

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ДОВОДКА КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ РАСЧЁТОВ РАЗЛИЧНОГО УРОВНЯ СЛОЖНОСТИ

© 2021

- Ю. Б. Александров** кандидат химических наук, доцент кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки»; Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева; alexwischen@rambler.ru
- Т. Д. Нгуен** аспирант кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки»; Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева; nguenthedat1609@gmail.com
- Б. Г. Мингазов** доктор технических наук, профессор кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки»; Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева; bgmingazov@kai.ru

Предлагается метод проектирования камер сгорания газотурбинных двигателей, основанный на сочетании применения расчётов в одномерной и трёхмерной постановке задачи. Такой приём позволяет быстро провести проектирование на начальном этапе создания и доводки существующих камер сгорания по упрощённым алгоритмам расчёта. На окончательном этапе проводятся детальные расчёты с использованием трёхмерных численных расчётов. Метод включает в себя гидравлические расчёты, на основе которых определяется распределение расхода воздуха, проходящего через основные элементы камеры сгорания. Затем определяется смещение потока газа за фронтальным устройством и воздуха, проходящего через отверстия в жаровой трубе. Качество смешения определяет распределение местных составов смеси по длине жаровой трубы. Расчёт процесса горения проводится с определением полноты, температуры, концентраций вредных веществ и других параметров. Предложенный метод апробируется на примере камеры сгорания трубчато-кольцевого типа. Сопоставляются между собой результаты численного расчёта, экспериментальные данные и значения, полученные с применением предложенного метода для различных режимов работы двигателя.

Камера сгорания; предварительное проектирование; смешение; процесс горения; полнота сгорания; эмиссионные характеристики

Цитирование: Александров Ю.Б., Нгуен Т.Д., Мингазов Б.Г. Проектирование и доводка камер сгорания газотурбинных двигателей на основе расчётов различного уровня сложности // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 3. С. 7-23. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-7-23

Введение

От эффективности работы камеры сгорания непосредственно зависят эффективность, надёжность и экологические характеристики всего двигателя. На начальном этапе проектирования существует довольно много вариантов компоновки камеры сгорания (КС). В основном применяют известные конструктивные решения и накопленный на протяжении многих лет опыт. Итоговые компоновки доводят до требуемых параметров путём опытно-конструкторских работ на экспериментальном стенде. Доводка проводится в несколько этапов – как автономно для КС, так и в составе газогенератора. Для упрощения работ используют секторные отсеки КС, содержащие несколько горелочных устройств, или проводят исследования в полноразмерных блоках. Доводка КС

очень трудоёмкий процесс, так как существует большое количество всевозможных вариантов изменения конструкций КС. Существует взаимозависимость различных параметров газа в КС между собой: если меняется один показатель, может поменяться рабочий процесс в целом. Поэтому при доводке можно использовать модели камеры для оптимизации элементов рабочего процесса [1; 2]. В настоящее время при проектировании камер сгорания эффективным инструментом оптимизации рабочих параметров является применение численного трёхмерного моделирования. Однако при параметрическом моделировании проводить детальные численные расчёты всех множеств вариантов не представляется возможным ввиду их трудоёмкости и поэтому используют упрощённые математические модели ноль- и одномерного уровня. Такие методики позволяют конструктору практически в диалоговом режиме проследить влияние того или иного изменения конструкции камеры на возможность достижения поставленных целей проектирования. Современные программные комплексы для термодинамического моделирования всего двигателя (GasTurb, ThermoGTE, ГРАД и др.) [3; 4] рассматривают участок камеры сгорания как «чёрный ящик», с вводом и выводом данных, при этом не рассматривая изменения процессов, происходящие в самой камере. Это может затруднять понимание происходящих процессов в камере сгорания и усложнить правильное определение характеристик двигателя на различных режимах его работы. При создании камер сгорания наиболее продуктивным и ускоряющим процесс проектирования и доводки является комплексное использование методик различного уровня.

На основании работ [2; 5; 6] сформирована методика проектирования камер сгорания газотурбинных двигателей (ГТД). Она включает в себя ряд последовательных расчётов. Основными этапами поверочного расчёта могут быть:

1. Определение изменения гидравлических потерь по тракту камеры сгорания.
2. Определение динамики процесса смешения в жаровой трубе на основе рассмотрения взаимодействия струй первичного и вторичного воздуха.
3. Определение полнотных характеристик на основе теории турбулентного горения.
4. Расчёт эмиссионных показателей камеры сгорания.

Наглядно все этапы поверочного расчёта можно представить в виде блок-схемы, показанной на рис. 1.

Схема предполагает последовательное выполнение каждого из её основных блоков. Основные этапы рассмотрены подробно в следующих разделах статьи.

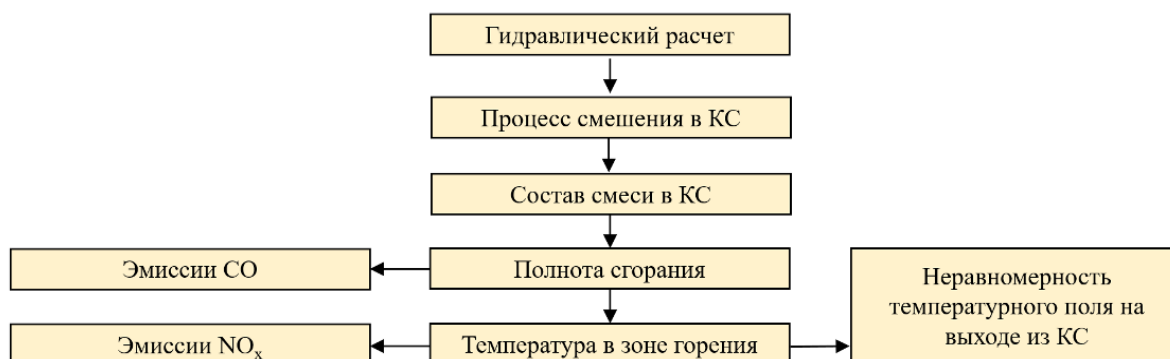


Рис. 1. Последовательность выполнения расчётов при поверочном расчёте

Расчёт камеры сгорания по гидравлическим параметрам

Теоретические расчёты камер сгорания основываются на полуэмпирических описаниях с применением коэффициентов, присущих конкретно выбранным типам камер сгорания. Накопленный инженерный опыт по проектированию и доводке камер сгорания за продолжительный период времени позволяет систематизировать и описать общие тенденции внутрикамерных процессов, что создает предпосылки для разработки методики теоретического расчёта.

