

ПРИМЕНЕНИЕ МНОГОУРОВНЕВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОЭМИССИОННЫХ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Бакланов А.В.

*Казанский национальный исследовательский технический университет
имени А.Н. Туполева – КАИ (КНИТУ-КАИ),
ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

Статья поступила в редакцию 25.07.2020

Предложен способ применения многоуровневого моделирования в процессе проектирования малоэмиссионных камер сгорания (КС) газотурбинных двигателей (ГТД). В качестве объекта исследования выбрана камера сгорания, выполненная в рамках концепции LPP. Данная концепция основана на сжигании предварительно подготовленной «бедной» топливовоздушной смеси. Многоуровневое моделирование включает в себя выполнение трех стадий расчета: проектировочный расчет, одномерное моделирование, моделирование газодинамических процессов. В статье в соответствии с предложенной методикой произведен расчет параметров по длине жаровой трубы трех камер, в которых установлены горелочные устройства с различными углами закрутки лопаток завихрителя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, моделирование внутрикамерных процессов, малоэмиссионное горение, горелочное устройство.

Введение

Несмотря на многообразие существующих подходов, на сегодняшний день не выработана универсальная методика, позволяющая учитывать совокупность сложных химических и газодинамических процессов при проектировании и моделировании малоэмиссионных камер сгорания газотурбинных двигателей (ГТД), выполненных в рамках концепции LPP (Lean Prevaporized Premixed). Работа LPP-камер основана на низкотемпературном сжигании предварительно подготовленной «бедной» топливовоздушной смеси (ТВС), с коэффициентом избытка воздуха 1,8-2 [1, 2]. Многоуровневое моделирование таких камер включает в себя использование моделей различного уровня сложности с целью повышения достоверности описания внутрикамерных процессов [3].

Для разработки и проектирования таких камер сгорания необходимо сформировать и выполнить три стадии расчета:

1. Проектный – позволяющий сформировать облик камеры сгорания.
2. Одномерное моделирование, которое основано на использовании простых для практическо-

го применения, физически обоснованных расчетных методик и моделей, имеющих привязку к конкретной проектируемой конструкции, сформированной на первом этапе [4].

3. Моделирование газодинамических процессов, процессов смесеобразования и горения, которое проводится с помощью численного решения системы уравнений, для чего весь объем камеры сгорания дискретизируется расчетной сеткой.

Описанные выше этапы представлены в виде схемы проектирования камеры сгорания (рис. 1).

Камеры сгорания, выполненные в рамках концепции LPP, нашли широкое применение в энергетических установках, газоперекачивающих агрегатах и даже в авиационных двигателях (рис. 2).

Основным отличием таких камер от традиционных является горелочное устройство, в котором происходит основная подготовка топливовоздушной смеси. Оно же отвечает за формирование состава смеси, комбинированную стабилизацию пламени и раздачу топлива по контурам [5].

