

DOI: 10.15593/2224-9982/2021.65.01

УДК 629.7.036.3: 621.43.056

Ю.Б. Александров, Т.Д. Нгуен, Б.Г. Мингазов

Казанский национальный исследовательский
технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, Россия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕЧЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты исследования гидравлических характеристик на примере камеры сгорания авиационного двигателя ПС-90А. Рассмотрена математическая модель газодинамики камеры сгорания, основанная на базе уравнений одномерного стационарного течения. В одномерной постановке проанализировано изменение параметров по тракту камеры сгорания для различных режимов работы двигателя: от малого газа до взлетного. Граничные условия для каждого режима были получены по итогам термогазодинамического расчета. Все режимы работы камеры сгорания рассматривались с горением и без горения жидкого топлива. Численная трехмерная модель предусматривала расчет одного сектора камеры сгорания, содержащего одну жаровую трубу трубчато-кольцевого типа с концентрично установленным двухрядным завихрителем. Сеточная модель была выбрана по результатам расчета из нескольких вариантов по условию сеточной независимости выбранных параметров. В расчете учитывались эффекты турбулентности, химического взаимодействия топлива с воздухом, поступающего от компрессора двигателя. Для достоверности распределения температуры в области жаровой трубы производился расчет с учетом модели лучистого теплообмена. Расчет горения предварительно не перемешанной смеси проводился в неадиабатической постановке с применением модели тонкого фронта пламени и в газофазном приближении. Описываются основные особенности течения и изменения давления и скорости потоков в проточной части камеры сгорания. Установлено, что основные потери возникают в диффузоре и фронтном устройстве камеры сгорания. Произведено сравнение полученных результатов в одномерной постановке с численными расчетами в трехмерной постановке, которое показало их соответствие друг другу с допустимым уровнем отклонения.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, одномерный расчет, численное моделирование, модель вязкости, модель горения, лучистый теплообмен, гидравлические потери, диффузор, фронтное устройство, жаровая труба.

Yu.B. Aleksandrov, T.D. Nguyen, B.G. Mingazov

Kazan National Research Technical University named
after A.N. Tupolev – KAI, Kazan, Russian Federation

DETERMINATION OF HYDRAULIC LOSSES BASED ON FLOW SIMULATION IN THE ELEMENTS OF THE COMBUSTION CHAMBER OF A GAS TURBINE ENGINE

The article presents the results of the study of hydraulic characteristics using the example of the combustion chamber of the aircraft engine PS-90A. A mathematical model of gas dynamics of the combustion chamber based on the equations of one-dimensional stationary flow is considered. In a one-dimensional formulation, the change in parameters along the path of the combustion chamber is analyzed for various modes of engine operation, from idle to takeoff. The boundary conditions for each model were obtained based on the results of thermogasdynamic calculations. All modes of operation of the combustion chamber were considered with combustion and without combustion of liquid fuel. The numerical three-dimensional model provided for the calculation of one sector of the combustion chamber containing one flame tube of a tubular-annular type with a concentrically installed two-row swirler. The grid model was selected based on the calculation results from several options according to the condition of grid independence of the selected parameters. The calculation took into account the effects of turbulence, chemical interaction of fuel with air supplied from the engine compressor. For the reliability of the temperature distribution in the area of the flame tube, a calculation was made taking into account the model of radiant heat transfer. The calculation of the combustion of a premixed mixture was carried out in a non-adiabatic formulation using the model of a thin flame front and in the gas-phase approximation. The main features of the flow and changes in pressures and flow rates in the flow path of the combustion chamber are described. It has been established that the main losses occur in the diffuser and the frontal arrangement of the combustion chamber. A comparison of the results obtained in a one-dimensional formulation with numerical calculations in a three-dimensional formulation was made, which showed their correspondence with each other with the permissible level of deviation.

Keywords: gas turbine engine, combustion chamber, one-dimensional calculation, numerical simulation, viscosity model, combustion model, radiant heat transfer, hydraulic losses, diffuser, flame tube head, flame tube.

Введение

Современный газотурбинный двигатель (ГТД) состоит из множества узлов, определяющих его эффективность, одним из которых является камера сгорания (КС). Элементы камеры сгорания оказывают определенное сопротивление течению воздушного потока, в результате которого возникают гидравлические потери, вследствие вязкости газа и взаимодействия потоков при смещении в камере сгорания [1, 2]. Значение потерь давления связано со сложностью движения воздуха в диффузоре, с внезапными расширениями потока, прохождением через различные отверстия в жаровой трубе и завихрителя, поворотами и смещением потоков, обтеканием элементов конструкции, а также с горением. Гидравлическое сопротивление камеры сгорания должно быть минимальным при сохранении ее основных характеристик на требуемом уровне [3–7]. С увеличением гидравлических потерь экономичность двигателя падает, поэтому на практике следует минимизировать гидравлические потери. Однако, с другой стороны, необходимость обеспечения устойчивого горения, высокой полноты сгорания и низкой неравномерности температурных полей на выходе требует поддержания высоких скоростей струй воздуха в жаровой трубе и высокой степени турбулентности, что ведет к увеличению гидравлических потерь. Следовательно, при создании камер сгорания необходимо проводить тщательный анализ характера течения в ее элементах и принимать компромиссные решения при формировании ее конструктивного облика и распределении гидравлических потерь. В настоящее время широкую популярность получили трех- и четырехмерные численные методы расчета, позволяющие проводить работы по оптимизации конструкции КС. Недостатком таких подходов является значительная продолжительность решения задачи. Несмотря на то, что современные вычислительные станции обладают высокой производительностью, мощностей в основном бывает недостаточно для проведения многопараметрического анализа оптимальной конструкции КС. Работа может продолжаться месяцы и годы. В этой связи возможно применение упрощенных аналити-

ческих методик на предварительном этапе проектирования или решения оптимизационных задач. Это позволит исключить основное количество детальных трехмерных расчетов и сократить время работ. В данной работе рассматриваются только гидравлические аспекты работы камеры сгорания и ставятся следующие цели.