Можно выявить общие тенденции для всех конструктивных схем. Воздух от компрессора поступает через узкий кольцевой канал к камере сгорания, скорость такого потока не превышает 200 м/с. Снижение скорости происходит в расширяющемся канале – диффузоре, в качестве которого применяют плавнорасширяющиеся каналы или каналы с внезапным расширением. После диффузора скорость воздуха падает до 40...120 м/с и он разделяется на несколько потоков. Один из потоков поступает на фронтное устройство жаровой трубы, где обычно установлены лопаточные завихрители. Их задачей является одномерное перемешивание подаваемого топлива с воздушным потоком и стабилизация воспламенения за счёт образования зоны возвратных раскалённых продуктов сгорания в корень воспламеняемой смеси – зона обратных токов (ЗОТ). Остальной поток подаётся во внешнее пространство между силовым корпусом камеры сгорания и стенкой жаровой трубы, где впоследствии расходуется через отверстия в жаровой трубе на её охлаждение и подвод вторичного воздуха в зону горения. В зависимости от типовой схемы экологического сжигания (RQL или LPP) топлива может различаться соотношение расхода воздуха между этими двумя потоками. В основном современные камеры сгорания проектируются с учётом преобладания потока на фронтное устройство в зону горения (первичный воздух G_1) и минимальной подачей воздуха в зону догорания и формирования температурного поля перед турбиной (вторичный воздух G_2). При этом стараются минимизировать расход воздуха на охлаждение стенок жаровой трубы и лопаток турбины $G_{Oxл.}$. Общий расход воздуха, проходящего через камеру сгорания, в итоге складывается из воздуха, необходимого для горения G_1 , воздуха на дожигание и охлаждение продуктов горения с формированием температурного поля перед турбиной G_2 , и на охлаждение конструкции камеры сгорания $G_{Oxл.}$. Пропорциональная зависимость основных расходов меняется между собой и в зависимости от конструктивных схем КС может составлять: $G_1 \approx 10...90\%$, $G_2 \approx 10...60\%$, $G_{Oxл.} \approx 10...25\%$, включая расход на охлаждение направляющих лопаток соплового аппарата турбины [6].

Распределение статического давления и давления заторможенного потока по длине камеры сгорания представлены графически на рис. 2. Данные зависимости получены с помощью численного поверочного расчёта.

Из анализа приведённых на рис. 2 зависимостей следует, что основное падение давления заторможенного потока происходит в диффузоре и фронтном устройстве жаровой трубы. Чуть меньший вклад вносят потери по длине жаровой трубы. Разница между линиями давлений показывает распределение динамического давления, по которому можно судить об изменении скорости в потоке. Дальнейшее расширение диффузора и внезапное расширение канала приводит к снижению скорости и динамического давления. При этом наблюдаются высокие потери давления заторможенного потока и повышение статического давления. Заторможенное давление на участке диффузора снижается сильнее, чем на участке внезапного расширения. Это можно объяснить тем, что массивная зона обратных токов локализована в углах участка внезапного расшире-

ния и основной поток плавно обтекает этот вихрь и не испытывает значительных сопротивлений.

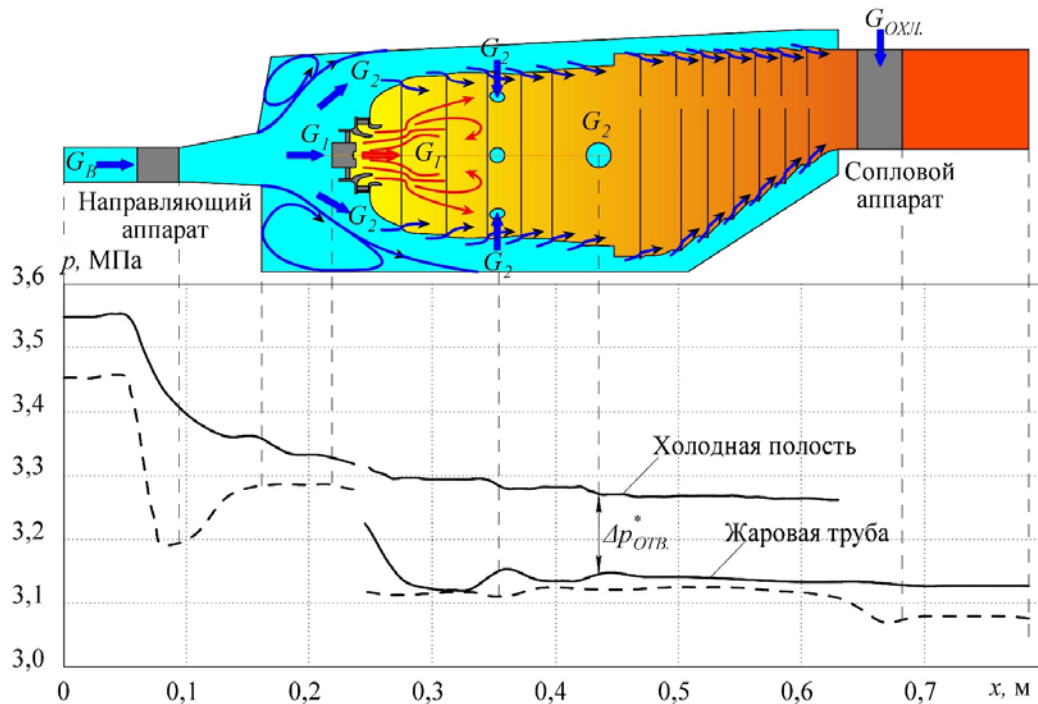


Рис. 2. Схематичное представление о гидравлических потерях в камере сгорания:
 - - - статическое давление; ———— давление заторможенного потока

После диффузора поток условно делится на два направления: первый G_1 проходит через фронтное устройство, а второй G_2 подаёт воздух в холодные полости между обечайкой и жаровой трубой. Оба потока встречаются в объёме жаровой трубы. Распределение давления заторможенного потока по длине жаровой трубы показывает, как на выходе из завихрителя закрученный поток и образованная им зона обратных токов заметно снижают это давление. Напротив, втекающие струи через отверстия жаровой трубы за счёт своей энергии увеличивают давление в зоне горения. В холодной полости после каждого ряда отверстий наблюдается снижение заторможенного давления. На выходе из камеры сгорания статическое давление снижается за счёт увеличения скорости потока на установленном сопловом направляющем аппарате.

Потери в камере сгорания можно условно разделить на потери в диффузоре $\Delta p_{д}^* \approx 35\%$ и на участке жаровой трубы $\Delta p_{ж.т.}^* \approx 65\%$, включающем в себя потери во фронтном устройстве $\Delta p_{фр}^* \approx 40\%$ [7].

Потери могут быть определены из анализа существующих экспериментальных исследований. Например, можно воспользоваться зависимостями, описанными в работах [8 – 10].

При горении топлива в камере коэффициент потерь меняется в зависимости от режимов работы и возрастает по мере увеличения температуры горения. Коэффициент потерь может увеличиваться на 45...55% от значений, полученных при холодных продувках [11]. В этом случае возрастают скорости газа, соответственно возрастают потери, т.е. появляются дополнительные тепловые потери заторможенного давления. В этом случае зона горения создает определённое гидравлическое сопротивление, кото-

рое ведёт к так называемым тепловым потерям. Тепловые потери в камерах сгорания можно оценить по приближённой формуле, приведённой в [11].

Окончательно суммарное падение заторможенного давления в КС можно представить зависимостью:

$$\Delta p_{КС}^* = \xi_D \frac{\rho W_K^2}{2} + \xi_{Ж} \frac{\rho W_{Ж}^2}{2} + \xi_T \frac{\rho W_{Ж}^2}{2}, \quad (1)$$

где W_K – скорость за компрессором; $W_{Ж}$ – средняя скорость в миделевом сечении жаровой трубы; ρ – плотность; ξ_D , $\xi_{Ж}$, ξ_T – коэффициенты сопротивления на участке диффузора, жаровой трубы и при тепловых потерях.