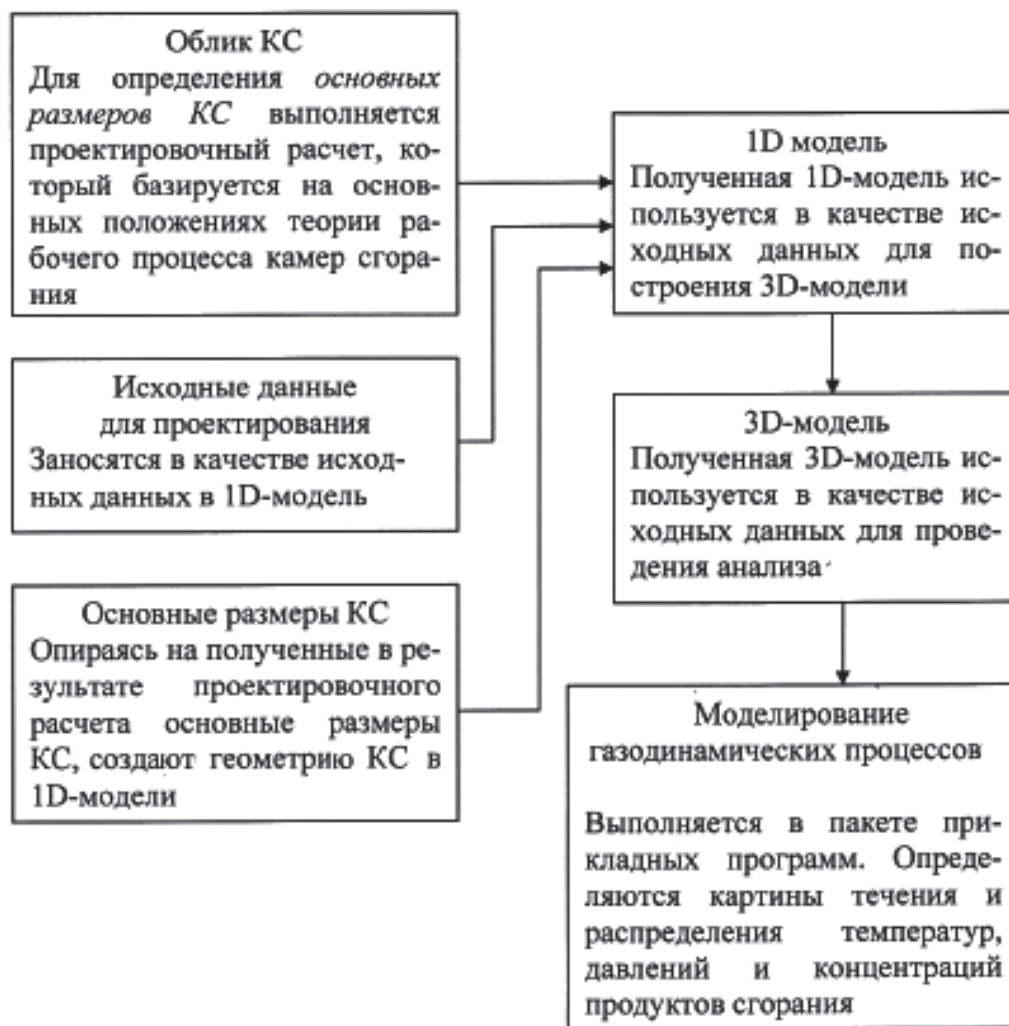


Рис. 1. Схема проектирования камеры сгорания

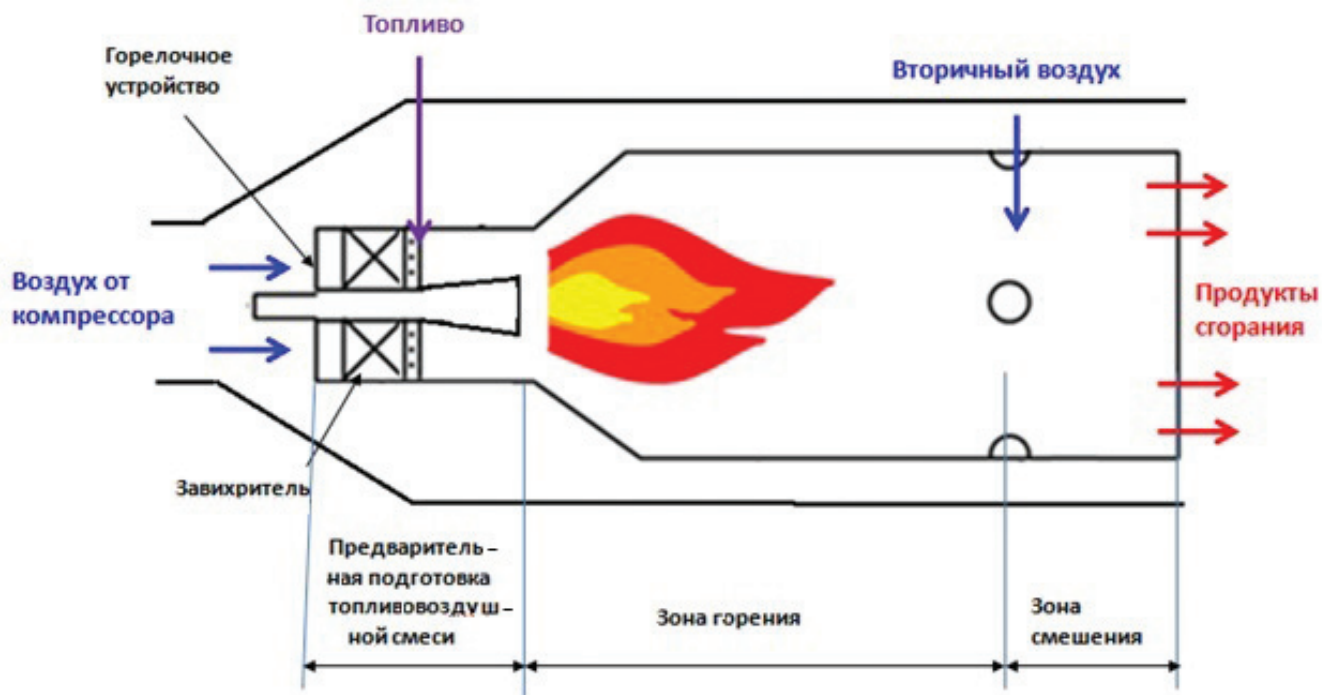


Рис. 2. Схема камеры сгорания с предварительной подготовкой топливовоздушной смеси

Проектировочный расчет

Для определения состава смеси на выходе из горелочного устройства в качестве критерия использовался приведенный расход камеры сгорания [6]

$$B_{КС} = \frac{G_B \sqrt{T_B^*}}{p_B^*}, \quad (1)$$

где G_B , T_B^* , p_B^* — соответственно расход воздуха, его температура, полное давление на входе в камеру сгорания.

Для фронтального устройства приведенный расход рассчитывался путем произведения приведенного расхода одного горелочного устройства на количество таких устройств во фронтальном устройстве камеры сгорания:

$$B_\Phi = n \cdot B_\Gamma, \quad (2)$$

где n — количество горелочных устройств во фронтальном устройстве;

B_Γ — приведенный расход горелочного устройства.

Доля воздуха, поступившая в зону горения, рассчитывалась с помощью отношения пропускной способности фронтального устройства к пропускной способности камеры сгорания, при заданном перепаде давления, обеспеченного раскрытием жаровой трубы (ЖТ).

Коэффициент избытка воздуха в зоне горения:

$$\alpha_\Gamma = \frac{G_B (B_\Phi / B_{КС})}{L_0 \cdot G_\Gamma}, \quad (3)$$

где B_Φ — приведенный расход фронтального устройства;

$B_{КС}$ — приведенный расход камеры сгорания.

Для определения приведенного расхода через фронтальное устройство задавался коэффициент избытка воздуха. Так как камеры сгорания, реализованные в рамках концепции LPP, имеют в зоне горения $\alpha = 1,8 \div 2$, выражение (3) примет вид

$$B_\Phi = \frac{\alpha_\Gamma \cdot L_0 \cdot G_\Gamma \cdot B_{КС}}{G_B}, \quad (4)$$

где $B_\Gamma = \frac{B_\Phi}{n}$ — приведенный расход горелочного устройства.

Таким образом, потребный расход воздуха через одно горелочное устройство будет составлять

$$G_B = \frac{B_\Gamma \cdot p_B^*}{\sqrt{T_B^*}}. \quad (5)$$

Для данного расхода потребная площадь составит

$$F_{зав} = \frac{G_B}{\sqrt{2 \cdot \rho_k \cdot \Delta p_{ж}}}. \quad (6)$$

Здесь ρ_k — плотность потока;

$\Delta p_{ж}$ — перепад давления на стенках ЖТ,

$$\Delta p_{ж} = \sigma_{ж} \cdot p_k^*$$

где $\sigma_{ж}$ — потери давления на жаровой трубе (для современных камер сгорания обычно $\sigma_{ж} = 3\%$).

Зная потребную площадь, необходимо обеспечить оптимальные геометрические характеристики завихрителя с данной площадью $F_{зав}$.

Для определения площади межлопаточного канала завихрителя используется формула

$$F_{зав} = \frac{\pi(D_{зав}^2 - d_{вт}^2) \cos \varphi - 2(D_{зав} - d_{вт})\delta n}{4}, \quad (7)$$

где δ — толщина лопатки завихрителя; n — число лопаток; φ — угол установки лопаток; $D_{зав}$, $d_{вт}$ — наружный и внутренний диаметры завихрителя (рис. 3).

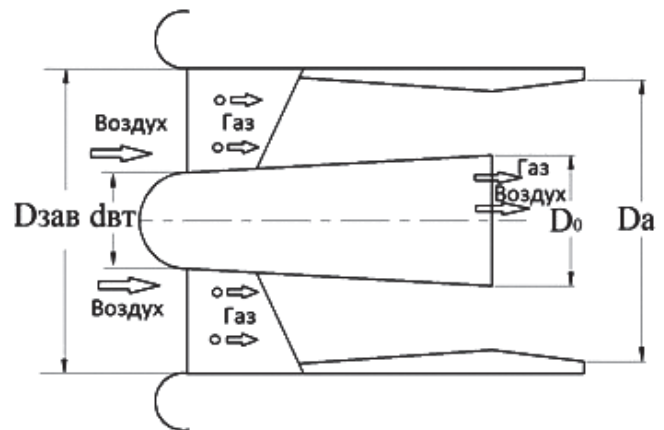


Рис. 3. Схема горелочного устройства

Учитывая, что в горелочных устройствах с развитой втулкой завихрителя отношение

$$\mu = \frac{d_{\text{вт}}}{D_{\text{зав}}} \text{ должно лежать в диапазоне } 0,4-0,45,$$

получим зависимость для определения диаметра завихрителя с учетом данного соотношения [7]:

$$D_{\text{зав}} = \frac{\delta n(1-\mu) + \sqrt{\delta^2 n^2(1-\mu)^2 + 4(1-\mu^2)F_{\text{зав}} \pi \cos \varphi}}{(1-\mu^2)\pi \cos \varphi} \quad (8)$$

Среднее время пребывания газа в жаровой трубе определяется зависимостью

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{ж}} P_{\text{к}}^*}{R_{\text{в}} T_{\text{к}}^* G_{\text{в}}}, \quad (9)$$

где $R_{\text{в}}$ — универсальная газовая постоянная; $T_{\text{к}}^*$, $G_{\text{в}}$ — температура и расход воздуха на входе в камеру.

Объем жаровой трубы КС определяется выражением

$$V_{\text{ж}} = \pi d_{\text{ср}} H_{\text{ж}} L_{\text{ж}}, \quad (10)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр ЖТ; $H_{\text{ж}}$ — высота кольцевой ЖТ; $L_{\text{ж}}$ — длина ЖТ.

Исходя из особенностей газодинамических процессов в зоне горения, выявлено, что размер закрученной струи в поперечном сечении составляет $2,55 D_a$, поэтому высота сечения жаровой трубы должна быть не менее

$$H_{\text{ж}} = 2,55 \cdot D_a. \quad (11)$$

Известно, что для обеспечения низкого выброса оксидов азота в продуктах сгорания время пребывания $\tau_{\text{пр}}$ должно лежать в пределах 5—7 мс. Задав время пребывания, можно определить длину камеры сгорания:

$$L_{\text{ж}} = \frac{\tau_{\text{пр}} R_{\text{в}} T_{\text{к}}^* G_{\text{в}}}{2,55 \cdot \pi d_{\text{ср}} D_a}. \quad (12)$$

Для обеспечения состава смеси на выходе из фронтального устройства $\alpha \approx 2$, в соответствии с представленной выше методикой, выбрано количество горелочных устройств, равное 34.