Цели исследования

1. Создание аналитических зависимостей для расчета гидравлических потерь на основе одномерного моделирования течения в камере сгорания ГТД.
2. Определение закономерностей изменения гидравлических потерь по тракту камеры сгорания и влияния на них режимов ее работы.

Моделирование течения

Конструкция камеры сгорания выполнена таким образом, что параметры газового потока претерпевают существенное изменение по мере его движения к выходу. Вначале в диффузоре поток затормаживается до приемлемых условий со скорости 120 м/с до 50 м/с. Затем он разделяется на три части: течение внутри жаровой трубы и течение в кольцевых каналах (КК) между внешними и внутренними стенками камеры и жаровой трубы. Гидравлические потери связаны с потерей полного давления потока по длине камеры сгорания и оцениваются с помощью коэффициента восстановления полного давления.

$$\sigma_{\text{КС}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}^*}{P_{\text{ВХ}}^*} = 1 - \frac{\Delta P_{\text{КС}}^*}{P_{\text{ВХ}}^*},$$

где $P_{\text{ВХ}}^*$, $P_{\text{ВЫХ}}^*$ – значение абсолютного (с учетом компрессора) давления на входе и выходе КС; $\Delta P_{\text{КС}}^*$ – разность значений давления на входе и выходе из камеры, $\Delta P_{\text{КС}}^* = P_{\text{ВХ}}^* - P_{\text{ВЫХ}}^*$.

Гидравлическое качество камеры сгорания обычно оценивается коэффициентом $\xi_{\text{КС}}$, равным отношению потери полного давления к динамическому $\rho W_{\text{КС}}^2 / 2$ на входе в камеру, т.е.

$$\xi_{\text{КС}} = \frac{2\Delta P_{\text{КС}}^*}{\rho W_{\text{КС}}^2}.$$

Данный коэффициент практически не зависит от режимов работы камеры, определяется лишь ее конструкцией и характеризует гидравлическое качество камеры, т.е. для данной конструкции камеры сгорания величина гидравлического коэффициента потерь практически не меняется с изменением параметров на входе. Для каждого элемента камеры сгорания экспериментально определяются коэффициенты $\xi_{КС}$ путем холодных продувок, которые затем используются при расчете гидравлических потерь камеры сгорания.

Проходные сечения каналов и отверстий должны обеспечивать оптимальное распределение воздуха по длине жаровой трубы. Если рассмотреть схему течения, показанную на рис. 1, то можно выявить основные определяющие параметры и составить физическую картину взаимодействия потоков в КС.

Поток газа, проходящий через фронтальное устройство, имеет индекс «Г». Воздух, проходящий через КК, обозначается индексом «В». Параметры до отверстия в жаровой трубе обозначаются как i , а после отверстия $i+1$. Основной задачей моделирования такого течения является определение параметров потоков – скорости, давления, температуры – по длине КС на участках, ограниченных сечениями $i, i+1, \dots, i+n$. В результате модель газодинамики КС основана на следующих допущениях:

1. Область течения для трубчатых и трубчато-кольцевых камер разбивается на две части (охлаждающий кольцевого канала (КК), жаровую трубу (ЖТ)), а для кольцевых – на три (две области КК, внешняя, внутренняя и ЖТ).

2. Параметры потока по поперечному сечению постоянны, а по длине КС изменяются скачкообразно на границах участков, которые определяются местами подвода вторичного воздуха в область ЖТ. В пределах участков параметры потока постоянны. Разбиение на участки производится так, что в пределах участка располагается, как правило, одно отверстие или щель.

3. Перемешивание струй, втекающих в ЖТ из КК, происходит мгновенно (это предположение обоснованно и справедливо только для расчета газодинамики).

4. При перетекании через отверстия в стенках ЖТ поток считается несжимаемым.

Математическая модель газодинамики КС построена на базе уравнений одномерного стационарного течения в канале с проницаемыми стенками и переменной площадью поперечного сечения.

В качестве исходной системы уравнений была выбрана полученная в работе [8] система уравнений в пренебрежении нестационарными членами в уравнениях. Запишем исходные дифференциальные уравнения:

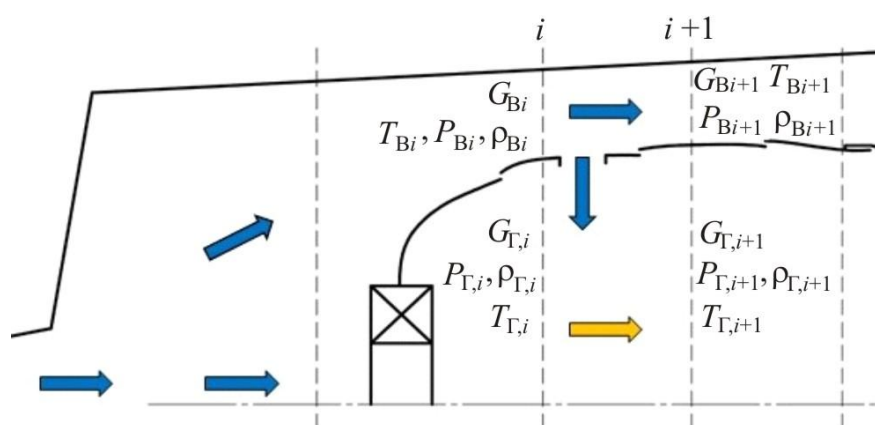


Рис. 1. Схема течения потоков в КС: $G_{Вi}, G_{Гi}; T_{Вi}, T_{Гi}; P_{Вi}, P_{Гi}; \rho_{Вi}, \rho_{Гi}$ – расход воздуха, температуры, давления и плотности в жаровой трубе и в КК охлаждения в i -м сечении; $G_{Вi+1}, G_{Гi+1}; T_{Вi+1}, T_{Гi+1}; P_{Вi+1}, P_{Гi+1}; \rho_{Вi+1}, \rho_{Гi+1}$ – расход воздуха, температуры, давления и плотности в жаровой трубе и в КК охлаждения в $(i+1)$ -м сечении

– неразрывности:

$$\frac{d}{dx}(F\rho W) + \dot{m}_w + \dot{m}_v = 0;$$

– движения:

$$\frac{d}{dx}(F\rho W^2) + F \frac{dP}{dx} + \dot{m}_w W = 0;$$

– энергии:

$$\frac{d}{dx}(F\rho WE) + \frac{d}{dx}(FPW) + \dot{m}_w \left(c_p T + \frac{W^2}{2} \right) + Q_g - Q_v = 0,$$

где W , ρ , P , T – скорость, плотность, давление и температура потока; F – площадь поперечного сечения канала; E – полная энергия единицы массы газа, $E = \frac{W^2}{2} + c_v T$; c_v , c_p – теплоемкость при постоянном объеме и постоянном давлении; \dot{m}_v – изменение массы газа вследствие испарения жидкого топлива; \dot{m}_w – массовый расход через отверстия стенки ЖТ; Q_g – тепло, подведенное к потоку при горении; Q_v – тепло, отведенное от потока при испарении жидкого топлива.

Здесь параметр, учитывающий изменение площадей отверстий,

$$\dot{m}_w = c\mu\sqrt{2\Delta P\rho},$$

где $c = \frac{dF_0}{dx}$; F_0 – суммарная площадь отверстий в стенке КС; ΔP – перепад давления на перфорированной стенке; μ – коэффициент расхода.

Для тестирования разработанной модели были проведены расчеты камеры сгорания авиационного двигателя ПС-90А, геометриче-

ские характеристики которой приведены в книге [9]. В качестве исходных параметров были рассмотрены пять режимов, которые выбирались по итогам термогазодинамического расчета двигателя (таблица).

Одномерное моделирование течения в камере сгорания

Основные характеристики камеры сгорания можно определить с помощью одномерной модели камеры сгорания, описание которой представлено в книге [8]. Данная модель основана на одномерной постановке протекания процессов смесеобразования и выгорания топлива с использованием закономерностей теории турбулентного распространения пламени. Данный подход позволяет увязать внутрикамерные процессы с геометрическими характеристиками и установить закономерности формирования основных выходных параметров камеры сгорания. В качестве примера на рис. 2 представлены расчетный облик КС ПС-90А и графики изменения температуры газа, полноты сгорания и скорости по тракту КС, полученные с помощью данной программы для двух режимов работы. Здесь же представлены выходные параметры камеры сгорания, полученные на основе одномерного моделирования.

Как видно из приведенных графиков, одномерная модель позволяет определить распределение основных параметров в жаровой трубе для различных режимов работы, при этом оперативно и с минимальными затратами времени. Более точные результаты можно получить на основе трехмерного моделирования, которое требует больших временных затрат, однако дополняет одномерные расчеты и позволяет проверить достоверность полученных закономерностей.

Результаты расчетов потери полного давления

Номер режима	P_K^* , Па	T_K^* , К	G_B , кг/с	α	Расчет потерь на КС, $\Delta\sigma_{КС}$ %			
					без горения, $\alpha = \infty$		с горением, $\alpha = 2,94...6,19$	
					1D	3D	1D	3D
1	3 074 454	856,0	79,32	2,94	4,24	4,21	4,73	4,79
2	1 750 104	713,5	50,64	3,96	4,33	4,71	4,65	5,43
3	1 217 421	655,8	36,36	4,12	4,19	3,75	4,63	4,72
4	8054 01	579,6	26,16	5,24	4,28	4,57	4,37	4,75
5	4610 70	490,9	16,2	6,19	4,10	4,67	4,22	4,83