Как следует из приведённой формулы, гидравлические потери в камере сгорания складываются из потерь в диффузоре, потерь в жаровой трубе при холодной продувке и подводе тепла.

Расчёт смешения воздушных и газовых потоков в камере сгорания

Картина смешения от закрученного потока фронтального устройства и струй, втекающих в объём жаровой трубы через отверстия в стенке, показана на рис. 3. Согласно схеме процесс смешения можно условно разделить на пассивное смешение за счёт турбулентной диффузии закрученного потока с пристеночным воздухом и активное смешение, происходящее за счёт проникновения поперечных струй в поток. Теория пассивного смешения основывается на общеизвестной теории, предложенной Лонгвеллом и Вейссом для кольцевого источника [12]. Смешение зависит от коэффициента турбулентной диффузии, который рассчитывается по зависимости, предложенной Хакером [13].

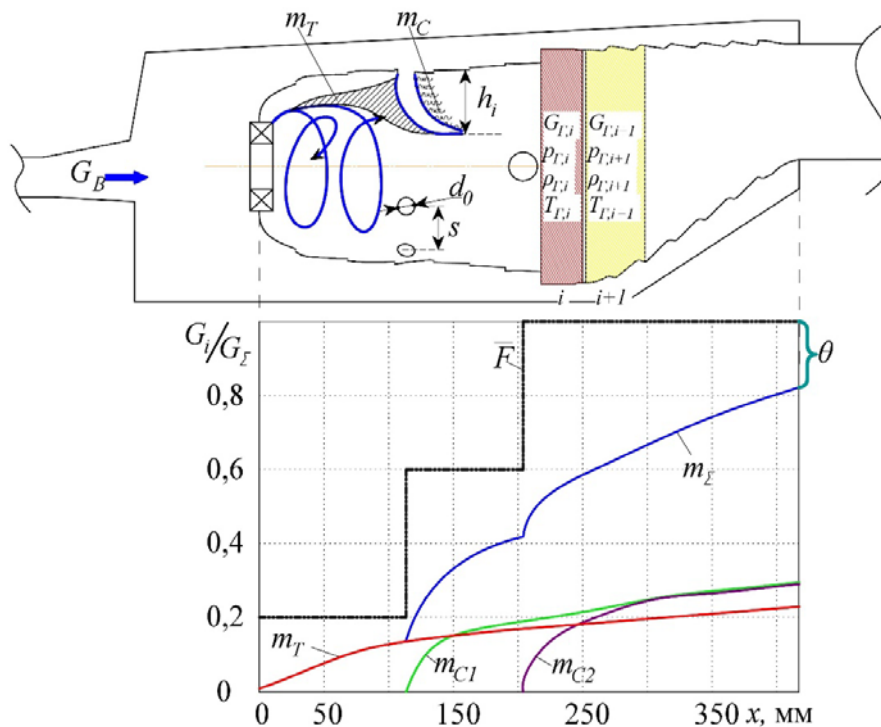


Рис. 3. Схема смешения потоков в камере сгорания

Коэффициент турбулентного смешения от закрученного потока фронтального устройства может быть определён как

$$m_{T,i} = A_1 \frac{T_3 R_B W_3}{T_3 R_T W_3} \frac{1}{K_x} \frac{\exp \left[K_x \left(1 + \frac{r^2}{R_H^2} \right) \right]}{I_0(r) \left(2K_x \frac{r}{R_H} \right)} \frac{\Delta F_i(x)}{F_\Sigma}, \quad (2)$$

где $A_1 = 2,0$ – коэффициент, определяемый экспериментально для завихрителей, применяемых в исследовании; R_B, R_T – газовые постоянные для воздуха и газа; T_3, W_3 – температура и скорость эжектируемого воздуха; T_3, W_3 – температура и скорость струи из завихрителя; $I_0(r)$ – функция Бесселя нулевого порядка; $\Delta F_i(x)$ – площадь отверстий i -го пояса отверстий, расположенного на расстоянии x_i от точки отсчёта осевой координаты x по длине КС; F_Σ – площадь всех отверстий в ЖТ; K_x – безразмерный параметр; r – радиус в точке измерения. В формуле (2) безразмерный параметр K_x можно определить по формуле:

$$K_x = \frac{R_H^2 W}{4D_T x}, \quad (3)$$

где D_T – коэффициент турбулентной диффузии; R_H – наружный радиус завихрителя; W – скорость потока.

Модель пассивного смешения экспериментально тестировалась для различных закрученных потоков. Методом химического анализа и термометрирования были получены зависимости коэффициента смешения от расстояния от завихрителя для холодных продувок и с горением [14; 15].

Коэффициент активного смешения зависит от расхода газа, частичной закрутки потока, площади миделевого сечения камеры, её длины, дальноточности струи, диаметра отверстий и угла раскрытия струи. Основным положением здесь является то, что струя, входящая в поперечное сечение камеры сгорания, образует аэродинамический экран. В результате холодный воздух загромождает путь горячему газу.

Коэффициент смешения можно получить из следующего выражения:

$$m_{C,i} = \frac{G_{B,i}}{G_{T,i}} = A_2 \frac{h_i \left(d_0 + h_i \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \right) n_0}{R_{TP}^2}, \quad (4)$$

где R_{TP} – радиус трубчатой жаровой трубы в i -м сечении, для кольцевой КС $R_{TP}^2 = H_{KK} \cdot D_{CP}$; A_2 – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально; H_{KK} – высота кольцевого канала; D_{CP} – средний диаметр КС; h_i – глубина проникновения струи в набегающий поток в данном сечении; d_0 – диаметр отверстий;

n_0 – количество отверстий в одном поясе отверстий; ψ – угол расширения струй при их истечении из отверстий, $\psi = (10...15^\circ)$.

Глубина проникновения струи в поток $h_i = y(x)$ для разных длин смесителя x и рассчитывается по известному выражению [15] для траектории струи:

$$\frac{y(x)}{d_0} = a \bar{q}^{0,5} \left(\frac{x}{d_0} \right)^n \frac{G_\Gamma}{G_\Gamma + G_{B0}} \sin \gamma, \quad (5)$$

где $\bar{q} = \frac{\rho_{B0} W_{B0}^2}{\rho_\Gamma W_\Gamma^2 \cos^2 \varphi_{K,i}}$ – соотношение скоростных напоров струи и потока, здесь $\varphi_{K,i}$ –

текущее значение угла закрутки набегающего потока; γ – угол втекания струи ($0 < \gamma < 90^\circ$); G_Γ , G_{B0} – расходы газового потока и струи. Для условий течения в ЖТ $n = 0,33$ – эмпирический коэффициент.

Исследования показали, что глубина проникновения h_i существенно зависит от шага (расстояния) между отверстиями S (см. рис. 3). В работах [15 – 18] показано, что с увеличением шага аэродинамический экран, образуемый поперечными струями, переходит из сплошного в разделённый на отдельные струи, что также влияет на их смешение с потоком. Для определения этого влияния был проведён виртуальный эксперимент. В результате численного расчёта было получено, что влияние на глубину проникновения струй можно оценивать с помощью коэффициента a , определяемого для условий течения в жаровой трубе в виде:

$$a = \frac{1}{0,1 \tau^2 + 0,65 \tau + 0,35}, \quad (6)$$

где $\tau = S/d_0$ – относительный шаг отверстий.

