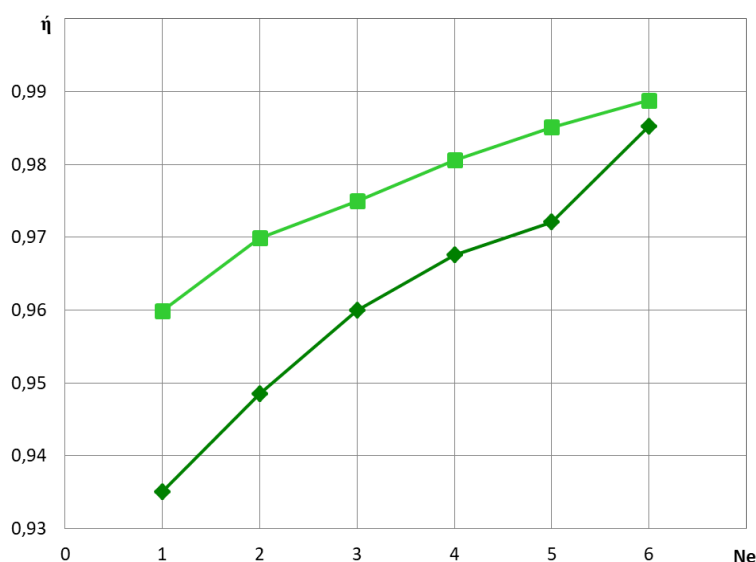


Рис. 8. Сравнительный график зависимости полноты сгорания топлива от режима работы двигателя при использовании:
◆ – дизельное топливо; ■ – природный газ

Fig. 8. Completeness of combustion of fuel from power setting:
◆ – diesel fuel; ■ – natural gas

Полнота сгорания топлива значительно выше при использовании природного газа (рис. 8), при этом отмечается ее рост при увеличении режима работы двигателя.

Заключение

1. Разработана камера сгорания, обеспечившая работу стационарного газотурбинного двигателя на жидком и газообразном топливах.
2. Выполнен расчет внутрикамерных процессов на основе теории турбулентного горения для различных режимов работы двигателя при подаче жидкого и газообразного топлив.
3. Расчетные выбросы вредных веществ разработанной камеры сгорания в диапазоне работы двигателя по мощности от 0,7 до 1 Не для жидкого топлива $\text{NO}_{x15\%\text{O}_2}$ не превышает 250 мг/м³, $\text{CO}_{15\%\text{O}_2}$ не превышает 300 мг/м³; для газообразного топлива $\text{NO}_{x15\%\text{O}_2}$ не превышает 120 мг/м³, $\text{CO}_{15\%\text{O}_2}$ не превышает 150 мг/м³.

Библиографические ссылки

1. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения / Е. А. Гриценко, В. П. Данильченко, С. В. Лукачев и др. Самара : СНЦ РАН, 2004. 266 с.
2. Lefebvre A. H., Ballal D. R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. Third Edition. CRC Press, 2010. 560 p.
3. Анализ применимости моделей горения для расчёта многофорсуночной камеры сгорания ГТД / Б. Г. Мингазов, В. Б. Явкин, А. Н. Сабирзянов, А. В. Бакланов // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та им. ак. С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 5 (29). С. 208–214.
4. Ланский А. М. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД. Самара : Изд-во СНЦ РАН, 2009. 335 с.
5. Бакланов А. В. Влияние особенностей конструкции камер сгорания двигателей НК-16СТ, НК-16-18СТ на содержание углекислого газа в продуктах сгорания // Сибирский аэрокосмический журнал. 2023. Т. 24, № 4. С. 697–705.
6. Патент Российская Федерация, RU 2750402 C1. Двухтопливная форсунка / А. В. Бакланов. – № 2020128186; заявл. 25.08.2020; опубл. 28.06.2021.
7. Данильченко В. П., Лукачев С. В., Ковылов Ю. Л. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Самара : СНЦ РАН, 2008. 620 с.
8. Патент Российская Федерация, RU 2806420 C1. Фронтное устройство жаровой трубы двухтопливной камеры сгорания / А. В. Бакланов; заявл. 18.05.2023; опубл. 31.10.2023.
9. Feature-Parameter-Criterion for Predicting Lean Blowout Limit of Gas Turbine Combustor and Bluff Body Burner / H. Zheng, Z. Zhang, Y. Li, Z. Li. // Mathematical Problems in Engineering. 2013. Vol. 16. P. 1–17.
10. High-Speed Deflagration and Detonation: Fundamentals and Control / G. D. Roy, S. M. Frolov, D. W. Netzer, A. A. Borisov. Moscow, ELEX-KM Publishers, 2001. 384 p.
11. Мингазов Б. Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Казань : изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2006. 220 с.
12. Мингазов Б. Г., Бакланов А. В. Влияние конструктивных изменений на выбросы оксидов азота в камере сгорания ГТД // Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та им. ак. С. П. Королёва (нац. исслед. ун-та). 2013. № 3–1 (41). С. 177–182.
13. Lefebvre A. H. Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance. AFWAL-TR-84-2104, 1985.
14. Программный комплекс «Камера»: свид. 2006613901 Рос. Федерация: свид. об официал. рег. прогр. для ЭВМ / Мингазов Б. Г., Явкин В. Б., Токмовцев Ю. В.; заявитель и правообладатель Мингазов Б. Г. – № 2006613653; заявл. 31.10.06; опубл. 14.11.06, реестр прогр. для ЭВМ. 1 с.
15. Бакланов А. В. Поэтапная доводка камеры сгорания газотурбинного двигателя, работающей в условиях форсирования скорости воздуха на выходе из компрессора // Вестник Московского авиац. ин-та. 2017. Т. 24, № 3. С. 13–22.

