

УДК: 519.6

Доводка поля температур на выходе из малоэмиссионной камеры сгорания методами трехмерного моделирования

К. С. Пугач

Всероссийский теплотехнический институт (ВТИ),
Россия, 115280, г. Москва, Автозаводская ул., д. 14

E-mail: kc-vti@bk.ru

*Получено 30 мая 2014 г.
после доработки 17 ноября 2014 г.*

Рассмотрены особенности формирования поля температуры уходящих газов на выходе из малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС) газотурбинных двигателей (ГТД). Показаны основные проблемы, связанные с их доводкой. Представлены результаты численных исследований влияния степени выгорания топлива по длине МЭКС на температурную неравномерность уходящих газов. Проведена оптимизация конструкции смесителя ввода воздуха на разбавление по количеству, форме и местоположению отверстий. Представлена методика разработки смесителя для камер сгорания подобного типа.

Ключевые слова: камера сгорания, газотурбинная установка, профиль температуры, численное моделирование, степень выгорания топлива, отверстия разбавления

Computer simulation for trimming exit temperature profile from low emission combustor

K. S. Pugach

All-Russian Thermal Engineering Institute (VTI), 14 Avtozavodskaya st., Moscow, 15280, Russia

Abstract. — It is discussed peculiarities of forming gas temperature fields in gas turbine engine low emission combustors. It is shown the influence of burn-up rate on combustor outlet temperature and proposed recommendation for design the dilution system for the combustor.

Keywords: combustor, gas turbine, temperature profile, computer simulation, burn-up rate, dilution holes

Citation: *Computer Research and Modeling*, 2014, vol. 6, no. 6, pp. 901–909 (Russian).

Введение

Соблюдение заданного поля температур уходящих газов, поступающих в газовую турбину (ГТ), является одной из главных задач, стоящих перед разработчиками КС и определяющих ресурс газотурбинного двигателя.

Требуемый профиль температур уходящих газов формируется из условий напряжения работы лопаток ГТ. Как правило, для ГТ с охлаждаемыми лопатками требуется, чтобы максимум температур приходился на центральную часть лопатки (с небольшим сдвигом к корню), а минимум — на периферийную часть [Лефевр, 1986]. В техническом требовании к конструкции КС накладываются ограничения на максимальную (θ_{\max}) и среднюю неравномерность температурного поля (θ_{cp}), которые оцениваются по формулам (1, 2):

$$\theta_{cp} = \frac{T_{cpi} - T_{ex}}{T_{cp} - T_{ex}}, \quad (1)$$

где T_{cpi} — средняя температура на i -м радиусе; T_{ex} , температура входящего воздуха; T_{cp} — среднемассовая температура на выходе из КС.

$$\theta_{\max} = \frac{T_{\max i} - T_{ex}}{T_{cp} - T_{ex}}, \quad (2)$$

где $T_{\max i}$ — максимальная температура из T_{cpi} .

Профиль температуры на выходе из КС зависит от многих факторов: от организации процесса горения, режима работы КС и организации ввода вторичного воздуха. Создание малоэмиссионных КС (МЭКС), работающих по принципу сжигания «бедной» топливовоздушной смеси (ТВС), привело к снижению расхода воздуха на охлаждение стенок жаровой трубы (ЖТ), увеличению расхода воздуха через горелочное устройство (ГУ) КС. Это привело к сокращению доли вторичного воздуха, используемого для разбавления уходящих газов и формирования заданного профиля температуры на выходе из КС. Ввиду данных обстоятельств, усложнилась задача по доводке поля температуры. В каждом конкретном случае она требует индивидуального подхода. В диффузионных КС данная задача решалась на заключительном этапе доводки конструкции КС экспериментальными методами. Развитие компьютерных технологий и 3D моделирования позволило сократить количество стендовых экспериментов, дав возможность проводить оценку рабочего процесса, протекающего в КС, по результатам численных расчетов и выявлять взаимосвязи между микро и макро параметрами, понять влияние ряда факторов на ее работу. Это позволило сократить время на оптимизацию элементов конструкции МЭКС. В данной работе численные расчеты проводились при помощи программного комплекса FlowVision.