Профилирование диффузора выполнено в соответствии с условием $\frac{dp}{dx} = \text{const}$ по зависимости

$$F_i = \frac{F_{\text{д}}}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{F_{\text{д}}}{F_{\text{к}}} \right)^2 - 1 \right] \frac{L_{\text{д}} - L_i}{L_{\text{д}}}}}, \quad (13)$$

где L_i и F_i — текущие длина и площадь диффузора; $F_{\text{д}}$ — площадь выходного сечения диффузора; $F_{\text{к}}$ — площадь сечения на входе в камеру сгорания; $L_{\text{д}}$ — длина диффузора.

В результате спроектирован отрывной изогradientный диффузор, позволивший обеспечить необходимое распределение полей скоростей и давлений на входе во фронтальное устройство камеры сгорания.

Для определения суммарных потерь в камере сгорания воспользуемся зависимостью

$$\delta_{\text{кс}} = \frac{k}{k+1} \varepsilon (\lambda_{\text{к}}) \lambda_{\text{к}}^2 \times \left[1,2 n_{\text{д}}^{0,2} \text{tg} \left(\frac{\alpha_{\text{пр}}}{2} \right)^{0,6} \left(1 - \frac{0,5}{n_{\text{д}}} \right)^2 + \zeta_0 \left(\frac{F_{\text{к}}}{\mu F_0} \right)^2 \right], \quad (14)$$

где ζ_0 — коэффициент, учитывающий сопротивление фронтального устройства и перетекание воздуха через отверстия жаровой трубы; $n_{\text{д}} = \frac{F_2}{F_1}$ — степень диффузорности; $\alpha_{\text{пр}} = \gamma - \beta$ — приведенный угол диффузора; $F_{\text{к}}$ — площадь сечения на входе в камеру; F_0 — суммарная площадь отверстий на стенках жаровой трубы.

Так как общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания $\alpha_{\Sigma} = 5$, то появляется задача формирования закона оптимального распределения воздуха через фронтальное устройство и по длине жаровой трубы.

В первой части расчета определено количество и диаметр завихрителей, находящихся во фронтальном устройстве, которые формируют в зоне горения коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$.

Граница зоны обратных токов, формируемой этими завихрителями, определяется исходя из условия:

$$L_{\text{зот}} = (1,31 n_{\text{к}}^{0,56} + 0,8) D_a, \quad (15)$$

где n_k — параметром крутки; D_a — диаметр сопла горелки.

В соответствии с тем, что концепция LPP предусматривает подачу воздуха в зону горения только через фронтное устройство, подвод воздуха в зону разбавления был организован гарантированно дальше L_{30T} на расстоянии $x/L = 0,62$, чтобы не допустить дополнительного подмешивания воздуха в зону горения (рис. 4).

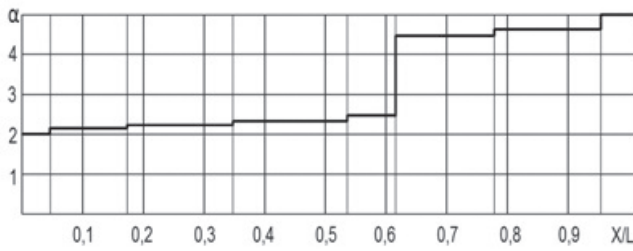


Рис. 4. Распределение коэффициента избытка воздуха по длине жаровой трубы

Количество и длины профильных охлаждающих секций на жаровой трубе выбраны из условия эффективности пленочного охлаждения при помощи полинома [8]:

$$\eta_{пл} = 0,775 - 0,0174 \frac{x}{d_{отв}} - 0,676 \frac{x}{z_{отв}} + 0,148 \cdot 10^{-3} \left(\frac{x}{d_{отв}} \right)^2 + 0,645 \cdot 10^{-2} \frac{x}{d_{отв}} \cdot \frac{z}{d_{отв}} + 0,126 \left(\frac{z}{d_{отв}} \right)^2, \quad (16)$$

где $d_{отв}$ — диаметр охлаждающих отверстий; x — продольная координата распространения охла-

дающей струи; z — поперечная координата распространения охлаждающей струи.

В результате проектирования профиль жаровой трубы состоит из четырех секций по наружному и внутреннему кожуху. Длина наружных секций 90 мм, на них выполнены отверстия диаметром 2 мм в количестве 475 шт. Внутренние секции также имеют длину 90 мм с диаметром отверстий 2 мм по 310 шт.

В результате сформирован облик камеры сгорания (рис. 5), жаровая труба которой многосекционная, кольцевого типа, с фронтным устройством, состоящим из горелочных устройств, размещенных по окружности. Каждая секция имеет особый профиль с изгибом, в котором выполнены отверстия для подвода охлаждающего воздуха. Секции соединены друг с другом точечной электросваркой, образуя наружный и внутренний кожухи жаровой трубы. По результатам расчета 15% воздуха направлено на охлаждение жаровой трубы, 41,5% через фронтное устройство, а оставшиеся 43,5% воздуха направлены во вторичную зону (зону разбавления) при помощи ввариваемых в стенки жаровой трубы втулок (рис. 5).

Одномерное моделирование

Зона горения LPP-камер сгорания по своему газодинамическому, термодинамическому и кинетическому состоянию наиболее полно соответствует модели реактора идеального смешения [9].

Считаем, в соответствии с концепцией LPP, что топливо и воздух с постоянным расходом G_T и G_B поступают в некоторый объем V , в котором протекает химическая реакция и обеспечивается мгновенное смешение и реагирование свежих

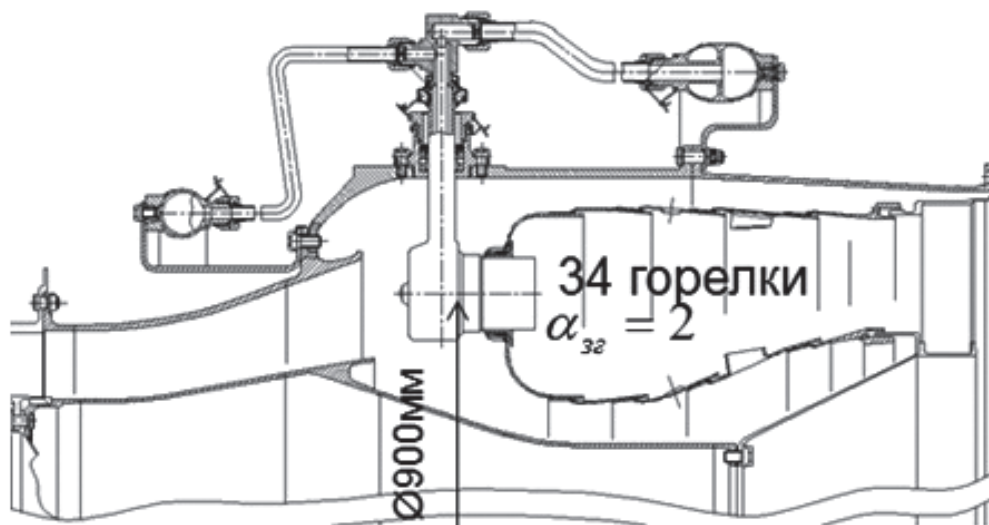


Рис. 5. Схема LPP-камеры сгорания

порций топлива и воздуха до состояния, определяемого режимом горения. Также полагаем, что концентрации реагентов, лимитирующих скорость химических реакций, не известны. Но они пропорциональны соответствующим концентрациям топлива и воздуха. Ведущим в этой системе уравнений является выражение для скорости химической реакции W_{xp} — как количество вещества, реагирующего в единице объема в единицу времени [10]:

$$W_{xp} = \frac{G_T^{сгор}}{V_{3Г}} = \frac{G_T \cdot \eta_{3Г}}{V_{3Г}} = \frac{G_B^{3Г}}{V_{3Г} \cdot L_0} \cdot \frac{\eta_{3Г}}{\alpha_{3Г}}, \quad (17)$$

где $G_B^{3Г}$ — расход воздуха, поступающий в камеру сгорания через фронтное устройство; $\eta_{3Г}$ — полнота сгорания топлива в зоне горения; G_T — расход топлива; $\alpha_{3Г}$ — коэффициент избытка воздуха в зоне горения

С другой стороны, рассматривая кинетику горения как химическую бимолекулярную брутто-реакцию топлива с окислителем, можно записать:

$$W_{xp} = B \bar{g}_T \bar{g}_B \rho_{3Г}^2 \sqrt{T_{3Г}^*} \exp \left[\frac{E}{R_1 T_{3Г}^*} \right], \quad (18)$$

где B — экспериментальный коэффициент, учитывающий число столкновений молекул, зависящий от природы реагирования и условий протекания реакций; R_1 — газовая постоянная; E — энергия активации; $T_{3Г}^*$ — температура продуктов сгорания.