Выражение (4) для $m_{C,i}$ определяет относительное количество газа, смешанного с потоком вторичного воздуха, поступающего из основных отверстий жаровой трубы. Из анализа данной зависимости следует, что количество смешанного вторичного воздуха зависит от размеров и количества отверстий, глубины проникновения струй и затенения потока.

В случае идеального смешения холодная струя, входящая в область жаровой трубы, мгновенно смешивается без остатка с горячим газом. Такое смешение показано на рис. 3 в виде ступенек (линия \bar{F}). Такое распределение получено для расхода распределённого в соответствии с площадями фронтального устройства и поясов подвода воздуха. В реальной камере подмешивание холодного воздуха не приводит к моментальному смешению, а происходит это постепенно. На рис. 3 линиями показано смешение от различных поясов подвода воздуха m_{C1} и m_{C2} и т.д. При суммировании всех составляющих смешения результирующая кривая характеризует суммарное смешение, которое показано на рис. 3 линией m_Σ .

Определение состава смеси в зоне горения

При определении местных значений составов смеси необходимо знать истинное количество вторичного воздуха, поступившего в зону горения. Для этого вычисляется доля воздуха, смешавшегося с газовым потоком, с помощью коэффициентов смешения:

$$\frac{G_{B,i}}{G_{Г,\Sigma}} = \bar{F}_{\phi P} + \left(\sum_{i=1}^k m_{T,i} + \sum_{i=1}^k m_{C,i} \right). \quad (7)$$

Как видно из уравнения (7), для определения количества воздуха, эжектируемого в зону горения, в i -м сечении необходимо определить коэффициенты m , характеризующие процессы смешения вторичного воздуха с газовым потоком в жаровой трубе по различным схемам взаимодействия.

Исходя из геометрии жаровой трубы и уравнений баланса воздуха, топлива и продуктов сгорания, определяется распределение местных составов смеси по остаточным значениям воздуха $G_{B,i}$ в каждом сечении и газа $G_{Г,\Sigma}$ [2]:

$$\alpha_i = \frac{G_{B,i}}{G_{T,i} \cdot L_0}, \quad (8)$$

где L_0 – стехиометрический коэффициент топлива.

Полнота и температура горения

Нормальная скорость распространения пламени U_H зависит от свойств горючей смеси и является ее физико-химической константой. Анализ зависимости U_H по теории Я.Б. Зельдовича [18] показал, что количественные результаты расчётов сильно отличаются от данных экспериментов. Поэтому в практических расчётах часто прибегают к эмпирическим зависимостям.

Влияние различных режимных параметров на нормальную скорость горения достаточно хорошо описывается зависимостью, полученной в работе [19]:

$$U_H = U_{H0} \left(\frac{T_i}{T_0} \right)^\delta \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^\gamma, \quad (9)$$

где U_{H0} – нормальная скорость при условии $p_0 = 10^5$ Па и $T_0 = 873$ К; δ и γ – константы.

Значения U_{H0} , δ и γ соответствуют заданному топливу при конкретных рабочих условиях. В свою очередь, в литературе существует множество вариантов степеней δ и γ как в виде константы, так и в виде зависимостей. Например, в работе [19] $\delta = 2,98 - \frac{0,8}{\alpha}$, $\gamma = -0,38 + \frac{0,22}{\alpha}$; в работе [15] $\delta = 1,8$, $\gamma = -0,2$. Для правильного определения U_{H0} , δ и γ были проанализированы и аппроксимированы экспериментальные данные работ [15; 20] и определены зависимости $U_{H0} = f(\alpha)$, $\delta = f(\alpha)$, $\gamma = f(\alpha)$:

$$U_{H0} = -3,55\alpha^4 + 25,49\alpha^3 - 66,31\alpha^2 + 70,82\alpha - 22,3; \quad (10)$$

$$\delta = 2,03\alpha^2 - 4,46\alpha + 4,05; \quad (11)$$

$$\gamma = -0,63\alpha^2 + 1,28\alpha - 1,04. \quad (12)$$

Определение полноты сгорания проводилось согласно работам [2; 21 – 23]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{3U_T^3 \cdot t_0^3}{l_0^3} \left[\frac{1}{3} \left(1 - e^{-\frac{3t}{t_0}} \right) - \frac{U_H}{U_T} \left(1 - e^{-\frac{2t}{t_0}} \right) + \frac{U_H^2}{U_T^2} \left(1 - e^{-\frac{t}{t_0}} \right) \right], \quad (13)$$

где t – время пребывания смеси; $t_0 = \frac{l_0}{W'}$ – время существования пульсации, l_0 , W' – масштаб и пульсационная скорость в расчётном сечении потока; U_T – турбулентная скорость горения.

Температура газа в зоне горения определялась по формуле

$$T_{\Gamma,i} = \frac{c_{\text{PG},i-1} T_{\Gamma,i-1} G_{\Gamma,i-1} + c_{\text{PB},i} T_{B,i} G_{B,i} + \eta_{\Gamma} G_{\Gamma,i} z H u_{\text{исп}}}{c_{\text{PG},i} G_{\Gamma,i}}, \quad (14)$$

где $T_{\Gamma,i}, T_{B,i}$ – температура газа и воздуха в i -м сечении; $G_{\Gamma,i}, G_{B,i}$ – расход газа и воздуха в i -м сечении; $c_{\text{PG}}, c_{\text{PB}}$ – теплоёмкость газа и воздуха в соответствующих сечениях; z – степень испарения топлива; $H u_{\text{исп}}$ – теплота испарения топлива.

Эмиссионные характеристики

Определение выбросов NO проводится с учётом определения термического оксида азота [24]:

$$\frac{d \text{NO}}{dt} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{O_2}} e^{-\frac{86000}{RT_r}} \left\{ O_2 N_2 \frac{64}{3} e^{-\frac{43000}{RT_r}} - (\text{NO})^2 \right\}, \quad (15)$$

где t – время, с; NO, N_2 , O_2 – концентрации компонентов конечной газовой смеси, моль/л; T_r – температура в зоне горения, К; R – универсальная газовая постоянная.

Апробация предложенной методики для камеры сгорания ГТД

Весь алгоритм расчётов основывается на последовательно-одномерном методе, в рамках которого вся проточная часть камеры сгорания разделяется на четыре зоны: диффузор, жаровая труба, внешняя и внутренняя полость подвода вторичного воздуха. Каждая из этих зон разделяется на множество участков, для которых рассматриваются параметры на входе и выходе. Для этих участков производится расчёт по предложен-

ному алгоритму и таким образом рассчитываются параметры, распределённые по длине камеры сгорания. Тем самым достигается детализация происходящих процессов в камере сгорания и оперативность получения результатов. На последующем этапе проводится верификация и дополнение полученных данных посредством детального трёхмерного расчёта.

Сочетание использования различных программ в одно-, двух- и трёхмерной постановке задачи, основывающихся на фундаментальных теориях горения и теплообмена, формирует метод многоуровневого проектирования камер сгорания. Схематично на рис. 4 показано взаимодействие при проведении расчётов по предложенной методике.