Объект исследования

Исследуемая МЭКС для ГТЭ-16 ПА реализует принцип сжигания «бедной» предварительно перемешанной топливовоздушной смеси (ТВС). Камера трубчато-кольцевого типа (рис. 1), секционная с выносными горелками, состоит из силового корпуса (1), расположенного между компрессором высокого давления и турбиной высокого давления, 12-ти комплектов горелочных модулей (2) и жаровых труб (3) с газосборниками (4), охлаждающими кожухами (5, 6). Движение подводимого сжатого воздуха и образующихся продуктов сгорания осуществляется по противоточной схеме. Охлаждение жаровых труб — конвективное с интенсификацией оребрением, без ввода воздуха в зону активного горения. Горелочный модуль состоит из двух горелок: основной (ОГ), реализующей принцип гомогенного сжигания (7), и пилотной (ПГ), работающей по принципу диффузионного горения (8).

Назначение пилотной горелки — розжиг камеры сгорания и обеспечение работы ГТУ с холостого хода (ХХ) до 50 % Ne. Основная горелка работает в диапазоне нагрузок ГТУ 0,5–1Ne, обеспечивая низкие выбросы загрязняющих веществ.

Основные параметры работы КС на характерных режимах приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные параметры работы КС

Электрическая мощность N_e , %	Объемный расход воздуха $V_{в}$, м ³ /с	Температура воздуха $T_{в}$, °С	Давление воздуха на входе в КС $P_{в}$, МПа	Коэффициент избытка воздуха α
XX	11.45	235	0.524	6.099
50 %	5.641	386	1.379	3.371
100 %	4.365	465	1.996	2.624