Относительная весовая концентрация оставшегося топлива в реагирующих газах и продуктах \bar{g}_T , выходящих из зоны горения:

$$\bar{g}_T = \frac{G_T^{ост}}{G_{3Г}} = \frac{G_T (1 - \eta_{3Г})}{G_T (1 + \alpha_{3Г} L_0)} = \frac{1 - \eta_{3Г}}{1 + \alpha_{3Г} L_0}, \quad (19)$$

где $G_T^{ост}$ — не сгоревшая в зоне горения доля топлива; $G_{3Г}$ — суммарный расход воздуха и топлива через зону горения.

Относительная весовая концентрация \bar{g}_B оставшегося воздуха в реагирующих газах и продуктах, выходящих из зоны горения:

$$\bar{g}_B = \frac{G_B^{ост}}{G_{3Г}} = \frac{G_B^{3Г} - G_T \eta_{3Г} L_0}{G_T (1 + \alpha_{3Г} L_0)} = \frac{\alpha_{3Г} - \eta_{3Г}}{1 + \alpha_{3Г} L_0} L_0. \quad (20)$$

Температура продуктов горения, покидающих зону горения (при $\alpha_{3Г} > 1,0$):

$$T_{3Г}^* = T_K^* \frac{C_p^{T_K^*}}{C_p^{T_{3Г}^{теор}}} + \frac{H_u \cdot \eta_{3Г}}{(1 + \alpha_{3Г} L_0) C_p^{T_{3Г}^{теор}}}, \quad (21)$$

где T_K^* — температура воздуха за компрессором;

$T_{3Г}^{теор}$ — теоретическая температура горения в зоне горения при условии полного сгорания топлива (справочные данные); C_p — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К), $C_p = f(\alpha_{3Г}, T_{3Г}^*)$.

Подставив выражения (19)–(21) в уравнение (18) и проведя некоторые преобразования, получим дифференциальное уравнение для определения динамики выгорания и уравнение для определения температуры горения:

$$\frac{d}{dx} \eta_{\bar{x}} = Bl \frac{D_{ж} F_{ж}}{G_B \alpha_{3Г}} \left(\frac{\alpha_{3Г} L_0}{\alpha_{3Г} L_0 + 1} \right)^2 \left(\frac{p_K \mu_{см}}{R_0} \right)^2 \times \frac{[(\alpha_{3Г} - \eta_{\bar{x}}) - (1 - \eta_{\bar{x}})]}{[T_{\bar{x}}]^{\frac{3}{2}} e^{\left(\frac{E}{R_1 T_{\bar{x}}} \right)}}; \quad (22)$$

$$T_{\bar{x}} = T_K \frac{C_p}{C_p^{3Г}} + \frac{H_u}{(1 + \alpha_{3Г} L_0) C_p^{3Г}} [\eta_{\bar{x}} + (1 - \eta_{\bar{x}})], \quad (23)$$

где L_0 — стехиометрический коэффициент; H_u — теплотворная способность топлива; R_0 — универсальная газовая постоянная; $D_{ж}$ — диаметр ЖТ; $F_{ж}$ — площадь ЖТ; G_B — расход воздуха; $\mu_{см}$ — молекулярный вес смеси газов,

$$\mu_{см} = 1 / \left(\frac{1}{\mu_T \alpha_{3Г} L_0} + \frac{1}{\mu_B} \right);$$

$\eta_{\bar{x}}$ — текущее значение суммарной полноты сгорания топлива в зоне горения; $l = L_{3Г} / D_{ж}$ — относительная длина ЗГ; $\bar{x} = \frac{x}{L_{3Г}}$; x — текущее расстояние от начала ЗГ; $L_{3Г}$ — длина ЗГ.

При этом начальные параметры на входе в зону горения $p_{зг}^*, T_{зг}^*, G_{зг}^B, G_{зг}^T$ являются заданными.

В результате решения системы уравнений вычисляются следующие параметры смеси в зоне горения при стационарном режиме горения:

$$\alpha_{зг}, \eta_{зг}, T_{зг}^*$$

В соответствии с тем, что при сжигании «бедной» ТВС в LPP-камерах сгорания все топливо сгорает в зоне горения до ряда расположения воздухоподводящих отверстий или патрубков, за данными отверстиями формируется зона смешения.

Поперечная подача струй в жаровую трубу используется для глубокого проникновения в сносящий поток продуктов сгорания, в результате чего формируется поле температур на выходе из камеры сгорания. Сочетание геометрических особенностей смесителей или отверстий и самой жаровой трубы определяет развитие траекторий проникающих в нее струй (рис. 6).

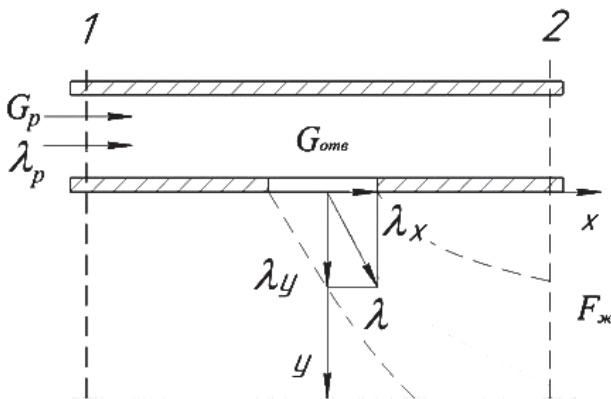


Рис. 6. Схема втекания струи воздуха в жаровую трубу: 1, 2 — входное и выходное сечения зоны смешивания

Для вычисления параметров в выходном сечении зоны смешения используются системы уравнений сохранения расхода, импульса и энергии, аналогичные описывающим спутное втекание струй. Однако при этом принимаются следующие допущения.

Радиальная компонента скорости λ_y определяется перепадом статических давлений потоков

$$\text{на стенке жаровой трубы } \pi(\lambda_y) = \frac{p_{ж1}}{p_{p1}}$$

Продольная компонента скорости втекающих струй принимается равной скорости движения воздуха в объеме сгорания [11].

Расход воздуха через отверстия

$$G_{отв} = m_p \mu F_{отв} \frac{p_{p1}}{\sqrt{T_{p1}}} q(\lambda_{отв}). \quad (24)$$

Давление на стенке

$$\begin{aligned} p_{p2}^* &= p_{p1}^* \frac{F_{p1}}{F_{p2}} \cdot \frac{q(\lambda_{p1}) G_{p2}}{q(\lambda_{p2}) G_{p1}} = \\ &= p_{p1}^* \frac{F_{p1}}{F_{p2}} \cdot \frac{q(\lambda_{p1})}{q(\lambda_{p2})} \cdot \left(1 - \frac{\bar{G}_{отв}}{1 - \bar{G}_{ж}} \right). \end{aligned} \quad (25)$$

Относительный расход воздуха через отверстия

$$\bar{G}_{отв} = \frac{G_{отв1}}{G_B}. \quad (26)$$

Температура газов после втекания струй

$$\begin{aligned} T_{ж}^* &= \frac{T_{ж1}^*}{1 + \bar{G}_{отв}} \times \\ &\times \left(\frac{Cp_{ж1}}{Cp_{ж2}} + \bar{G}_{отв} \frac{T_{p1}^*}{T_{ж1}^*} \cdot \frac{Cp_{p1}}{Cp_{ж2}} + \frac{H_u \cdot \Delta\eta_{1-2}}{\alpha_{ж} L_0 Cp_{ж2}} \right), \end{aligned} \quad (27)$$

