

Моделирование рабочего процесса камеры сгорания ГТУ с использованием оптимизированного глобального механизма горения

В.Д. Липатов*, К.В. Конева

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНиТ), г. Уфа, Россия

Аннотация. В работе показан алгоритм оптимизации механизмов горения, согласно которому был оптимизирован трехступенчатый механизм горения метана для работы в условиях бедного по топливу горения предварительно-перемешанной смеси. Оптимизированный механизм использовался для моделирования жаровой трубы камеры сгорания Siemens SGT-100. Полученные результаты моделирования сопоставлены с экспериментальными данными по параметрам факела и по параметрам закрученного потока. Для предлагаемого подхода в совокупности с моделью горения Eddy Dissipation Concept с различными методами определения коэффициентов последней получено хорошее согласование с экспериментальными данными по основным продуктам сгорания, температуре факела и эмиссии монооксида углерода. Показана возможность дальнейшего улучшения предлагаемого подхода путем введения корректирующих функций предэкспоненциального фактора отдельных реакций механизма горения.

Ключевые слова: механизм горения, камера сгорания, CFD, Eddy Dissipation Concept, Flamelet, оптимизация, ГТУ.

*lipatvvadim@gmail.com

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ), спектр использования которых весьма обширен, прошли путь развития, коррелирующий с таковым для авиационных двигателей, но со своими характерными особенностями, одной из которых является преимущественная работа на газовом топливе. ГТУ как объекты энергетической инфраструктуры зачастую близко располагаются к населенным пунктам, что в совокупности с высоким временем непрерывной работы особенно актуальным делает вопрос поддержания эмиссии вредных веществ на минимальном уровне. Последнее обеспечивается за счет соответствующей организации рабочего процесса камеры сгорания (КС). Современные тенденции развития ГТУ обуславливают горение преимущественно предварительно-перемешанной топливно-воздушной смеси (ТВС) рядом с границей бедного срыва [1–3]. Работа в области бедного по топливу горения обеспечивает низкий выход оксидов азота не только за счет низкой температуры пламени, но и за счет влияния на кинетику процесса горения в этой области. Дополнительно снижается выход монооксида углерода. Вместе с тем работа рядом с областью бедного срыва связана с нестабильностью горения, что требует не только организации как можно более качественного перемешивания ТВС, но и сопряжения по стабильности и эффективности горения, эмиссионным характеристикам и другим параметрам. Данное обстоятельство требует многофакторного исследования внутрикамерных процессов, в том числе и в их динамическом развитии [4]. Основные экспериментальные методы исследования пространственных полей параметров в КС – плоская лазерно-индуцированная флуоресценция (PLIF) и цифровая трассерная визуализация (PIV) – являются дорогостоящими, и не всегда возможно их использование.

В отмеченном контексте использование методов численного моделирования позволяет покрыть большой диапазон рабочих параметров исследуемых КС. В условиях моделирования предварительно-перемешанных смесей, где особенно остро встают вопросы оценки флуктуации параметров смешения для верного предсказания динамических и статических характеристик процессов горения [5–7], должны использоваться высокоточные подходы к моделированию турбулентности (модель крупных вихрей LES или прямое численное моделирование – DNS). В силу своей специфики (серьезные требования