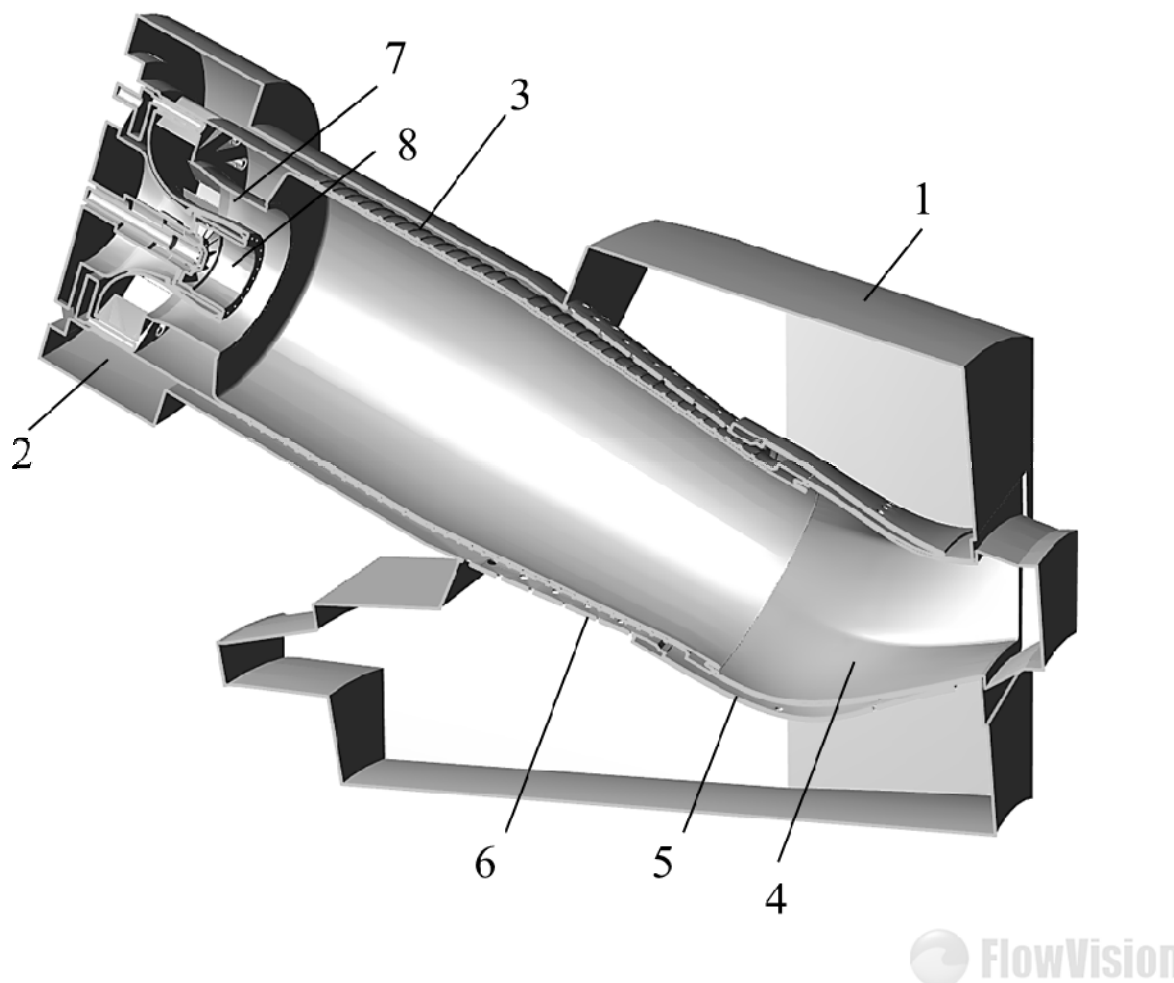


Рис. 1. Продольный разрез модели 1/12 КС, установленной в корпусе ГТУ

Доводка поля температур

Для данной МЭКС, из условия обеспечения современных экологических нормативов и устойчивой работы, было определено количество воздуха на ГУ, которое составило 84 % от общего расхода. В ходе предварительных расчетов была определена эквивалентная площадь, которая соответствует полученному распределению воздуха между ГУ и смесителем для ввода вторичного воздуха на разбавление.

Был рассмотрен ряд вариантов смесителя с разным количеством отверстий при их постоянной суммарной проходной площади, полученной ранее. Предварительные расчеты глубины

проникновения струи, поступающей в сносящий поток, проведенные по формуле (3), показали, что только конструкции с одним или двумя отверстиями обеспечивают пробивную способность до оси КС [Михайлов и др., 1959]

$$H = d \left[0.3 + 0.415 \frac{w_0}{w_{II}} \right] \left(\frac{l}{d} \right)^{0.63}, \quad (3)$$

где d — диаметр отверстия смесителя; w_0 — скорость в отверстиях смесителя; w_{II} — скорость сносящего потока; l — длина пути проникновения.