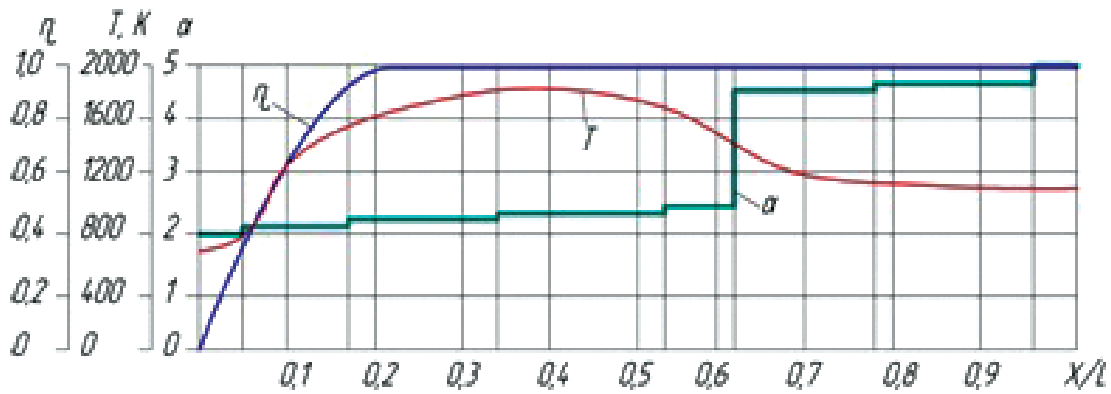
где $T_{ж1}^*$ — температура на выходе из зоны горения; $Cp_{ж1}, Cp_{ж2}$ — теплоемкости газов до и после втекания струй; T_{p1}^* — температура воздуха, вдуваемого в жаровую трубу; Cp_{p1} — теплоемкость воздуха вдуваемого в жаровой трубе; $\alpha_{ж}$ — коэффициент избытка воздуха в жаровой трубе.

В соответствии с изложенной выше методикой произведен расчет параметров камеры сгорания (рис. 7).

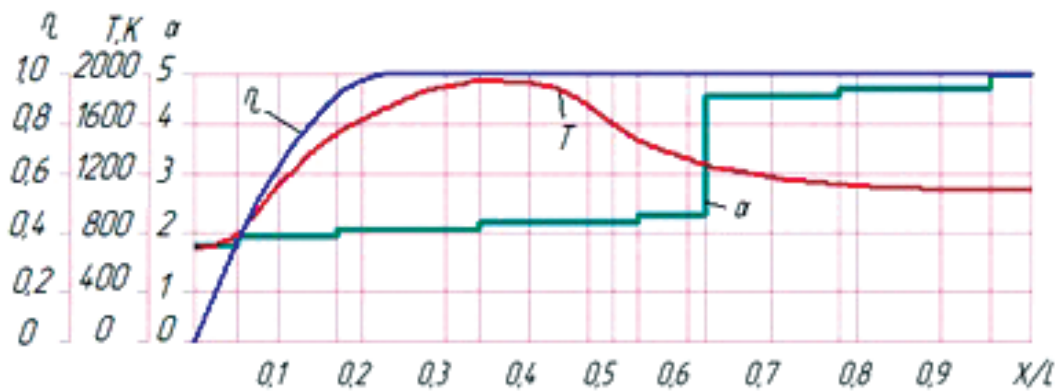
Камера имеет следующие параметры на входе [12]:

- 1) расход воздуха $G_B = 93,8$ кг/с;
- 2) температура воздуха $T_{к}^* = 611,3$ К;
- 3) давление воздуха $p_{к}^* = 8,95 \cdot 10^5$ Па;
- 4) коэффициент избытка воздуха $\alpha = 5$;
- 5) коэффициент восстановления полного давления $1 - \sigma_{к} = 0,96$.

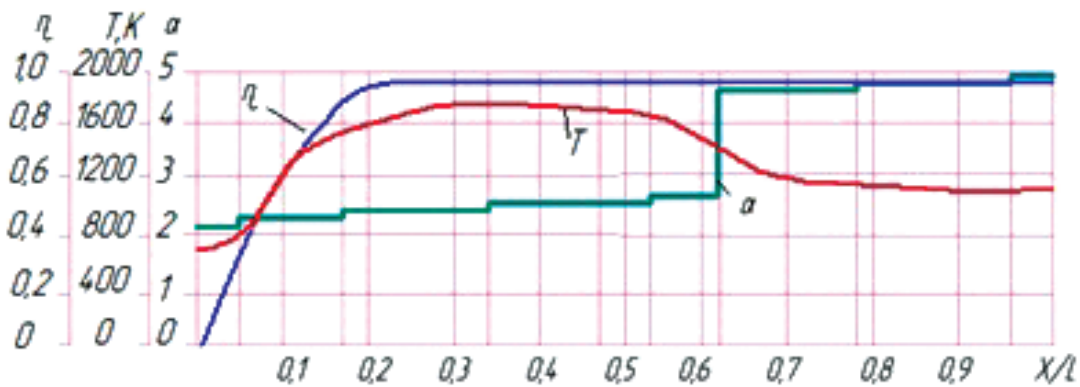
В соответствии с данной методикой произведен расчет параметров по длине жаровой трубы с горелочным устройством, в лопаточном завихрителе которого менялись углы установки лопаток.



а)



б)



в)

Рис. 7. Распределение параметров по длине жаровой трубы, горелочное устройство с углом установки лопаток: а — $\varphi = 45^\circ$; б — $\varphi = 60^\circ$; в — $\varphi = 30^\circ$

Из рис. 7,б видно, что самое высокотемпературное горение достигается в закрученной струе, формируемой за горелочным устройством с углом установки лопаток $\varphi = 60^\circ$. Особенность изменения температуры здесь заключается в ее росте с отдалением от среза сопла, достижении характерного максимума на определенной длине и дальнейшем ее снижении. Данная особенность объясняется формированием в зоне горения состава с более «богатым» составом смеси, чем за горелоч-

ным устройством с $\varphi = 45^\circ$ (рис. 7,а). Дальнейшее снижение температуры объясняется дополнительным подмешиванием воздуха в основной поток.

Аналогичная картина формируется за горелочным устройством с углом установки лопаток $\varphi = 45^\circ$, однако среднемассовая температура потока несколько ниже, чем в предыдущем случае, и максимум температуры сдвинут ближе к срезу сопла.

Что касается завихрителя с углом установки лопаток $\varphi = 30^\circ$ (рис. 7,в), то здесь создается низ-

коскоростной напор и увеличенный расход воздуха через фронтное устройство, что приводит к обеднению состава смеси в зоне горения. В результате чего формируется область со сниженной по сравнению с другими рассмотренными вариантами температурой [13, 14].

При этом наиболее высокая полнота сгорания наблюдается в камерах сгорания с горелочными устройствами, имеющими углом установки лопаток 45 и 60°.

Моделирование газодинамических процессов

Далее на основе полученной одномерной модели КС с распределенным воздухом по длине жаровой трубы создается 3D-модель камеры сгорания, которая используется для проведения газодинамического анализа созданной конструкции.

Расчет процессов в спроектированной камере сгорания выполнялся в следующей последовательности. В качестве расчетной области был принят сегмент 1/34 ее части (рис. 8) с одним горелочным устройством и со всеми конструктивными особенностями.