References

1. Gritsenko E. A., Danilchenko V. P., Lukachev S. V. *Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnye ustanovki nazemnogo primeneniya* [Conversion of aviation gas turbine engines to land-based gas turbines]. Samara, 2004, P. 266.
2. Lefebvre A. H., Ballal D. R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. Third Edition, CRC Press, 2010, 560 p.
3. Mingazov B. G., Yavkin V. B., Sabirzyanov A. N., Baklanov A. V. [The analysis of applicability of models of burning for calculation of the GTD mnogoforsunochny combustion chamber]. *Vestnik Samarskogo gos. aerokosm. un-ta im. ak. S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta)*. 2011, No. 5 (29), P. 208–214 (In Russ.).
4. Lansky A. M. *Rabochiy protsess kamer sgoraniya malorazmernykh GTD* [Working process of combustion chambers of small-sized GTD]. Samara, 2009, 335 p.
5. Baklanov A. V. [Concentration of carbon dioxide in products of combustion of GTE NK-16ST and NK-16-18ST]. *Siberian aerospace journal*. 2023, Vol. 24, No. 4, P. 697–705 (In Russ.).
6. Baklanov A. V. *Dvukhtoplivnaya forsunka* [Two-fuel nozzle]. Patent RF, no. 2750402 C1, 2021.
7. Danilchenko V. P., Lukachev S. V., Kovylov J. L. [Design of aircraft gas turbine engines]. Samara, SNTs RAN Publ., 2008, 620 p.
8. Baklanov A. V. *Frontovoe ustroystvo zharovoy truby dvukhtoplivnoy kamery sgoraniya* [Front device of a spherical pipe of the two-fuel combustion chamber]. Patent RF, no. 2806420 C1, 2023.
9. 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. 16, P. 1–17 (In Russ.).
10. Roy G. D., Frolov S. M., Netzer D. W., Borisov A. A. *High-Speed Deflagration and Detonation: Fundamentals and Control*. Moscow, ELEX-KM Publishers, 2001, 384 p.
11. Mingazov B. G. *Kamery sgoraniya gazoturbinnyykh dvigateley* [Combustion chambers of gas-turbine engines]. Kazan, 2006, 220 p.
12. Mingazov B. G., Baklanov A. V. [Influence of constructive changes on emissions of nitrogen oxides in the GTD combustion chamber]. *Vestnik Samarskogo gos. aerokosm. un-ta im. ak. S. P. Koroleva (nats. issled. un-ta)*. 2013, No. 3–1 (41), P. 177–182 (In Russ.).
13. Lefebvre A. H. *Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance*. AFWAL-TR-84-2104, 1985.
14. Mingazov B. G., Yavkin V. B., Tokmoltsev Yu. V. *Programmnyy kompleks Kamera* [Program Camera complex]. Svid. 2006613901.
15. Baklanov A. V. [Stage-by-stage operational development of the combustion chamber of the gas-turbine engine working in the conditions of speeding up of speed of air at an exit from the compressor]. *Vestnik of the Moscow aviation institute*. 2017, Vol. 24, No. 3, P. 13–22 (In Russ.).

© Бакланов А. В., 2024

Бакланов Андрей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры РДиЭУ; Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева – КАИ. E-mail: Andreybaklanov@bk.ru.

Baklanov Andrey Vladimirovich – Cand. Sc., Associate Professor of the Department of RDEU; Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KA. E-mail: Andreybaklanov@bk.ru.