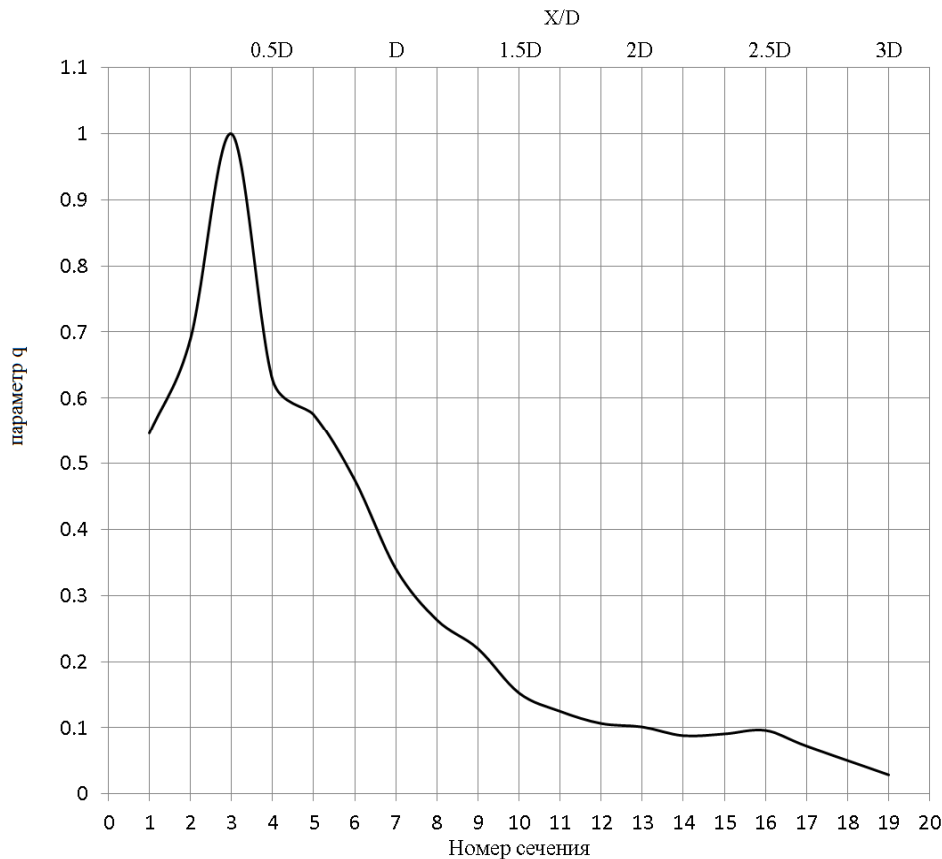


Рис. 2. График интенсивности выгорания топлива по длине КС

Добиться равномерного поля температур при использовании конструкции с одним или двумя отверстиями смесителя оказалось сложной задачей. В данной МЭКС реализуется два способа организации процесса горения (диффузионное и гомогенное), при которых формируются различные температурные поля в объеме ЖТ: при гомогенном горении максимум температур наблюдается в пристеночной области с достаточно низким уровнем температурной неравномерности и хорошим выгоранием топлива; при диффузионном горении, напротив, горячие газы локализуются по оси КС с высокой температурной неравномерностью и локальным максимумом до 1900 °С по оси КС. В диффузионном режиме процесс выгорания топлива продолжается вплоть до выхода из газосборника (рис. 2). Такие параметры рабочего тела на входе в первую ступень газовой турбины неприемлемы даже для кратковременной нагрузки. Именно на режимах работы ГТУ от XX до 50 % нагрузки необходимо обеспечить допустимые локальные максимумы температур на выходе, не превышающие 1500 °С. Максимальная нагрузка, до которой КС работает в диффузионном режиме — это 50 %. На ней достигается максимально возможная локальная температура уходящих газов на выходе из КС. Именно этот режим стал предметом численного исследования и конструкторских решений по выбору конфигурации

смесительных отверстий для ввода вторичного воздуха на разбавление с целью снижения локальных максимумов температуры уходящих газов и формирования приемлемой эпюры температурного поля.

На рисунке 2 представлен график степени выгорания топлива по длине КС, приведенный к максимальному значению выгорания в объеме ЖТ. Сверху — шкала безразмерной длины по оси КС (x/D , где x — текущее значение координаты вдоль оси, D — диаметр жаровой трубы). Начало координат расположено на входном торце ЖТ. Снизу — контрольные сечения (1 соответствует сечению на выходе из диффузора ЖТ, 19 — сечению на выходе из КС).

По оси ординат отложен параметр q , который характеризует интенсивность выгорания горючего (4):

$$q_{\max} = \frac{m_i - m_{i-1}}{B_T} \cdot \frac{1}{q_{\max}}, \quad (4)$$

где m_i, m_{i-1} — массовые доли горючего в двух последовательных сечениях; B_T — расход топлива на 1/12 КС; q_{\max} — максимальное значение параметра q выгорания по длине КС.

Максимальная интенсивность выгорания горючего достигается на расстоянии $L = 1/3D$ (3 сечение), которое приходится на центр зоны рециркуляции (рис. 3), далее происходит снижение интенсивности выгорания. Из графика (рис. 2) видно, что реакция горения продолжается вплоть до выхода из газосборника. Степень выгорания топлива η составляет 96.7%. К 12 сечению (1.83D) выгорает только ~ 86% топлива. В данном случае стоит вопрос оптимального расположения отверстий ввода вторичного воздуха по оси КС: с одной стороны, нужно обеспечить требуемую длину перемешивания горячих газов с охлаждающим воздухом для получения приемлемого профиля температуры, с другой — не помешать процессу выгорания, чтобы не увеличить недожог. За первое приближение было взято 12 сечение (1.83D) для размещения отверстий смесителя и проведена оценка влияния вторичного воздуха на полноту выгорания и поле температур на выходе из КС.