к расчетной сетке и сугубо нестационарный подход) прямая интеграция детальной кинетики процессов горения углеводородного топлива (даже такого простейшего как водород) в промышленные расчеты устройств на текущий момент выглядит нереалистичной. В таком случае может использоваться либо подход табулированной химической кинетики, либо прямой расчет кинетики процесса горения по сильно упрощенным – глобальным – механизмам горения. Первый подход, претендующий на универсальность, несмотря на его быстроедействие и хорошее согласование с результатами экспериментов для определенного круга задач [8–10], базируется на предположении подобия полей концентраций и температуры, равного коэффициента диффузии и сведения прямого влияния турбулентных флуктуаций к формализму функции плотности вероятности с заранее заданным распределением. Это приводит к «отсечению» определенного массива информации, которая может быть полезна при анализе динамических характеристик КС. Второй подход, напротив, является узконаправленным для диапазона условий, на которых изначально был сформирован механизм горения. Несмотря на свое давнее происхождение (70-е годы XX столетия), этот подход продолжает совершенствоваться и в настоящий момент времени на основе модернизации кинетических параметров реакций механизма [11, 12], что делает его пригодным для использования в промышленных приложениях. Отладка таких оптимизированных механизмов может выполняться на задачах с более простыми моделями турбулентности (RANS-модели), что позволяет сосредоточиться на оптимизации кинетической составляющей процесса горения и сделать вывод о целесообразности применения такого подхода в сравнении со ставшим уже стандартным подходом табулированной химии.

В настоящей статье в качестве объекта исследования выступала упрощенная КС ГТУ SGT-100. В рамках исследования сравнивались оптимизированный трехступенчатый механизм (модель Eddy Dissipation Concept (EDC) с различными методами определения констант модели) с детальным механизмом FFCM, использованным для модели Flamelet Generated Manifold (FGM).

Экспериментальная установка

Для оценки разработанного подхода результаты моделирования сопоставлялись с результатами эксперимента, выполненного на одnogорелочном отсеке КС ГТУ Siemens SGT-100 Стоппером и коллегами [13]. Конструкция жаровой трубы (ЖТ) показана на Рис. 1. Основной воздух для горения подается в ЖТ радиально, после чего проходит завихритель, через который также подается топливо. Формирование основной части перемешанной смеси осуществляется в зоне завихрителя, после чего поток выходит в предкамеру (зона остаточного смешения) длиной 46 мм и диаметром $D = 86$ мм. Выход закрученного потока ТВС из зоны предкамеры в основной объем ЖТ осуществляется по периферии, что обуславливает V-образную форму факела с закреплением его корня на определенном удалении от начальной точки оси предкамеры. Для проведения экспериментов оригинальная металлическая обечайка ЖТ была заменена разделенными между собой двойными пластинами кварцевого стекла. Кроме основного воздуха предусмотрена подача охлаждающего (панельного) воздуха для охлаждения стенок ЖТ, который в рамках настоящего исследования при моделировании не учитывался.

Для исследования параметров потока на оригинальной экспериментальной установке использовалась PIV, для оценки положения пламени по картине ОН – PLIF, для анализа полей температуры и основных потока внутри ЖТ – одномерная рамановская спектроскопия. Радиальные профили параметров замерялись в плоскостях, находящихся на удалении $x/D = 1,21, 1,44, 1,66$ и $2,0$ от начальной точки предкамеры. Условия эксперимента соответствовали параметрам топлива и окислителя, приведенным в таблице 1 [8]. Стоит отметить, что исходные граничные условия, приведенные в [13], не согласуются с составом и температурой продуктов сгорания согласно экспериментальным данным. Это потребовало корректировки расхода воздуха по значению переменной смешения [8]. Корректировка была выпол-

нена по расходу воздуха, а не по расходу топлива, ввиду сохранения значения заданной тепловой мощности камеры в 325 кВт.