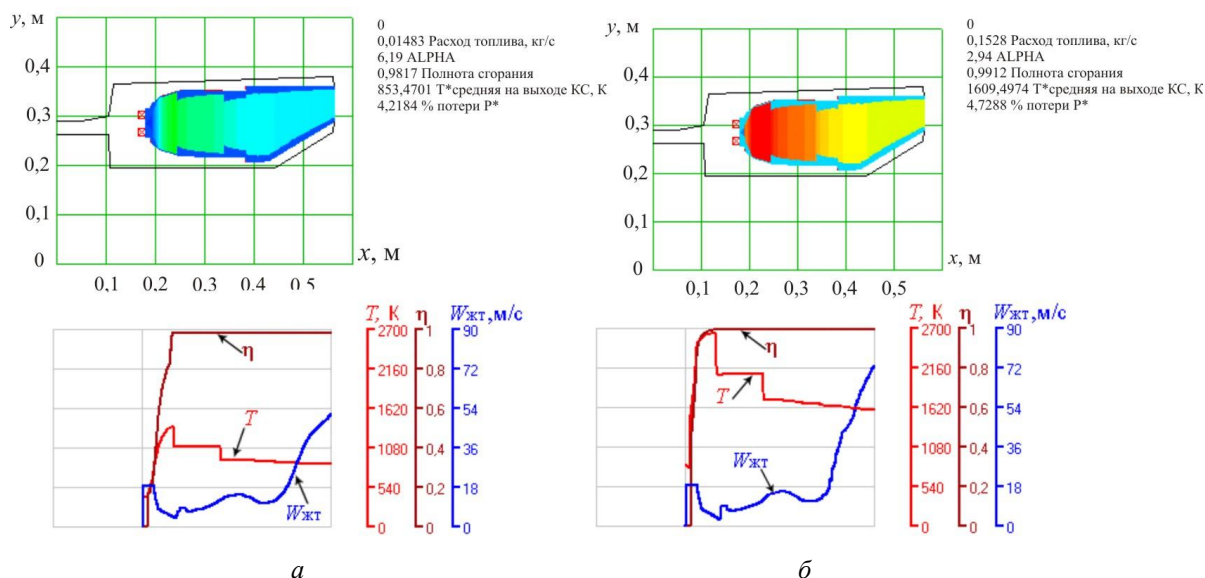


Рис. 2. Изменение параметров по тракту по одномерному расчету КС:
 а – режим «малого» газа, $\alpha = 6,19$; б – основной режим, $\alpha = 2,94$

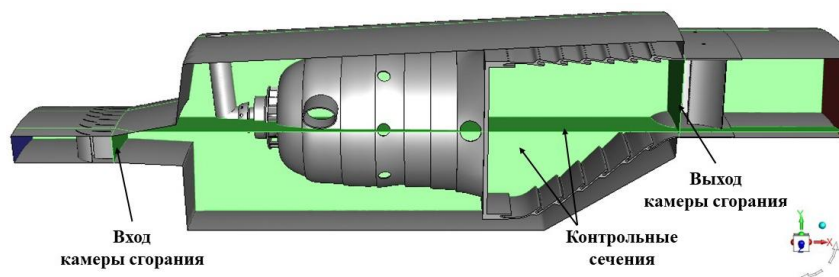


Рис. 3. Трехмерная численная модель трубчато-кольцевой камеры сгорания

Трехмерный расчет моделирования течения в камере сгорания

Расчеты выполнялись в среде Fluent ANSYS V 19.2 Academic. Было проведено тестирование сеток с различными типами сеточных элементов, размерами и количеством. Наилучшее соответствие сеточной независимости получено на полиэдральной сетке с 10 млн элементов, имеющей сгущение в пристеночных областях. По рекомендациям в работах [10, 11] была выбрана модель турбулентности $k-\epsilon$ RNG (рис. 3). Для моделирования процесса горения использовалась модель тонкого фронта пламени Flamelet с редуцированным химическим механизмом горения керосина Jet-A, включающим 17 индивидуальных веществ, с учетом четырех атомарных веществ и 28 химических реакций [12]. Расчет испарения жидкого топлива не

проводился в предположении того, что при высоких температурах в ЖТ жидкая фаза практически мгновенно переходит в газофазное состояние. В расчете проводился учет теплообмена через стенку жаровой трубы и излучения раскаленных продуктов сгорания с использованием модели лучистого теплообмена DO. Выбор модели лучистого теплообмена производился согласно рекомендациям [13–15], из которых следует, что модель дискретных ординат (DO) для расчетов камер сгорания хорошо согласуется с экспериментом. Задача решалась в стационарной постановке с применением сопряженного решателя по давлению Pressure Based Coupled Solver (PBCS).

На рис. 4 и 5 приведены поля давления в продольном сечении камеры сгорания, полученные численным методом для режима № 3 без горения и с горением.

Цветовой заливкой на рис. 4 и 5 показано распределение избыточных полных давлений относительно опорного, в качестве которого принималось давление на выходе из компрессора. Шкалы для сравнения выбирались одинаковыми, синему цвету соответствует нижняя граница значений $5 \cdot 10^3$, а красный соответствует максимуму $2 \cdot 10^5$. Отличием

двух режимов друг от друга являются повышенные давления в области ЖТ для расчета с горением. Наличие тепловых потерь в ЖТ при повышении температуры также приводит к росту гидравлических потерь в целом по КС, что можно наблюдать на рис. 4 и 5 по изменению давления в диффузоре и КК.