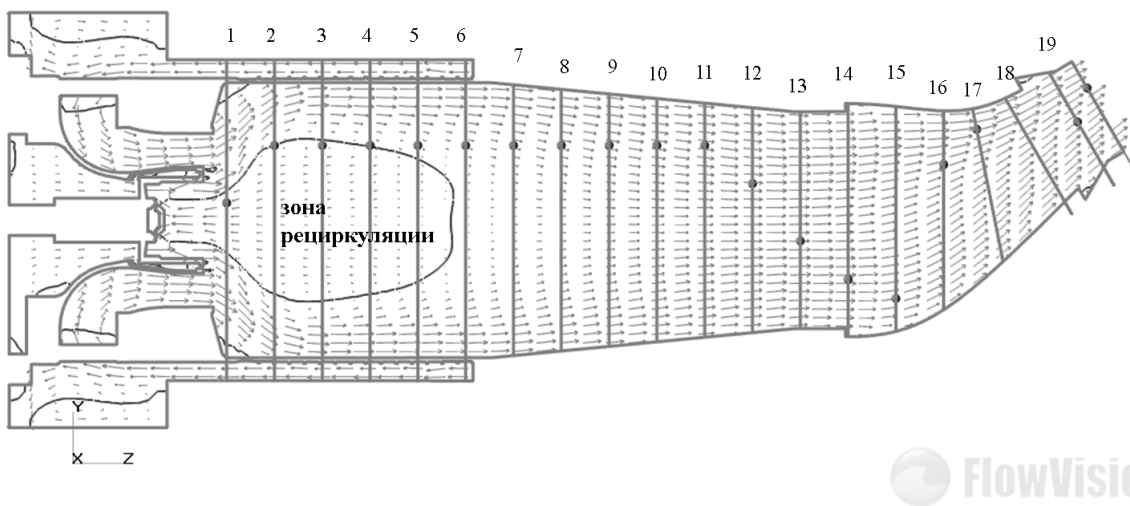


Рис. 3. Поле скоростей в продольном сечении КС

Рассмотрено несколько вариантов количества, диаметра и формы отверстий разбавления при фиксированном расположении их по оси КС: одно отверстие (вариант 2), два плоских отверстия (вариант 3) и два отбортованных отверстия (вариант 4).

На графике (рис. 4) показаны кривые выгорания топлива по длине КС. Видно, что за отверстиями разбавления наблюдается повышение степени выгорания. Это свидетельствует о том, что воздух охлаждения участвует в реакции горения, интенсифицируя его. Это следует из факта увеличения полноты сгорания топлива на выходе из КС в этих вариантах.

Уменьшение полноты сгорания топлива наблюдается лишь при использовании одного отверстия разбавления (вариант 2). Это объясняется захлаживанием зоны реакции мощной струей холодного вторичного воздуха.