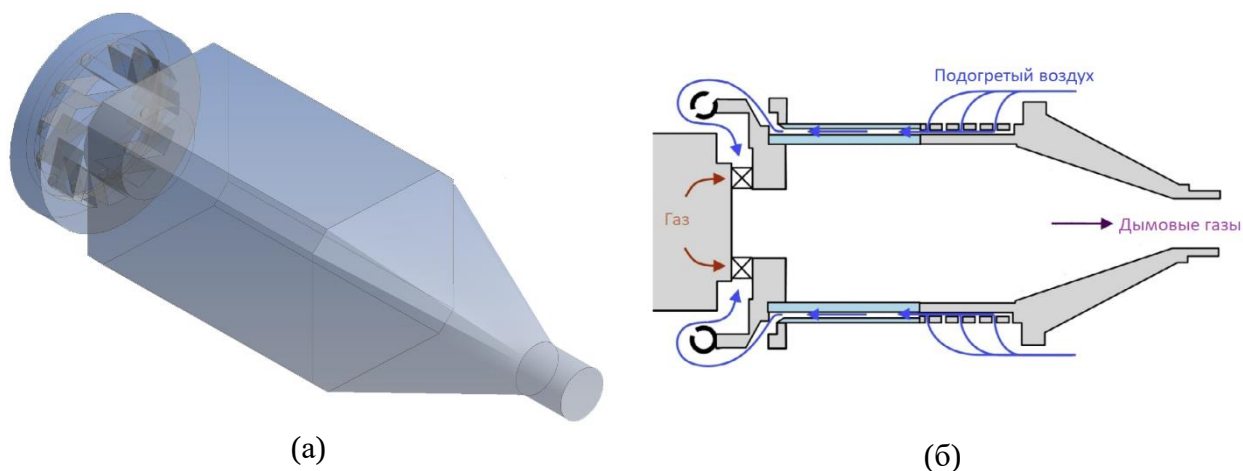


Рисунок 1. Конструкция горелочного отсека [13]:
(а) – трехмерная модель; (б) – схема.

Таблица 1. Параметры топлива и окислителя

Параметр	Топливо	Окислитель
Давление p , бар	3	
Температура T , К	305	685
Расход G , кг/с	0,0062	0,205
Состав, % мол	CH ₄ = 98,8 N ₂ = 0,8 CO ₂ = 0,4	O ₂ = 23 N ₂ = 77
Эквивалентное соотношение φ	0,52	

Для численного моделирования горелочного отсека была построена полиэдрическая конечно-объемная сетка с гексаэдрическим ядром, общий вид которой показан на Рис. 2. В предполагаемой зоне горения (длина до $x/D = 2,33$) максимальный размер элемента сетки составил 1 мм, во всей остальной области – 4 мм. Общее количество элементов сетки составило около 6 000 000. На рисунке 2 также показаны вышеупомянутые контрольные сечения.

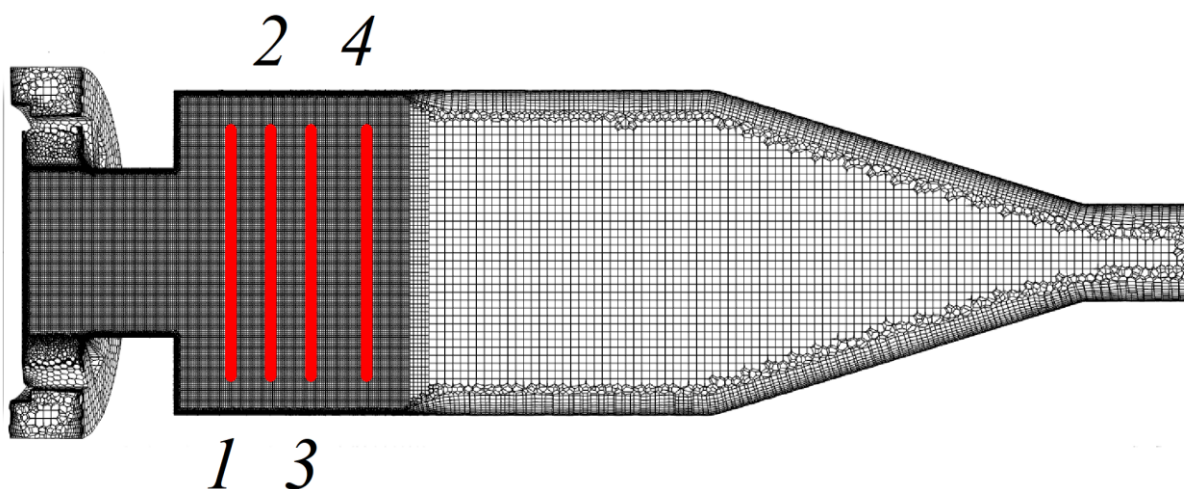


Рисунок 2. Конечно-объемная сетка.