Методика расчёта тестировалась на различных современных камерах сгорания в двух- и трёхмерной постановке. В качестве примера продемонстрировано использование многоуровневого подхода для расчёта камеры сгорания авиационного двигателя ПС – 90А (рис. 5). Геометрические и режимные характеристики камеры приведены в работе [25].

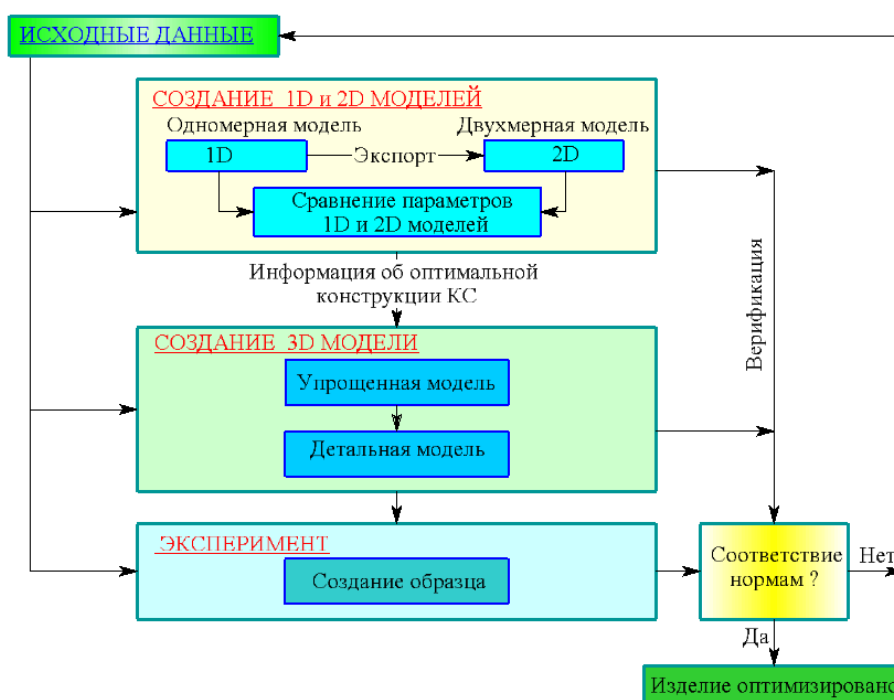


Рис. 4. Схематичное представление многоуровневого подхода при проектировании и доводке камеры сгорания

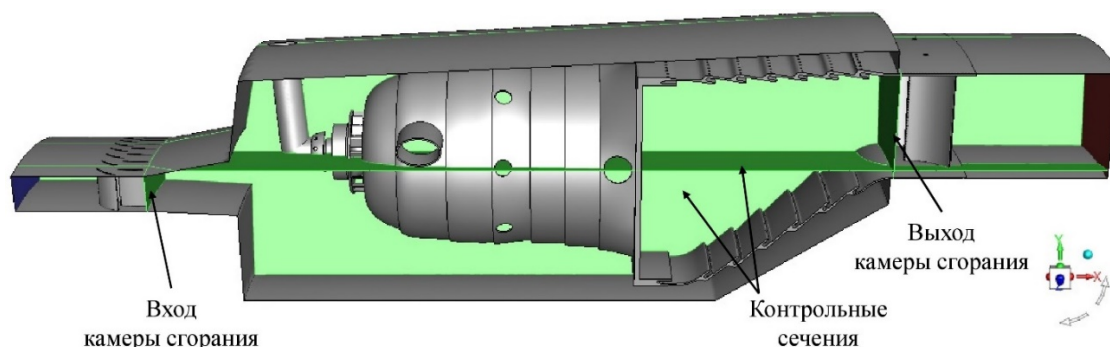


Рис. 5. Трёхмерная численная модель трубчато-кольцевой камеры сгорания

В качестве исходных были рассмотрены пять режимов, которые выбирались по экспериментальным данным для двигателя, представленного в [26], параметры режимов даны в таблице.

Таблица. Граничные условия и результат измерения уровня эмиссии NO

| Номер режима | p_k^* , Па | T_k^* , К | G_B , кг/с | α | NO, ppm эксперимент |
|--------------|--------------|-------------|--------------|----------|---------------------|
| 1 | 3074454 | 856,0 | 6,61 | 2,94 | 605 |
| 2 | 1750104 | 713,5 | 4,22 | 3,96 | 134 |
| 3 | 1217421 | 655,8 | 3,03 | 4,12 | 87 |
| 4 | 805401 | 579,6 | 2,18 | 5,24 | 44,5 |
| 5 | 461070 | 490,9 | 1,35 | 6,19 | 18 |

Для расчёта был выбран 1/12 сектор камеры сгорания (рис. 5) таким образом, что одна из кольцевых жаровых труб помещалась полностью в выбранный сегмент. По границам сектора использовались условия периодичности, на входе задавался массовый расход и температура воздуха за компрессором, на выходе контролировалось постоянство статического давления. Расчёт проводился в программе ANSYS FLUENT v19.2 Academic. Задача решалась в стационарной постановке с применением сопряжённого решателя по давлению Pressure Based Coupled Solver (PBCS). Предварительно было проведено тестирование различных типов сеток. Получено наилучшее соответствие полиэдральной сетки с тремя призматическими пристеночными слоями с результатами эксперимента. Эта сетка отвечает требованиям сеточной сходимости. Количество элементов для одного расчётного сектора составляло 34,2 млн. Пример такой сетки показан на рис. 6.