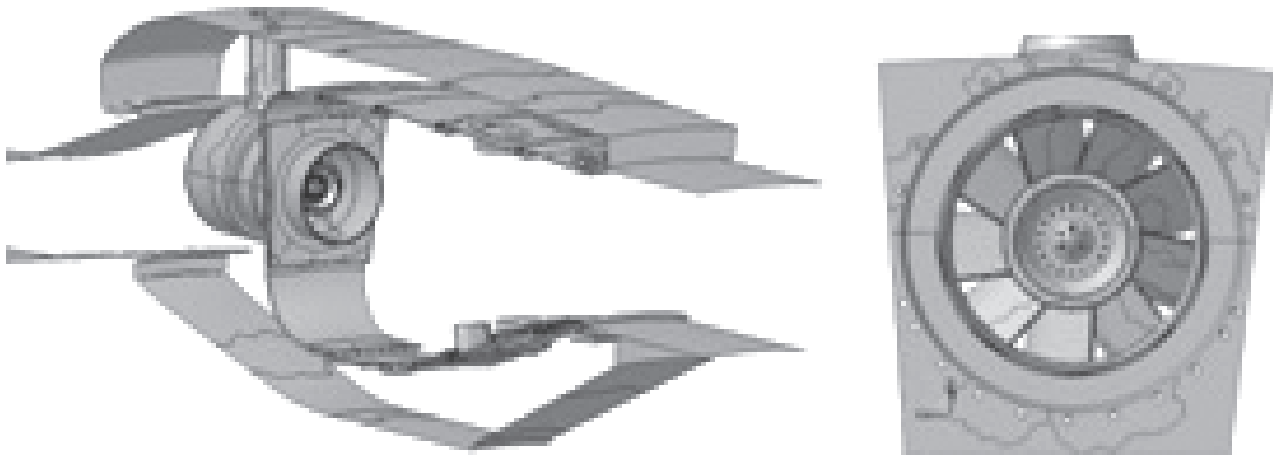


Рис. 8. Геометрическая модель КС и внешний вид горелочного устройства

Расчеты проводились в идеальном газовом приближении несжимаемой гомогенной среды в рамках адиабатной стационарной постановки задачи.

В качестве модели турбулентности использовалась двухпараметрическая модель RNG k - ϵ со стандартными пристеночными функциями.

Горение моделировалось совокупностью ламинарных очагов пламени (*flamelet*) в турбулентном потоке неперемешанных компонентов. В качестве набора химических реакций окисления метана рассматривался механизм *Ke58*, включающий 18 компонентов смеси и 58 химических реакций.

Модель горения *flamelet* основывается на двух переменных: 1) смещение ξ , в формирование которого существенный вклад вносит модель турбулентности; 2) скорость скалярной диссипации χ , по существу характеризующаяся степенью деформации фронта пламени [15].

Вероятная деформация фронта пламени во внутрикамерном пространстве камеры сгорания требует корректного задания значения начальной скорости диссипации χ_0 и диапазона ее изменения в связи с тем, что в пределе $\chi \rightarrow 0$ химическое взаимодействие стремится к равновесию, а с увеличением χ неравновесность увеличивается из-за аэродинамического деформирования очага пламени. Соответственно, начальная скорость диссипации и диапазон ее изменения во многом определяют характер внутрикамерных процессов, температурное неравновесие и эмиссионные характеристики [16, 17].

Расчет NO_x в продуктах сгорания основывался на термическом и сверхравновесном механизмах образования NO_x [18, 19].

Интенсивность закрутки потока моделировалась величиной угла установки лопаток завихрителя горелочного устройства. Распределение метана через отверстия лопаток завихрителя (основной подвод метана) и через отверстия центральной втулки дежурного пламени определено в соотношении 0,9/0,1. Численные исследования проведены для условий номинального режима работы ($p_n = 895000$ Па). Результаты расчетов отчетливо показали наличие монотонных зависимостей эмиссионных характеристик от интенсивности закрутки.

В качестве примера на рис. 9 отражено влияние угла закрутки потока горелочным устройством на эмиссионные характеристики на выходе из КС, значения коэффициентов восстановления полного давления σ и полноты сгорания η . Представленные зависимости рассчитаны при величине начальной деформации фронта пламени $\chi_0 = 5 \text{ с}^{-1}$ в модели горения *flamelet* для 80 пламен с шагом $\Delta\chi = 0,5 \text{ с}^{-1}$ [20]. Зависимости получены на основании осреднения рассматриваемых величин по массовому расходу и по числу итераций (> 8000) для обеспечения устойчивого среднего значения. Представленные осредненные эмиссионные характеристики приведены к 15 % содержания кислорода по методике [21].

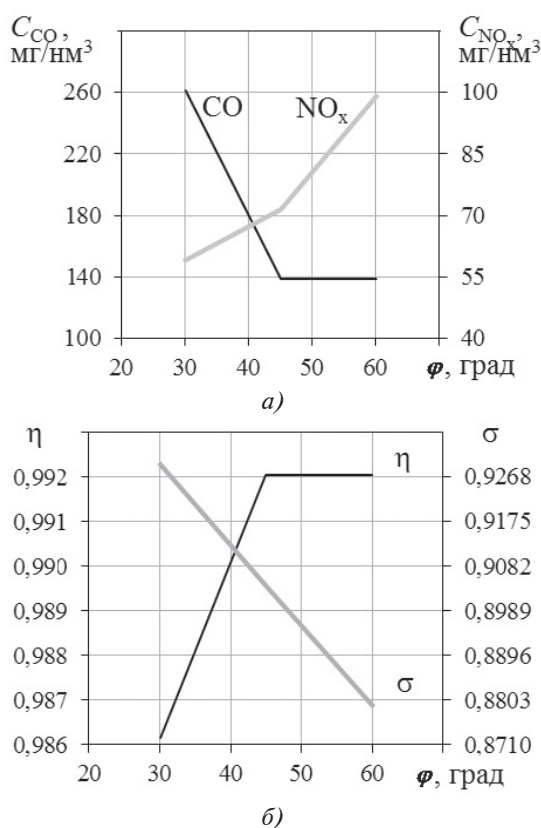


Рис. 9. Зависимости эмиссионных характеристик (а) и значений коэффициентов восстановления полного давления и полноты сгорания (б) от угла закрутки

Уменьшение угла установки лопаток завихрителя приводит к принципиальным изменениям структуры потока. Характерные распределения статической температуры T_s и продольной составляющей скорости потока v_z в продольной плоскости, проходящей через ось горелочного устройства, в зависимости от угла закрутки потока горелочным устройством представлены на рис. 10.

Основание для кардинальных изменений структуры потока очевидно — уменьшение гидравлического сопротивления через горелочное устройство [22]. Сопутствующие явления изменения структуры потока:

- увеличение пробивной способности смеси газов, истекающих из горелочного устройства;
- уменьшение времени пребывания в рабочем объеме КС;
- увеличение температуры продуктов сгорания в ближнем следе за горелочным устройством (область дежурного факела);
- уменьшение объема высокотемпературной области по внутрикамерному пространству;
- увеличение температурной неравномерности на выходе КС;
- существенное уменьшение температуры стенок жаровой трубы как внутреннего, так и наружного кожуха.

Увеличение угла закрутки соответствует тенденциям к более равномерному распределению высокотемпературной области по всему внутрикамерному пространству и приводит к уменьшению максимально возможной температуры в локальных зонах КС, как правило, в области за горелочным устройством, т.е. в зоне дежурного пламени. Данное обстоятельство способствует и большей равномерности температурного поля на выходе КС. В результате увеличения угла закрутки лопаток возможно локальное увеличение скорости в ближнем следе за горелочным устройством, а рециркуляционная зона за горелочным устройством становится более интенсивной [23, 24].

Анализ полученных результатов свидетельствует, что увеличение угла установки лопаток в завихрителе горелочного устройства приводит к принципиальным изменениям структуры потока в первичной зоне камеры сгорания, что также влияет на изменение эмиссионных характеристик. Наиболее оптимальные эмиссионные характеристики по оксидам азота обеспечивает камера с горелочным устройством, имеющим угол закрутки 45° .

Выводы

Предложенный в данной работе многоуровневый подход может способствовать сокращению материальных и временных затрат на проектирование камеры сгорания, выполненной в рамках концепции LPP.

Применение данного подхода позволит получить рекомендации по улучшению параметров проектируемой камеры сгорания.