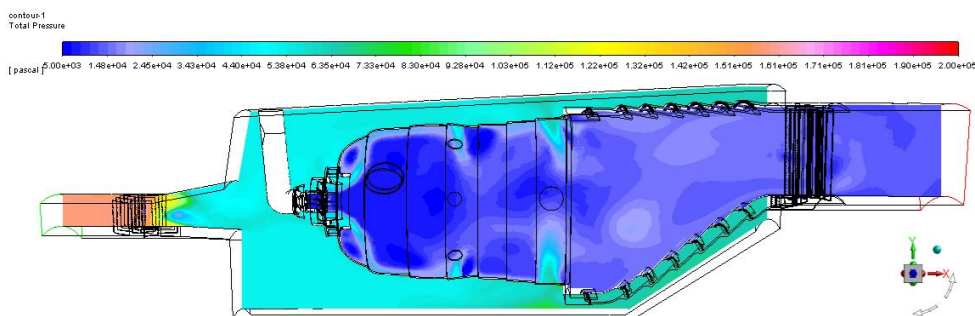


Рис. 4. Распределение давления в области КС без учета процесса горения, режим № 3 (см. таблицу)

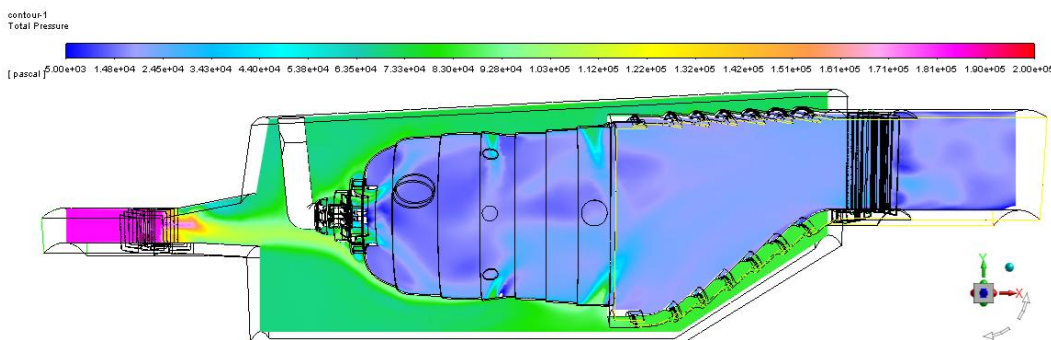


Рис. 5. Распределение давления в области КС с учетом процесса горения, режим № 3 (см. таблицу), при $\alpha = 4,12$, $T_K^* = 655,8$, $P_K^* = 1\,217\,421$ Па

На рис. 6 и 7 приведены поля скоростей в продольном сечении камеры сгорания. При горении структура потока характеризуется более высокими скоростями и перестройкой пер-

вичной зоны. Особенно сильно заметны изменения в размерах области зоны обратных токов от завихрителя и в полости наружного контура от диффузора до фронтального устройства.

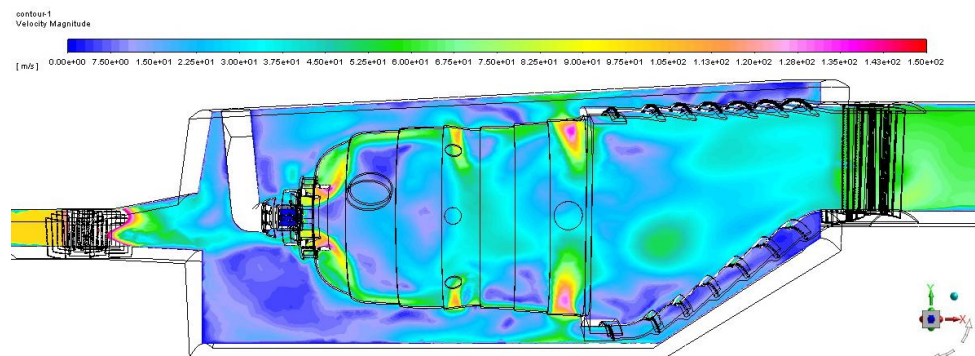


Рис. 6. Поле скоростей в области КС без учета процесса горения, режим № 3 (см. таблицу)

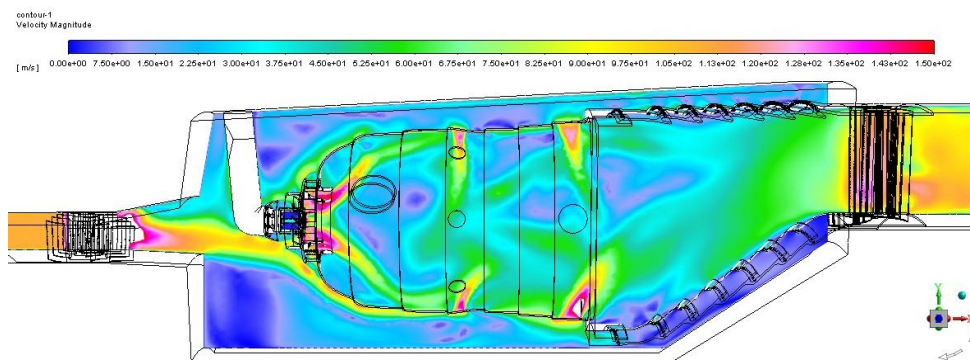


Рис. 7. Поле скоростей в области КС с учетом процесса горения, режим № 3 (см. таблицу), при $\alpha = 4,12$, $T_K^* = 655,8$, $P_K^* = 1\,217\,421$ Па

Для определения интегральных параметров вся КС в продольном направлении разделялась с помощью контрольных сечений, в которых вычислялись среднемассовые значения параметров. Распределение среднерасходных скоростей в отсутствие горения представлено на рис. 8, а. Анализ показал, что скорость по длине жаровой трубы сначала падает вследствие увеличения поперечного сечения относительно узкого проходного канала установки лопаточного завихрителя, а затем остается практически постоянной (около 10 м/с) до мест подвода вторичного воздуха через смесительные отверстия. Этот подвод воздуха приводит к увеличению скорости потока в жаровой трубе до 50 м/с. Скорость в отверстиях подвода вторичного воздуха остается приблизительно постоянной – 90 м/с до подвода воздуха через патрубки трубчатой части камеры, затем возрастает до 110 м/с, что связано с увеличением перепада давления на

отверстиях по длине КК вследствие снижения статического давления в ЖТ.