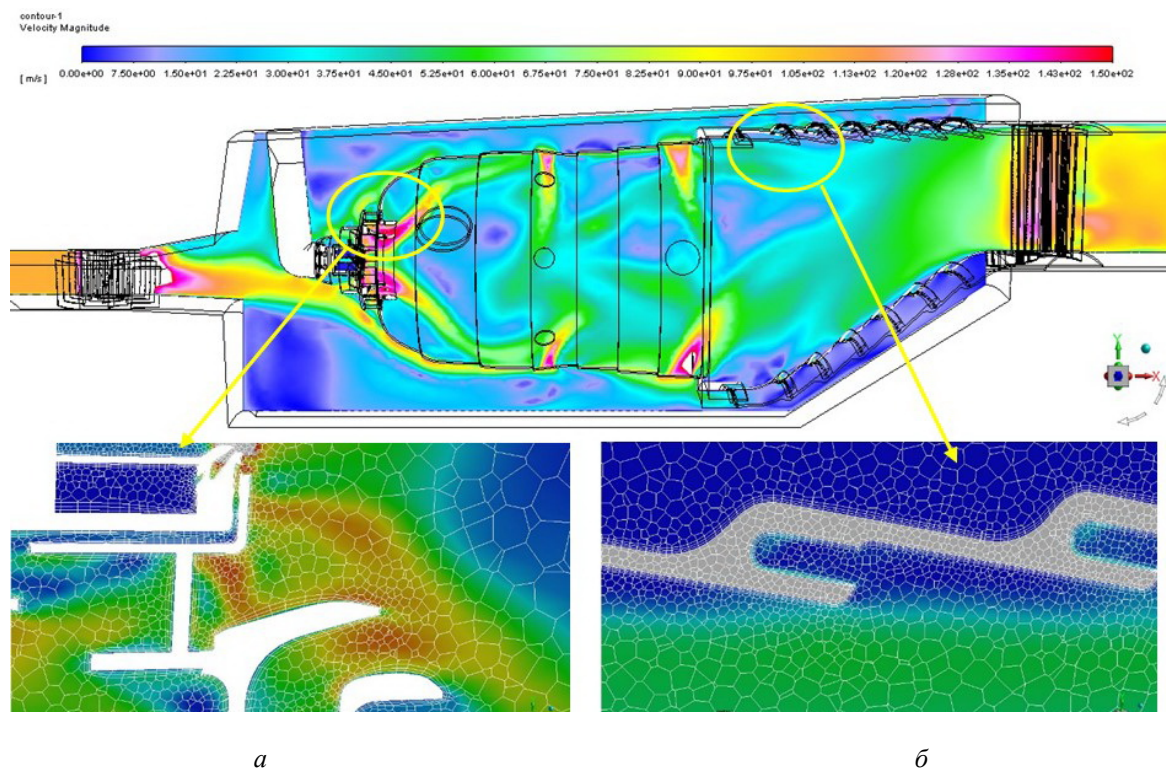


Рис. 6. Фрагменты построенных сеток в продольной плоскости камеры сгорания: а – область фронтального устройства; б – стенка кольцевой части жаровой трубы

С результатами эксперимента сопоставлялись расчёты с применением различных моделей турбулентности: RANS $k-\varepsilon$, $k-w$, RSM, DES. Проведённые исследования для нескольких различных камер сгорания, а также отдельно для лопаточного завихрителя [14] продемонстрировали хорошую сходимость с результатами эксперимента по температурным полям и эмиссионным характеристикам для модели DES в нестационарной постановке, а в стационарной постановке RANS $k-\varepsilon$ RNG. Полученные результаты подтверждены другими авторами [14; 26; 27].

В расчёте были получены значения функции, характеризующей качество пристеночной сетки y^+ от 30 до 300. В основном высокие числа y^+ наблюдались в области направляющего аппарата при входе воздуха от компрессора. Для получения адекватного решения в пристеночной области совместно с моделью турбулентности семейства $k-\varepsilon$ применялась функция Standard Wall Functions.

Все полученные расчётные данные осреднялись по массовому расходу, для этого камера сгорания разделялась в поперечном направлении с помощью контрольных поверхностей. Контрольные поверхности были построены по четырём зонам: а) диффузор; б) жаровая труба; в) внешняя холодная полость; г) внутренняя холодная полость. В этих плоскостях были созданы контрольные мониторы по различным измеряемым параметрам. На протяжении 10 000 итераций производился сбор данных с последующим осреднением и контролем полученных результатов по среднеквадратичному отклонению. Такое число итераций для осреднения принималось исходя из полученных результатов исследования, рассмотренного в [28], где показано, что при осреднении по 4000 итераций максимальная погрешность не превышает 5%, а при осреднении по 10 000 итераций – менее 0,3%. Полученные результаты дают основание ограничить осреднение числом итераций не более 10 000, обеспечивая требуемую достоверность.

На рис. 7 показано сопоставление экспериментальных данных и результатов численного расчёта камеры сгорания двигателя ПС-90А с зависимостями, полученными по разработанному алгоритму. Изменение параметров на выходе из камеры сгорания рассматривалось в зависимости от суммарного коэффициента избытка воздуха.

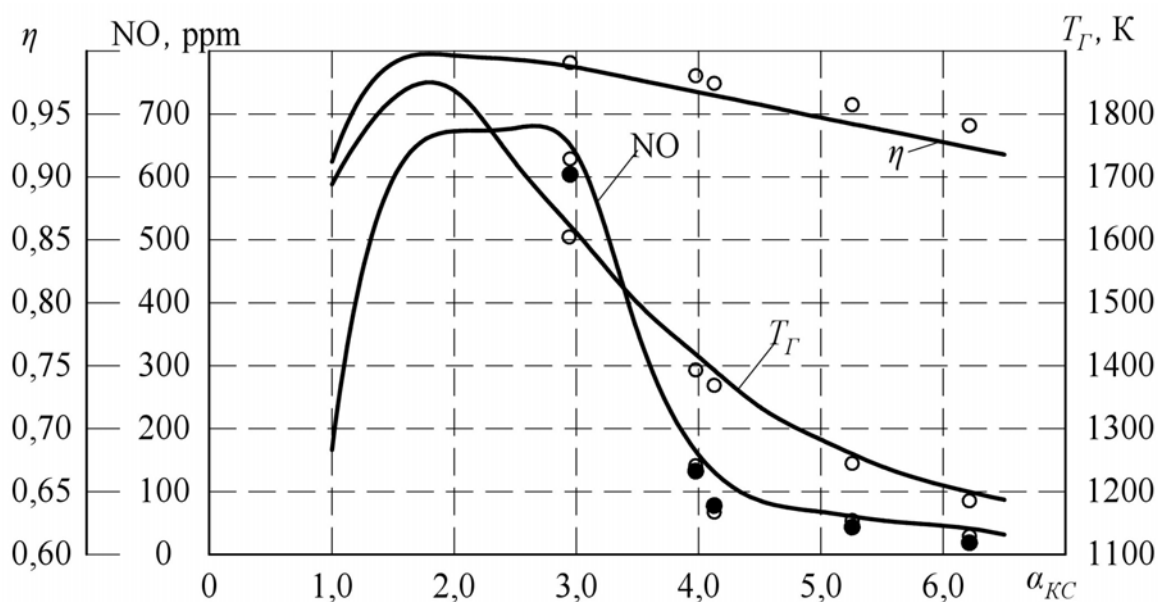


Рис. 7. Расчётные и экспериментальные сопоставления основных параметров на выходе из КС по разным режимам её работы:

- – эксперимент [25]; ○ – численный трёхмерный расчёт;
- – расчёт по разработанному алгоритму

Линии соответствуют расчёту по предложенной методике, а маркерами отмечены экспериментальные и численные результаты. Отрыв пламени и его погасание при предельных коэффициентах избытка воздуха в расчётной модели не учитывалось. Зависимости полноты сгорания, температуры, эмиссии оксидов азота сопоставлены с известными экспериментальными значениями и данными расчёта, полученными по 3D-моделям. Анализ результатов указывает на достаточно хорошее соответствие численных данных с экспериментальными. Для расчёта подобных зависимостей с использованием 3D-модели потребовалось значительное время, а расчёт по предложенной методике показывает тенденции по изменению основных параметров практически мгновенно. Это является весьма важным преимуществом аналитических зависимостей при проведении расчётов, анализа и оптимизации камер сгорания.

Заключение

В работе приводится описание алгоритмов проектирования отдельных элементов камеры сгорания газотурбинных двигателей. Рассматривается поворочный алгоритм, включающий в себя: расчёт гидравлических параметров основных частей камеры сгорания, процессы смесеобразования и определение полноты и температуры горения, эмиссионные характеристики. По имеющимся экспериментальным данным расчётный алгоритм апробируется на примере камеры сгорания двигателя ПС-90А. Дополнительно проводится сопоставление с численными расчётами выбранной тестовой камеры сгорания.