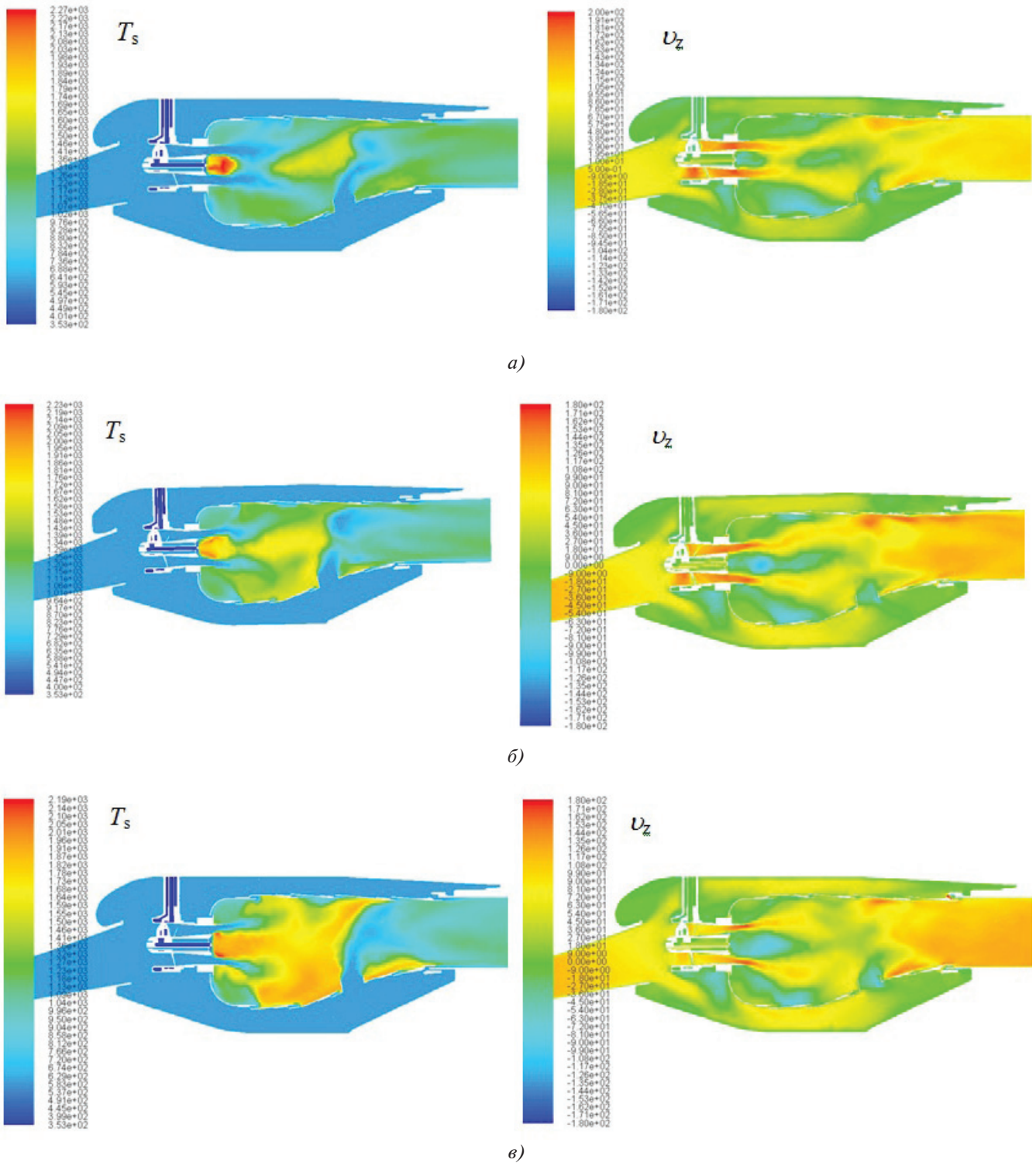


Рис. 10. Распределение статической температуры и продольной составляющей скорости потока в зависимости от угла закрутки потока: *a* — угол 30° ; *б* — угол 45° ; *в* — угол 60°

Наиболее оптимальные эмиссионные характеристики по оксидам азота и полноте сгорания обеспечивает камера с горелочным устройством, имеющим угол закрутки 45° .

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта №03-01-шГ/2020 молодых ученых Республики Татарстан 2020 года.

Библиографический список

1. Schlüter J., Schönfeld T., Poinso T., Kreds W., Hoffmann S. Characterization of confined swirl flows using large eddy simulations // ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA). GT2001-0060. DOI: 10.1115/2001-GT-0060
2. Harrison W.E., Zabarnick S. The OSD Assured Fuels Initiative— Military Fuels Produced from Coal. Presented at DoE Clean Coal Conference, Clearwater, FL, June 2007.
3. Lieuwen T., McDonell V., Petersen E., Santavicca D. Fuel Flexibility Influences on Premixed Combustor Blowout, Flashback, Autoignition, and Stability // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2008. Vol. 130. No. 1. DOI: 10.1115/1.2771243
4. Орлов М.Ю., Анисимов В.М., Коломзаров О.В. Доводка конструкции камеры сгорания газотурбинного двигателя с тороидальной зоной рециркуляции // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 3. С. 97–106.
5. Орлов М.Ю., Анисимов В.М. Расчётное исследование влияния режима работы компрессора на процессы в камере сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 2. С. 50–56.
6. 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.
7. Бакланов А.В., Маркушин А.Н. Особенности проектирования и доводки LPP-камеры сгорания // Вестник Казанского государственного технического университета им. А.Н. Туполева. 2017. Т. 73. № 2. С. 56–61.
8. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Шукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 288 с.
9. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. Third Edition. — CRC Press. Taylor & Francis Group, LLC, 2010. — 557 p.
10. Янковский В.М., Шалаев Г.М., Сыченков В.А. Основы автоматизированного проектирования камер сгорания газотурбинных двигателей: учебное пособие. — Казань: КАИ, 1989. — 80 с.
11. 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
12. Данильченко В.П., Ковылов Ю.Л., Постников А.М. и др. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2008. — 620 с.
13. Markushin A.N., Baklanov A.V., Tsyganov N.E. Improvement of aircraft GTE emission characteristics by using the microflame fuel combustion in a shortened combustion chamber // Russian Aeronautics. 2013. Vol. 56. No. 4, pp. 401–406. DOI: 10.3103/S1068799813040132
14. Baklanov A.V., Neumoyn S.P. A technique of gaseous fuel and air mixture quality identification behind the swirl burner of gas turbine engine combustion chamber // Russian Aeronautics. 2017. Vol. 60. No. 1, pp. 90–96. DOI: 10.3103/S1068799817010135
15. Сабирзянов А.Н., Бакланов А.В., Маркушин А.Н., Тихонов О.А. Влияние угла установки лопаток в горелочном устройстве камеры сгорания на эмиссионные характеристики ГТД // Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием: В 2-х т. Казань: Академия наук Республики Татарстан, 2016. С. 412–418.
16. Lieuwen T.C., Yang V. (eds) Combustion Instabilities In Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling // Progress in Astronautics and Aeronautics. 2005. Vol. 210, 657 p. DOI: 10.2514/5.9781600866807.0000.0000
17. Kiesewetter F., Konle M., Sattelmayer T. Analysis of Combustion Induced Vortex Breakdown Driven 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
18. Taylor S.C. Burning Velocity and the Influence of Flame Stretch. — PhD thesis, University of Leeds, Department of Fuel and Energy, 1991. — 332 p.
19. Yi T., Gutmark E.J. Real-time prediction of incipient lean blowout in gas turbine combustors // AIAA journal. 2007. Vol. 45. No. 7, pp. 1734–1739. DOI: 10.2514/1.25847
20. Сабирзянов А.Н., Маркушин А.Н., Бакланов А.В. Моделирование процессов в опытной малоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: Материалы докладов международной научно-технической конференции (22–24 июня 2016; Самара). Самара: Изд-во Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королева, 2016. С. 215–217.
21. ГОСТ 28775-90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. — М.: Стандартинформ, 2005. — 12 с.
22. 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
23. Moses C.A., Roets P.N.J. Properties, Characteristics and Combustion Performance of Sasol Fully Synthetic Jet Fuel // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2009. Vol. 131, No. 4, 041502–041502-17. DOI: 10.1115/1.3028234
24. Зубрилин И.А., Диденко А.А., Дмитриев Д.Н., Гураков Н.И., Моралес М.Э. Влияние процесса горения на структуру закрученного потока за горелочным устройством камеры сгорания газотурбинной установки // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 3. С. 124–136.