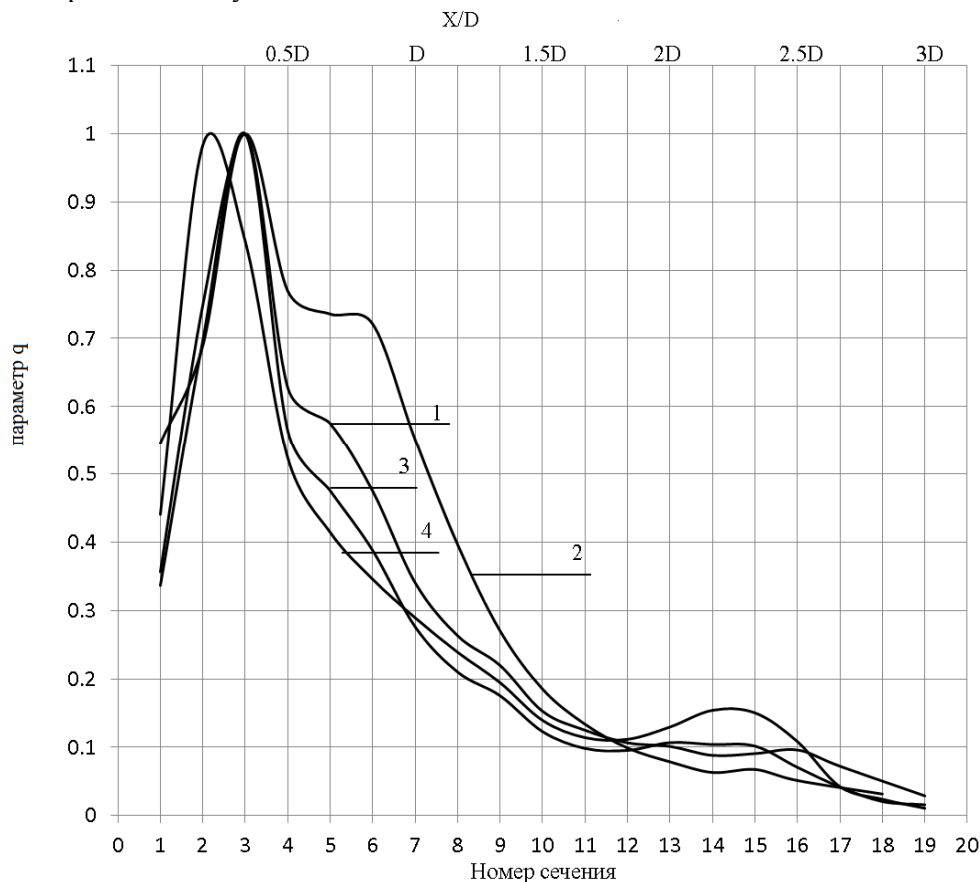


Рис. 4. Интенсивность выгорания топлива по длине КС. 1 — базовый вариант (без отверстий смесителя), $\eta = 96.7\%$, 2 — одно отверстие разбавления, $\eta = 95.96\%$; 3 — 2 плоских отверстия $\eta = 97.62\%$, 4 — 2 отбортованных отверстия $\eta = 97.64\%$

На рисунке 4 наблюдается перемещение максимума выгорания топлива к ГУ при выполнении отбортованных отверстий. Возможно, это связано с тем, что формируемый отбортованными отверстиями поток воздуха вносит дополнительное сопротивление в газоздушный тракт ЖТ. При этом происходит перераспределение воздуха между пилотной и основной зонами КС. Это подтверждается расчетными исследованиями: в базовом варианте в пилотную зону идет 9.8% от общего расхода воздуха на КС, а в варианте 4 — 11%. Увеличение количества воздуха на пилотную горелку приводит к более интенсивному выгоранию топлива на начальном участке жаровой трубы, что и отражено на графике (рис. 4).

На рисунке 5 показаны радиальные эпюры температуры в выходном сечении КС для рассмотренных вариантов. Из графиков видно, что использование вторичного воздуха позволило снизить максимальную неравномерность поля температуры (θ_{\max}). Наиболее эффективным является вариант конструкции смесителя с двумя отбортованными отверстиями, использование которого позволило снизить величину θ_{\max} на 22.4%.

Для лучшего конструктивного варианта (4) отверстий смесителя была проведена оптимизация их расположения по оси ЖТ (рис. 6).

На рисунке 6 показаны значения максимальной температурной неравномерности в зависимости от размещения отверстий смесителя по длине КС, и приведена степень выгорания топлива для каждого из этих вариантов на выходе из КС. Наблюдается тенденция снижения