Использование упрощённых алгоритмов работы на начальной стадии проектирования значительно повышает оперативность работ. На окончательном этапе достигается детализация получаемых результатов при применении трёхмерного численного расчёта. Полученные подходы и методы позволяют предсказывать основные закономерности работы камеры сгорания и могут быть использованы при проектировании и доводке КС.

Библиографический список

1. Григорьев В.А., Кузнецов С.П., Белоусов А.Н. Основы доводки авиационных ГТД: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 2012. 152 с.
2. Мингазов Б.Г., Александров Ю.Б., Костерин А.В., Токмовцев Ю.В. Процессы горения и автоматизированное проектирование камер сгорания ГТД и ГТУ: учеб. пособие. Казань: Изд-во КНИТУ-КАИ, 2015. 159 с.
3. Лещенко И.А., Вовк М.Ю. Новаторские решения в подготовке математических моделей авиационных ГТД на основе программного комплекса UNI_MM // Труды XXXV Академических чтений по космонавтике, посвящённых памяти академика С.П. Королёва и других выдающихся отечественных учёных-пионеров освоения космического пространства (25-28 января 2011 г., Москва). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. С. 445-447.
4. Титов А.В., Осипов Б.М. Программный комплекс газодинамические расчёты авиационных двигателей версия 17.2011: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017615294; опублик. 12.05.2017.
5. Александров Ю.Б., Нгуен Т.Д., Мингазов Б.Г., Сулаиман А.И. Влияние расчётной сетки на результаты численного расчёта трёхмерного нестационарного закрученного потока за лопаточным завихрителем // Вестник Московского авиационного института. 2020. Т. 27, № 1. С. 122-132. DOI: 10.34759/vst-2020-1-122-132

6. Сулаиман А.И., Мингазов Б.Г., Александров Ю.Б., Нгуен Т.Д. Смещение поперечных струй с газовым потоком // Сборник тезисов Всероссийской научно-технической конференции молодых учёных и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки» (28-30 мая 2019 г., Москва). М.: ЦИАМ, 2019. С. 127-128.

7. Кустарев Ю.С., Эммиль М.В. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: учеб. пособие. М.: МГТУ «МАМИ», 2009. 158 с.

8. Ланский А.М., Лукачев С.В., Матвеев С.Г. Формы, режимы течения и критерии эффективности диффузоров камер сгорания малоразмерных ГТД // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. 2013. № 197. С. 16-19.

9. Харитонов В.Ф. Проектирование камер сгорания: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2008. 138 с.

10. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas turbine combustion-alternative fuels and emissions. Boca Raton: CRC Press, 2010. 538 p. DOI: 10.1201/9781420086058

11. Пчёлкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

12. Абрамович Г.Н. Турбулентное смешение газовых струй. М.: Наука, 1974. 272 с.

13. Хакер Д.С. Модель стабилизации пламени в закрученном потоке, основанная на упрощённой теории пути смешения // Ракетная техника и космонавтика. 1974. № 1. С. 78-86.

14. Nguyen T.D., Aleksandrov Y.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet // AIP Conference Proceedings. 2020. V. 2211. DOI: 10.1063/5.0003049

15. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: конструкция, моделирование процессов и расчёт: учеб. пособие. Казань: Казанский государственный технический университет, 2004. 219 с.

16. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.

17. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986. 566 с.

18. Зельдович Я.Б. К теории теплонапряжённости протекания изотермической реакции в струе // Журнал технической физики. 1941. Т. 11. С. 493-500.

19. Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isoctane, and indolene at high pressure and temperature // Combustion and Flame. 1982. V. 48. P. 191-210. DOI: 10.1016/0010-2180(82)90127-4

20. Konnov A.A. The temperature and pressure dependences of the laminar burning velocity: experiments and modelling // Proceedings of the European Combustion Meeting (March 30-April 2, 2015, Budapest, Hungary).

21. Талантов А.В. Основы теории горения: учеб. пособие. Ч. 1. Казань: КАИ, 1975. 253 с.

22. Щелкин К.И., Трошин Я.К. Газодинамика горения. М.: Изд-во АН СССР, 1963. 254 с.

23. Ильяшенко С.М., Талантов А.В. Теория и расчёт прямоточных камер сгорания: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 1964. 306 с.

24. Зуев В.С., Скубачевский Л.С. Камеры сгорания воздушно-реактивных двигателей: учеб. пособие. М.: Оборонгиз, 1958. 214 с.

25. Иноземцев А.А., Коняев Е.А., Медведев В.В., Нерадько А.В., Ряссов А.Е. Авиационный двигатель ПС-90А. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 320 с.

26. Куценко Ю.Г. Численные методы оценки эмиссионных характеристик камер сгорания газотурбинных двигателей. Екатеринбург – Пермь: УрО РАН, 2006. 140 с.

27. Cen Z.L., Zhao J.G., Shen B.X. A comparative study of omega RSM and RNG $k-\epsilon$ model for the numerical simulation of a hydrocyclone // Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering. 2014. V. 33, Iss. 3. P. 53-61.

28. Александров Ю.Б., Сабирзянов А.Н., Явкин В.Б. Влияние упрощения геометрической модели камеры сгорания газотурбинного двигателя на результаты численного моделирования // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2017. № 4. С. 90-96.

DESIGN AND DEVELOPMENT OF COMBUSTION CHAMBERS FOR GAS TURBINE ENGINES BASED ON CALCULATIONS OF VARIOUS LEVELS OF COMPLEXITY

© 2021

Y. B. Aleksandrov Candidate of Science (Chemistry), Associate Professor of the Department of Jet Engines and Power Plants;
Kazan National Research Technical University
named after A.N. Tupolev, Kazan, Russian Federation;
alexwischen@rambler.ru

T. D. Nguyen Postgraduate Student of the Department of Jet Engines and Power Plants;
Kazan National Research Technical University
named after A.N. Tupolev, Kazan, Russian Federation;
nguyenthedat1609@gmail.com

B. G. Mingazov Doctor of Science (Engineering), Professor, Department of Jet Engines and Power Plants;
Kazan National Research Technical University
named after A.N. Tupolev, Kazan, Russian Federation;
bgmingazov@kai.ru

The article proposes a method for designing combustion chambers for gas turbine engines based on a combination of the use of calculations in a one-dimensional and three-dimensional formulation of the problem. This technique allows you to quickly design at the initial stage of creating and development of the existing combustion chambers using simplified calculation algorithms. At the final stage, detailed calculations are carried out using three-dimensional numerical calculations. The method includes hydraulic calculations, on the basis of which the distribution of the air flow passing through the main elements of the combustion chamber is determined. Then, the mixing of the gas flow downstream of the flame tube head and the air passing through the holes in the flame tube is determined. The mixing quality determines the distribution of local mixture compositions along the length of the flame tube. The calculation of the combustion process is carried out with the determination of the combustion efficiency, temperature, concentrations of harmful substances and other parameters. The proposed method is tested drawing on the example of a combustion chamber of the cannular type. The results of numerical calculations, experimental data and values obtained using the proposed method for various operating modes of the engine are compared.