Для режима с горением наблюдается аналогичная картина (рис. 8, б). Скорость газа в ЖТ от начального значения около 40 м/с снижается до 15 м/с и затем остается почти постоянной до входа в кольцевой участок КС, где скорость возрастает до ~90 м/с. Скорость вторичного воздуха, подаваемого через отверстия в ЖТ, возрастает в большей степени, чем для режима без горения, и в последних рядах достигает 120–150 м/с. Приведенная расчетная картина распределения скоростей в жаровой трубе соответствует распределению значений давления в жаровой трубе ввиду их пропорциональности. На графиках рис. 8 проведено сопоставление расчетных закономерностей в одно- и трехмерных постановках. Результаты сравнения показывают их качественную и количественную сходимость в области жаровой трубы камеры сгорания.

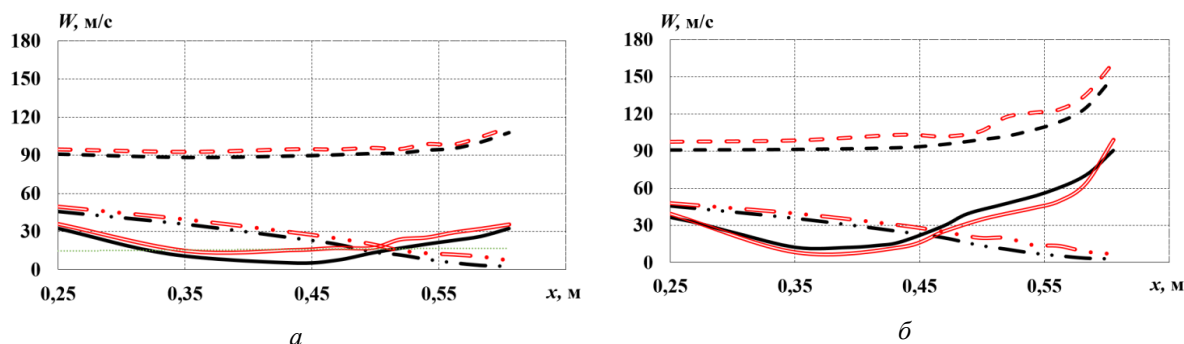


Рис. 8. Распределение скоростей по длине жаровой трубы КС: *a* – режим без горения; *б* – режим с горением, где результаты одномерного расчета: — — — скорость в жаровой трубе; —♦♦— скорость в кольцевом канале охлаждения; —■— скорость в отверстиях. Результаты трехмерного расчета: — — — — — скорость в жаровой трубе; —♦♦— — — — — скорость в кольцевом канале охлаждения; — — — — — скорость в отверстиях

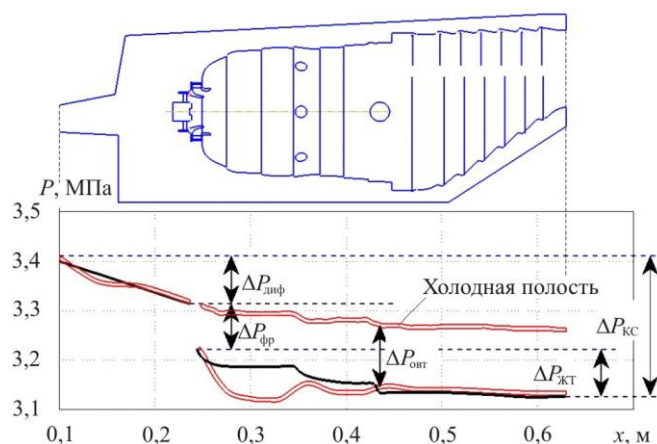


Рис. 9. Изменение полного давления P^* по тракту КС: — — одномерный расчет; — — трехмерный расчет, $P_K^* = 3\,074\,454$ Па; $T_K^* = 856,0$ К; $G_B = 79,32$ кг/с; $\alpha = 2,94$

Проведенные расчеты гидравлических характеристик КС в одно- и трехмерной постановках также сопоставлялись между собой. На рис. 9 в качестве примера показано распределение абсолютного значения полного давления по тракту камеры сгорания, выполненного для режима № 1 (см. таблицу).

Из анализа приведенных графиков следует, что основное падение полного давления происходит в диффузоре и фронтном устройстве жаровой трубы. Чуть меньший вклад вносят потери по длине жаровой трубы. Как уже говорилось, после диффузора поток условно делится на два направления: в первом направлении: воздух протекает в холодные полости между обечайкой и жаровой трубой, а во втором проходит через фронтное устройство. Оба потока встречаются в жаровой трубе. Распределение полного давления по длине жаровой трубы показывает влияние на потери полного давления от завихрителя, создающего закрученный поток и зону обратных токов. Благодаря наличию положительного перепада давления на стенках жаровой трубы происходит втекание струй воздуха в ее полость. На таких участках в ЖТ наблюдается не уменьшение, а напротив, увеличение полного давления. С другой стороны, в ЖТ процесс горения способствует увеличению скорости газового потока и интенсификации потерь давления.