MULTILEVEL MODELLING APPLICATION IN THE GAS TURBINE ENGINE LOW-EMISSION COMBUSTION CHAMBER DESIGN PROCESS

Baklanov A.V.

*Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev- KAI (KNRTU-KAI),
10, Karl Marks str., Kazan, 420111, Russia
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

Abstract

Despite the variety of the existing approaches, as of today, no universal technique, allowing accounting for the set of complex chemical and gas dynamic process while developing and modeling low-emission combustion chambers of gas turbine engines (GTE) accomplished in the framework of the LPP (Lean Prevaporized Premixed) concept has been developed. The LPP-chamber operation is based on low-temperature combustion of a pre-prepared “poor” air-fuel mixture with excess-air factor of 1.8-2.0.

The presented article proposes a method for the multilevel modelling implementation in the GTE low-emission combustion chamber design process. Combustion chamber accomplished in the framework of the LPP concept was selected as the object of the study. This concept is based on the combustion of pre-prepared “poor” air-fuel mixture.

Multilevel modeling includes three stages of computing: designing calculation, one-dimensional modelling, and gas dynamic processes modeling. The article presents the formed appearance of the combustion chamber and its elements in accordance with the proposed technique. Parameters computing along the flame tube length of the three chambers, where burner devices with different swirl angles of the swirl vanes were installed, was performed.

The calculations were being performed in the ideally gas approximation of the incompressible homogeneous environment in the adiabatic statement of the stationary problem.

The two-parameter RNG $k-\epsilon$ model with standard wall functions was used as the turbulence model.

Combustion was being modelled by the aggregate of laminar flamelets in the turbulent flow of unmixed components. The Kee58 mechanism, including eighteen mixture components and fifty-eight chemical reactions was considered as a set of methane oxidation chemical reaction.

The NO_x content computing in combustion products was based on thermal and super equilibrium mechanisms of NO_x formation.

Analysis of the obtained results revealed that increasing of the twist angle in the blade swirl of the burner device leads to fundamental changes in the flow structure in the primary zone of the combustion chamber, which affects the change in emission characteristics as well. The chamber with the burner device with the twist angle of 45° ensures the best optimal emission characteristics on nitrogen oxides.

Keywords: gas turbine engine, combustion chamber, in-chamber processes simulation, low-emission combustion, burner device.

References

1. Schlüter J., Schönfeld T., Poinot T., Kreds W., Hoffmann S. Characterization of confined swirl flows using large eddy simulations. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air (4–7 June 2001; New Orleans, Louisiana, USA)*. GT2001-0060. DOI: 10.1115/2001-GT-0060
2. Harrison W.E., Zabarnick S. *The OSD Assured Fuels Initiative— Military Fuels Produced from Coal*. Presented at DoE Clean Coal Conference, Clearwater, FL, June 2007.
3. Lieuwen T., McDonell V., Petersen E., Santavicca D. Fuel Flexibility Influences on Premixed Combustor Blowout, Flashback, Autoignition, and Stability. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2008, vol. 130, no. 1. DOI: 10.1115/1.2771243
4. Orlov M.Yu., Anisimov V.M., Kolomzarov O.V. Design refinement of combustion chamber of gas turbine engine with toroid recirculation zone. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 3, pp. 97-106.
5. Orlov M.Yu., Anisimov V.M. Computational study of compressor operation mode effect on gas turbine engine combustion chamber processes. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 50-56.
6. Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V. et al. *Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnye ustanovki nazemnogo primeneniya* (Aviation gas turbine engines conversion to ground-based gas turbine installations), Samara, SNTs RAN, 2004, 266 p.
7. Baklanov A.V., Markushin A.N. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A.N. Tupoleva*, 2017, vol. 73, no. 2. pp. 56-61.

8. Lokai V.I., Bodunov M.N., Zhuikov V.V., Shchukin A.V. *Teploperedacha v okhlazhdaemykh detalyakh gazoturbinykh dvigatelei* (Heat transfer in cooled parts of gas turbine engines). 2nd ed. Moscow, Mashinostroenie, 1993, 288 p.
9. Lefebvre A.H., Ballal D.R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. Third Edition. CRC Press. Taylor & Francis Group, LLC, 2010, 557 p.
10. Yankovskii V.M., Shalaev G.M., Sychenkov V.A. *Osnovy avtomatizirovannogo proektirovaniya kamer sgoraniya gazoturbinykh dvigatelei* (Fundamentals of computer-aided design of combustion chambers for gas turbine engines), Kazan, KAI, 1989, 80 p.
11. 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
12. Danil'chenko V.P., Kovylov Yu.L., Postnikov A.M. et al. *Proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei* (Aircraft gas turbine engines designing), Samara, SNTs RAN, 2008, 620 p.
13. Markushin A.N., Baklanov A.V., Tsyganov N.E. Improvement of aircraft GTE emission characteristics by using the microflame fuel combustion in a shortened combustion chamber. *Russian Aeronautics*, 2013, vol. 56, no. 4, pp. 401-406. DOI: 10.3103/S1068799813040132
14. Baklanov A.V., Neumoin S.P. A technique of gaseous fuel and air mixture quality identification behind the swirl burner of gas turbine engine combustion chamber. *Russian Aeronautics*, 2017, vol. 60, no. 1, pp. 90-96. DOI: 10.3103/S1068799817010135
15. Sabirzyanov A.N., Baklanov A.V., Markushin A.N., Tikhonov O.A. Materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem "Novye tekhnologii, materialy i oborudovanie rossiiskoi aviakosmicheskoi otrasli". In 2 vols. Kazan, Akademiya nauk Respubliki Tatarstan, 2016, pp. 412-418.
16. Lieuwen T.C., Yang V. (eds) Combustion Instabilities In Gas Turbine Engines: Operational Experience, Fundamental Mechanisms, and Modeling. *Progress in Astronautics and Aeronautics*, 2005, vol. 210, 657 p. DOI: 10.2514/5.9781600866807.0000.0000
17. Kiesewetter F., Konle M., Sattelmayer T. Analysis of Combustion Induced Vortex Breakdown Driven 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
18. Taylor S.C. *Burning Velocity and the Influence of Flame Stretch*. PhD thesis, University of Leeds, Department of Fuel and Energy, 1991, 332 p.
19. Yi T., Gutmark E.J. Real-time prediction of incipient lean blowout in gas turbine combustors. *AIAA journal*, 2007, vol. 45, no. 7, pp. 1734-1739. DOI: 10.2514/1.25847
20. Sabirzyanov A.N., Markushin A.N., Baklanov A.V. *Materialy Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii (22-24 June 2016; Samara) "Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya"*, Samara, Samarskii natsional'nyi issledovatel'skii universitet imeni akademika S.P. Koroleva, 2016, pp. 215-217.
21. *Agregaty gazoperekachivayushchie s gazoturbinnym privodom. Obshchie tekhnicheskie usloviya. GOST 28775-90* (Gas pumping units driven with gas turbine. General specifications, State Standard 28775-90), Moscow, Standartinform, 2005, 12 p.
22. 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
23. Moses C.A., Roets P.N.J. Properties, Characteristics and Combustion Performance of Sasol Fully Synthetic Jet Fuel. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2009, vol. 131, no. 4, 041502-041502-17. DOI: 10.1115/1.3028234
24. Zubrilin I.A., Didenko A.A., Dmitriev D.N., Gurakov N.I., Hernandez M.M. Combustion process effect on the swirled flow structure behind a burner of the gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2019, vol. 26, no. 3, pp. 124-136.