Combustion chamber; preliminary design; mixing; combustion process; combustion efficiency; emission characteristics

Citation: Aleksandrov Y.B., Nguyen T.D., Mingazov B.G. Design and development of combustion chambers for gas turbine engines based on calculations of various levels of complexity. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. V. 20, no. 3. P. 7-23. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-7-23

References

1. Grigor'ev V.A., Kuznetsov S.P., Belousov A.N. *Osnovy dovodki aviatsionnykh GTD: ucheb. posobie* [The basics of development of aviation gas turbine engines: tutorial]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2012. 152 p.

2. Mingazov B.G., Aleksandrov Yu.B., Kosterin A.V., Tokmoltsev Yu.V. *Protsessy goreniya i avtomatizirovannoe proektirovanie kamer sgoraniya GTD i GTU: ucheb. posobie* [Combustion processes and computer-aided design of combustion chambers for gas turbine engines and gas turbines: textbook]. Kazan: KNRTU-KAI Publ., 2015. 159 p.

3. Leshchenko I.A., Vovk M.Yu. Novatorskie resheniya v podgotovke matematicheskikh modeley aviatsionnykh GTD na osnove programmnoy kompleksa UNI_MM. *Trudy XXXV Akademicheskikh chteniy po kosmonavtike, posvyashchennykh pamyati akademika S.P. Koroleva i drugikh vydayushchikhsya otechestvennykh uchenykh-pionerov osvoeniya kosmicheskogo prostranstva (January, 25-28, 2011, Moscow)*. Moscow: Bauman University Publ., 2011. P. 463-465. (In Russ.)

4. Titov A.V., Osipov B.M. *Programmnyy kompleks gazodinamicheskie raschety aviatsionnykh dvigateley versiya 17.2011* [Software complex gas-dynamic calculations of aircraft engines version 17.2011]. Certificate of state registration of software program no. 2017615294, 2017. (Publ. 12.05.2017)

5. Aleksandrov Y.B., Nguyen T.D., Mingazov B.G., Sulaiman A.I. Computational grid impact on numerical computing results of three-dimensional non-stationary swirl flow behind the vane swirler. *Aerospace MAI Journal*. 2020. V. 27, no. 1. P. 122-132. (In Russ.). DOI: 10.34759/vst-2020-1-122-132

6. Sulaiman A.I., Mingazov B.G., Aleksandrov Yu.B., Nguen T.D. Smeshenie poperechnykh struy s gazovym potokom. *Sbornik tezisov Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii molodykh uchenykh i spetsialistov «Aviatsionnye Dvigateli i Silovye Ustanovki» (May, 28-30, 2015, Moscow)*. Moscow: CIAM Publ., 2019. P. 127-128. (In Russ.)

7. Kustarev Yu.S., Emmil' M.V. *Kamery sgoraniya gazoturbinnnykh dvigateley: ucheb. posobie* [Combustion chambers of gas turbine engines: manual for university students]. Moscow: MGTU «MAMI» Publ., 2009. 158 p.

8. Lansky A.M., Lukachev S.V., Matveev S.G. Form, flow regimes and small-size turbine engines combustion chambers diffusers efficiency criteria. *Civil Aviation High Technologies*. 2013. No. 197. P. 16-19. (In Russ.)

9. Kharitonov V.F. *Proektirovanie kamer sgoraniya: ucheb. posobie* [Design of combustion chambers. tutorial]. Ufa: Ufa State Aviation Technical University Publ., 2008. 138 p.

10. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas turbine combustion-alternative fuels and emissions. Boca Raton: CRC Press, 2010. 538 p. DOI: 10.1201/9781420086058

11. Pchelkin Yu.M. *Kamery sgoraniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Combustion chambers of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 280 p.

12. Abramovich G.N. *Turbulentnoe smeshenie gazovykh struy* [Turbulent mixing of gas jets]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 272 p.

13. Haker D.S. A simplified mixing length model of flame stability in swirling combustion. *AIAA Journal*. 1974. V. 12, Iss. 1. P. 65-71. DOI: 10.2514/3.49154

14. Nguyen T.D., Aleksandrov Y.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet. *AIP Conference Proceedings*. 2020. V. 2211. DOI: 10.1063/5.0003049

15. Mingazov B.G. *Kamery sgoraniya gazoturbinnnykh dvigateley: konstruktsiya, modelirovanie protsessov i raschet: ucheb. posobie* [Combustion chambers of gas turbine engines. Design, simulation and calculation: Tutorial]. Kazan: Kazan National Research Technical University Publ., 2006. 219 p.

16. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika* [Applied gas dynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 888 p.

17. Lefebvre A.H. Gas turbine combustion. Hemisphere Pub. Corp., 1983. 531 p.

18. Zeldovich Ya.B. Theory of heat density of an isothermal reaction in a jet. *Soviet Physics: Technical Physics*. 1941. V. 11. P. 493-500. (In Russ.)
19. Metghalchi M., Keck J.C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and Flame*. 1982. V. 48. P. 191-210. DOI: 10.1016/0010-2180(82)90127-4
20. Konnov A.A. The temperature and pressure dependences of the laminar burning velocity: experiments and modelling. *Proceedings of the European Combustion Meeting (March 30-April 2, 2015, Budapest, Hungary)*.
21. Talantov A.V. *Osnovy teorii goreniya: ucheb. posobie. Ch. 1* [Fundamentals of the theory of combustion: textbook]. Kazan: Kazan Aviation Institute Publ., 1975. 253 p.
22. Shchelkin K.I., Troshin Ya.K. *Gazodinamika goreniya* [Combustion gas dynamics]. Moscow: AN SSSR Publ., 1963. 254 p.
23. Il'yashenko S.M., Talantov A.V. *Teoriya i raschet pryamotoknykh kamer sgoraniya: ucheb. posobie* [Theory and calculation of direct-flow combustion chambers]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1964. 306 p.
24. Zuev V.S., Skubachevskiy L.S. *Kamery sgoraniya vozdušno-reaktivnykh dvigateley: ucheb. posobie* [Combustion chambers of air-jet engines: textbook]. Moscow: Oborongiz Publ., 1958. 214 p.
25. Inozemtsev A.A., Konyaev E.A., Medvedev V.V., Nerad'ko A.V., Ryassov A.E. *Aviatsionnyy dvigatel' PS-90A* [Aviation engine PS-90A]. Moscow: FIZMATLIT Publ., 2007. 320 p.
26. Kutsenko Yu.G. *Chislennyye metody otsenki emissionnykh kharakteristik kamer sgoraniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Numerical methods for evaluating the emission characteristics of combustion chambers of gas turbine engines]. Ekaterenburg – Perm: Ural Branch of the Russian Academy of Sciences Publ., 2006. 140 p.
27. Cen Z.L., Zhao J.G., Shen B.X. A comparative study of omega RSM and RNG k- ϵ model for the numerical simulation of a hydrocyclone. *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering*. 2014. V. 33, Iss. 3. P. 53-61.
28. Aleksandrov Y.B., Sabirzyanov A.N., Yavkin V.B. Influence of simplifying a geometrical model of the gas turbine engine combustion chamber on the results of numerical modeling. *Russian Aeronautics*. 2017. V. 60, Iss. 4. P. 575-582. DOI: 10.3103/S1068799817040146