Сравнение результатов одномерного и трехмерного расчетов показывает их схожую зависимость, но численно имеющую некоторое различие. По распределению давления в диффузорном канале наблюдается довольно хорошее совпадение на входе и выходе из него.

По длине жаровой трубы имеется сопоставление давлений на фронте и выходе из него, а далее наибольшие различия наблюдаются в области образования зоны обратных токов от завихрителя (примерно 3 %). Затем по мере втекания струй вторичного воздуха картина распределения давления по длине ЖТ становится более сопоставимой с трехмерным расчетом и измеренная погрешность на выходе из жаровой трубы составляет не более 0,3 %. Расчет суммарных потерь полного давления по тракту камеры проводился по формуле

$$\Delta\sigma_{КС} = \frac{P_{ВХ}^* - P_{ВЫХ}^*}{P_{ВХ}^*} \cdot 100 \%$$

Результаты расчетов сведены в таблицу.

Суммарные гидравлические потери, рассчитанные по одномерному и трехмерному вариантам для режимов с горением и без горения, практически совпадают, как это видно из таблицы.

Рассмотренные распределения интегральных характеристик имеют сопоставимый характер распределения по длине камеры сгорания и численные значения с допустимыми отклонениями для инженерных расчетов, что свидетельствует о возможности применения рассмотренного метода в оперативных расчетах при доводке и проектировании вновь создаваемых камер сгорания.

Выводы

Разработанная аналитическая модель позволяет проводить расчет гидравлических потерь и скорости потоков в жаровой трубе каме-

ры сгорания. Проведенные одномерные расчеты газодинамики течений и гидравлических потерь в камере сгорания сопоставлены с результатами трехмерного моделирования и показали возможность применения одномерной модели при проектировании и доводке камеры сгорания. Установлено, что полученные результаты по одномерной модели соответствуют детальным численным расчетам с погрешностью, допустимой в инженерных практике.

Библиографический список

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas turbine combustion-alternative fuels and emissions. – 3 ed. – CRC Press, 2010. – 560 p.
2. Абрашкин В.Ю., Юдин П.Е. Поля температур и гидравлические потери в камерах сгорания мало-размерных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2007. – № 2. – С. 9–14.
3. Determination of hydraulic resistance of the aerothermopressor for gas turbine cyclic air coling / D. Konovalov, H. Kobalava, M. Radchenko, I.C. Scurtu, R. Radchenko // TE-RE-RD 2020. – E3S Web of Conferenes. – 2020. – No. 01012. – P. 1–14.
4. Dzida M., Kosowski K. Exp. investigations of pressure drop in the combustion chamber of gas turbine // THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. – 89-GT-247. – New York: N.Y., 1989. – 4 p.
5. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Фасил Али Гугсса Исследование влияния режимных и геометрических параметров на характеристики отрывного диффузора камеры сгорания // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы междунар. науч.-техн. конф., г. Самара, 21–23 июня 2006 г. / СГАУ. – Самара, 2006. – Т. 1. – С. 214–215.
6. Веретенников С.В., Пиралишвили Ш.А., Фасил Али Гугсса. Аэродинамика диффузоров камер сгорания современных ГТД // Авиакосмическое приборостроение. – 2007. – № 9. – С. 9–15.
7. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Фасил Али Гугсса. Экспериментальное исследование влияния геометрических и режимных параметров на эффективность отрывного диффузора камеры сгорания ГТД // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: материалы XVI школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева, г. Санкт-Петербург, 21–23 мая 2007 г. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – Т. 1. – С. 86–89.
8. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. Конструкция, моделирование процессов и расчет: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2006. – 220 с.
9. Авиационный двигатель ПС-90А / А.А. Иноземцев, Е.А. Коняев, В.В. Медведев, А.В. Нерадько, А.Е. Ряссов. – М.: Либра-К, 2007. – 320 с.
10. Nguyen T.D., Aleksandrov Yu.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet // AIP Conference Proceedings 2211. – 2020. – 040007. – 8 p. – URL: <https://doi.org/10.1063/5.0003049> (accessed 31 March 2020).
11. Моделирование эмиссионных характеристик камер сгорания ГТД / А.Н. Сабирзянов, В.Б. Явкин, Ю.Б. Александров, А.Н. Маркушин, А.В. Бакланов // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. – 2014. – № 2. – С. 62–70.
12. Molnar M., Marek C. Reduced equations for calculating the combustion rates of jet-A and methane fuel // NASA/TM. – 2003. – 212702.
13. Куценко Ю.Г. Численные методы оценки эмиссионных характеристик камер сгорания газотурбинных двигателей / УрО РАН. – Екатеринбург; Пермь, 2006. – 140 с.
14. ANSYS Fluent Theory Guide, Release 18.1 / ANSYS, Inc. – 2017. – 868 p.
15. Садыков А.В., Бутяков М.А. К решению уравнения переноса излучения методом дискретных ординат // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. – 2017. – № 19(5-6). – С. 25–34.

References

1. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas Turbine Combustion-Alternative Fuels and Emissions [Text]. Third ed, CRC Press, 2010, 560 p.
2. Abrashkin V.Yu., Yudin P.E. Polya temperatur i gidravlicheskiye poteri v kamerakh sgoraniya malorazmernykh gazoturbinnnykh dvigateley [Temperature fields and hydraulic losses in combustion chambers of small-sized gas turbine engines]. *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, no 2, 2007. pp. 9-14.
3. Dmytro Konovalov, Halina Kobalava, Mykola Radchenko, Ionut-Cristian Scurtu, Roman Radchenko. Determination of hydraulic resistance of the aerothermopressor for gas turbine cyclic air cooling. *TE-RE-RD 2020. E3S Web of Conferences* 180, 01012 (2020). pp. 1-14.
4. Marek Dzida, Krzysztof Kosowski. Experimental Investigations of Pressure Drop in the Combustion Chamber of Gas Turbine. *THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 89-GT-247*. New York. N.Y., 1989, 4 p.

5. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V., Fasil Ali Gugssa. Issledovaniye vliyaniya rezhimnykh i geometricheskikh parametrov na kharakteristiki otrывnogo diffuzora kamery sgoraniya [Investigation of the influence of operating and geometric parameters on the characteristics of the detachable diffuser of the combustion chamber]. *Problems and prospects for the development of engine building: materials of the International Scientific and Technical Conference*. Samara: SSAU, 2006, vol.1, pp. 214-215.

6. Veretennikov S.V., Piralishvili Sh.A., Fasil Ali Gugssa. Aerodinamika diffuzorov kamer sgoraniya sovremennykh GTD [Aerodynamics of diffusers of combustion chambers of modern gas turbine engines]. *Aerospace Instrument-Making*, 2007, no. 9, pp. 9-15.

7. Piralishvili Sh.A., Veretennikov S.V., Fasil Ali Gugssa. Eksperimentalnoye issledovaniye vliyaniya geometricheskikh i rezhimnykh parametrov na effektivnost otrывnogo diffuzora kamery sgoraniya GTD [Experimental study of the influence of geometric and operating parameters on the efficiency of the detachable diffuser of the combustion chamber of a gas turbine engine]. *Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh: materials of the XVI School-Seminar for Young Scientists and Specialists under the guidance of Academician of the Russian Academy of Sciences*. Ed by A.I. Leontiev/ Moscow: Publishing house of MEI, 2007, Vol. 1, pp. 86-89.

8. Mingazov B.G. Kamery sgoraniya gazoturbinykh dvigateley. Konstruktsiya, modelirovaniye protsessov i raschet: [Combustion chambers of gas turbine engines. Design, process modeling and calculation: Textbook]. Second edition, revised. Kazan: Kazan Publishing House. state tech. University, 2006, 220 p.

9. Inozemtsev A.A., Konyaev E.A., Medvedev V.V., Neradko A.V., Ryassov A.E. Aviatsonnyy dvigatel PS-90A [Aviation engines PS-90A]. Moscow: Libra-K, 2007, 320 p.

10. Nguyen T.D., Aleksandrov Yu.B., Mingazov B.G. Study of mixing in a swirling jet. AIP Conference Proceedings 2211, 040007, 2020, 8 p. available at: URL: <https://doi.org/10.1063/5.0003049> (accessed 31 March 2020).

11. Sabirzyanov A.N., Yavkin V.B., Aleksandrov Yu.B., Markushin A.N., Baklanov A.V. Modelirovaniye emissionnykh kharakteristik kamer sgoraniya GTD [Modeling of emission characteristics of gas turbine engine combustion chambers]. *Vestnik KSTU name after A.N. Tupolev*, 2014, pp. 62-70.

12. Molnar M., Marek C. Reduced Equations for Calculating the Combustion Rates of Jet-A and Methane Fuel. NASA/TM-2003-212702.

13. Kutsenko Yu.G. Chislennyye metody otsenki emissionnykh kharakteristik kamer sgoraniya gazoturbinykh dvigateley [Numerical methods for evaluating the emission characteristics of combustion chambers of gas turbine engines]. Yekaterinburg-Perm: Ur. O RAN, 2006, 140 p.

14. ANSYS Fluent Theory Guide, Release 18.1. ANSYS, Inc., 2017, 868 p.

15. Sadykov A.V., Butyakov M.A. K resheniyu uravneniya perенosa izlucheniya metodom diskretnykh ordinat [On the solution of the radiation transfer equation by the method of discrete ordinates]. *Power engineering: research, equipment, technology*, 2017, no.19 (5-6), pp. 25-34.

Об авторах

Александров Юрий Борисович (Казань, Россия) – кандидат химических наук, доцент кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки», КНИТУ им. А.Н. Туполева – КАИ (420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: alexwischen@rambler.ru).

Нгуен Тхэ Дат (Казань, Россия) – аспирант кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки», КНИТУ им. А.Н. Туполева – КАИ (420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: nguyenthedat1609@gmail.com).

Мингазов Биал Галавдинович (Казань, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Реактивные двигатели и энергетические установки», КНИТУ им. А.Н. Туполева – КАИ (420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 10, e-mail: bgmingazov@kai.ru).

About the authors

Yuri B. Aleksandrov (Kazan, Russian Federation) – Associate Professor, CSc in Chemistry Sciences of Jet Engines and Power Plants Department, KNRTU – KAI named after A.N. Tupolev (10, Karl Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: Alexwischen@rambler.ru).

Nguyen The Dat (Kazan, Russian Federation) – PhD Student of Jet Engines and Power Plants Department, KNRTU – KAI named after A.N. Tupolev (10, Karl Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: nguyenthedat1609@gmail.com).

Bilal G. Mingazov (Kazan, Russian Federation) – Professor, Doctor of Technical Sciences of Jet Engines and Power Plants Department, KNRTU – KAI named after A.N. Tupolev (10, Karl Marx st., Kazan, 420111, Russian Federation, e-mail: BGMingazov@kai.ru).

Получено 26.02.2021