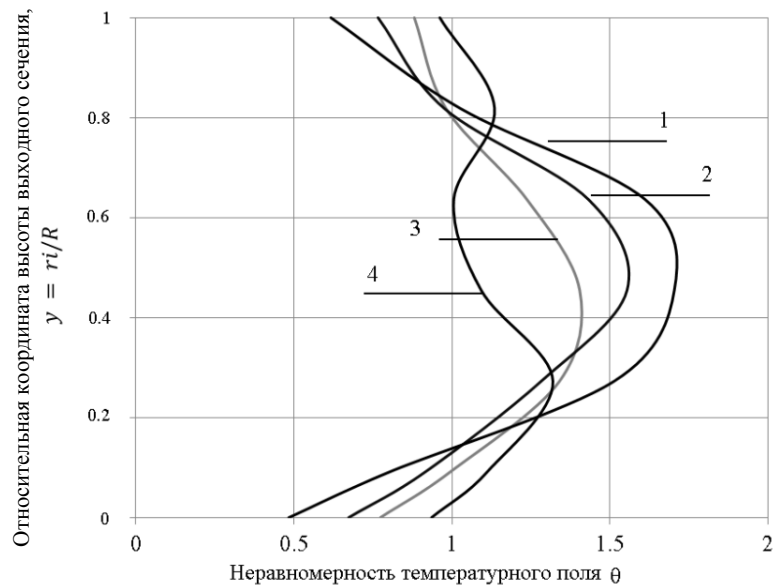


Рис. 5. Радиальная неравномерность температурного поля

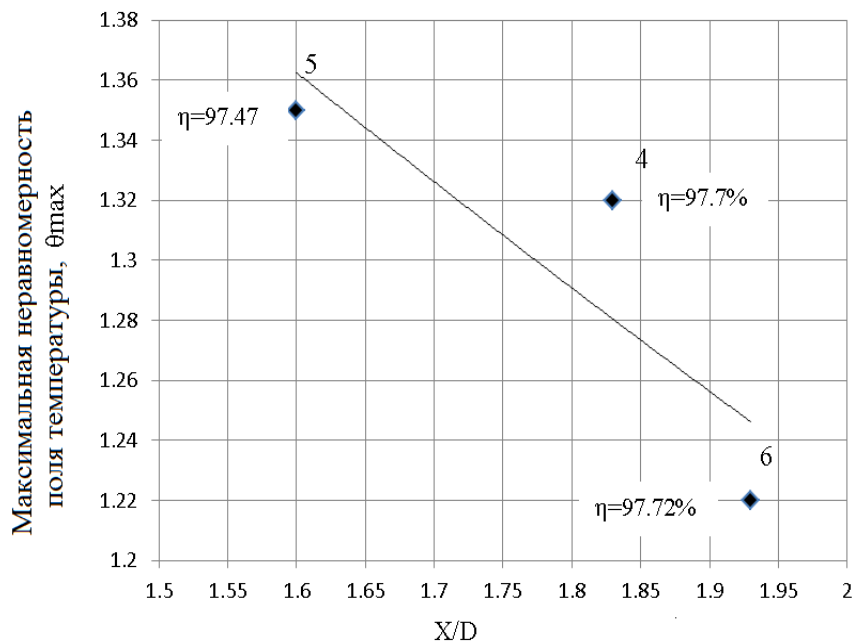


Рис. 6. График зависимости максимальной температурной неравномерности от размещения отверстий смесителя по длине КС: 4 — $x/D = 1.83$; 5 — $x/D = 1.6$; 6 — $x/D = 1.93$ и степень выгорания топлива на выходе из КС для каждого из этих вариантов

максимальной температурной неравномерности при размещении отверстий смесителя ближе к газосборнику. Данная зависимость объясняется тем, что к выходному сечению степень выгорания топлива увеличивается, и поэтому вводимый воздух не участвует в процессе горения, происходит лишь процесс смешения потоков уходящих газов и воздуха разбавления. Исчезают локальные максимумы горения. Наилучшее значение получено в варианте номер 6. В данном варианте максимальная неравномерность поля температуры уходящих газов снизилась еще на 9.6 % относительно варианта 4, при этом локальный минимум не превышает $1495\text{ }^{\circ}\text{C}$, что хорошо видно из рисунка 7.

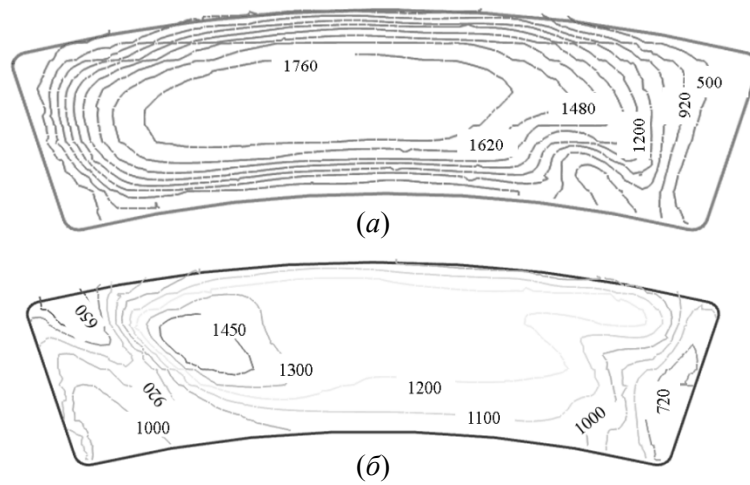


Рис. 7. Изолинии температуры в выходном сечении КС (диффузионный режим): *a* — базовый вариант 1; *б* — вариант 6

Сравнение радиальных эпюр базового и варианта 6 приведено на рисунке 8.

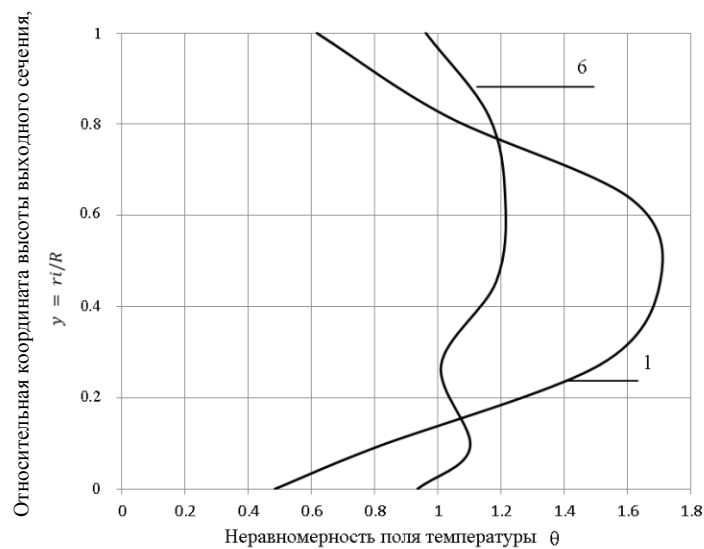


Рис. 8. Радиальная эпюра неравномерности поля температуры

Как видно из рисунка 8, эпюра неравномерности температурного поля на диффузионном режиме работы КС удовлетворительна — $\theta_{\max} = 1.21$ не превышает установленного в техническом задании требования ($\theta_{\max} < 1.35$).

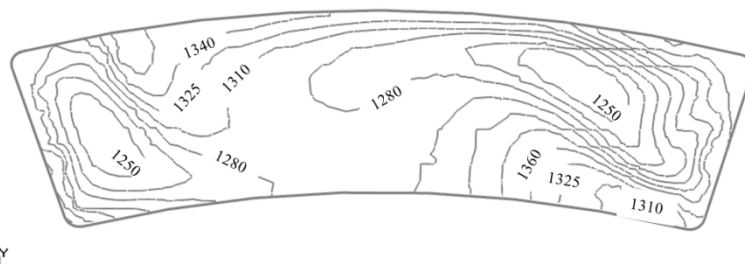


Рис. 9. Изолинии температуры в выходном сечении КС (номинальный режим)

На номинальном режиме для выбранного варианта конструкции смесителя также достигается требуемое значение максимальной неравномерности температурного поля $\theta_{\max} = 1.13$ при приемлемом уровне температур уходящих газов (рис. 9).

Выводы

В работе показаны основные проблемы, возникающие при доводке температурного поля на выходе из КС. Рассмотрена зависимость влияния выгорания топлива по длине КС на поле температур.

В результате проведенных численных исследований получена заданная эпюра неравномерности поля температуры уходящих газов, снижен локальный максимум температуры на выходе до приемлемого значения.

Предложена методика разработки конструкции смесителя для ввода вторичного воздуха в МЭКС, позволяющая оптимальным образом достигать решения поставленной задачи.

Список литературы

Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / Пер. с англ. — М.: Мир, 1986.

Михайлов А. И., Горбунов Г. М., Борисов В. В., Квасников Л. А., Марков Н. И. Рабочий процесс и расчет камер сгорания газотурбинных двигателей. — М.: Оборонгиз, 1959.