Алгоритм оптимизации и математическая модель

Алгоритм оптимизации глобальных механизмов горения показан в виде схемы на Рис. 3. Ключевая идея оптимизации заключается в подборе таких значений кинетических параметров (предэкспоненциальный фактор A , энергия активации E , температурная экспонента b и порядок реакции по компонентам) реакций механизма, при которых минимизируется невязка между эталонными данными по одномерным конфигурациям пламени: критическая скорость деформации a_c , ламинарная скорость пламени u_L , равновесные составы продуктов сгорания C_i (C_{equil}) и время задержки воспламенения τ_{ign} . Ввиду того, что получение экспериментальных данных для широкого ряда параметров, в диапазоне изменения которых должен работать глобальный механизм, в большинстве случаев затруднительно или невозможно, то для генерации набора эталонных данных можно использовать детальные механизмы. Степень адекватности различных детальных механизмов в диапазоне рабочих параметров, свойственных для КС ГТУ, анализировалась в работе [14]. На основе полученных результатов для настоящего исследования в качестве базисного детального был выбран механизм FFCM. Как было показано в работе [14], существующие детальные механизмы горения адекватны вплоть до давлений в 40 атм и соответствующих температур, что позволяет использовать предлагаемый подход не только для условий, приведенных в настоящей работе, но и в случае иных режимных параметров, свойственных как наземным ГТУ, так и большинству авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Возможность использования предлагаемой методики в авиационных ГТД обусловлена тем, что в КС таких устройств происходит горение либо предварительно-испаренного, либо испаренного уже в рамках рабочего процесса КС топлива, которое находится в газообразной фазе, как и в наземных ГТУ. Поскольку в этом случае состав существенно отличается от метана, то предлагается использовать также трехступенчатый механизм, но вместо CH_4 использовать суррогатное топливо вида C_mH_n , которое будет эквивалентно исходному по теплотворной способности и теплофизическим свойствам.

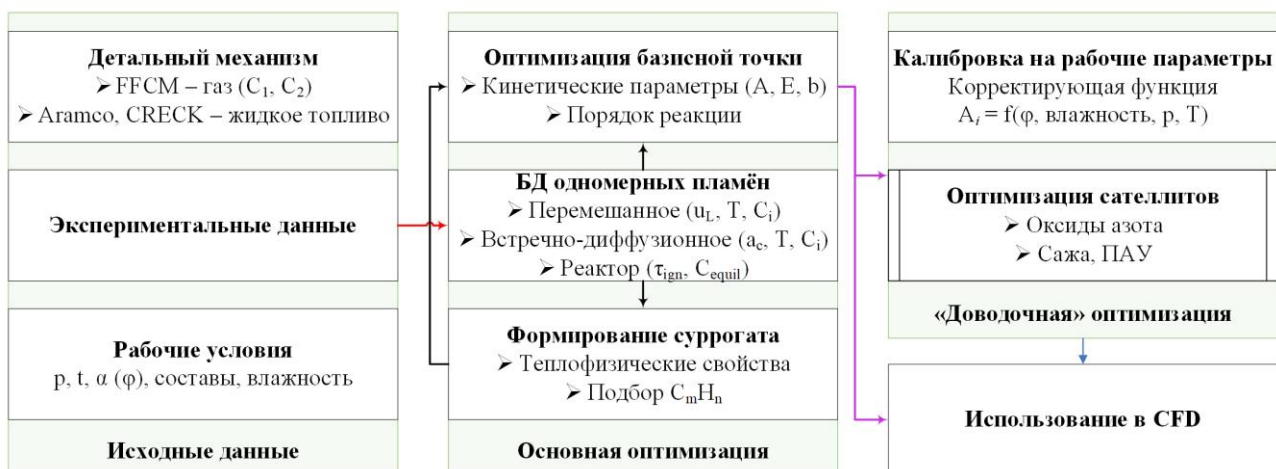
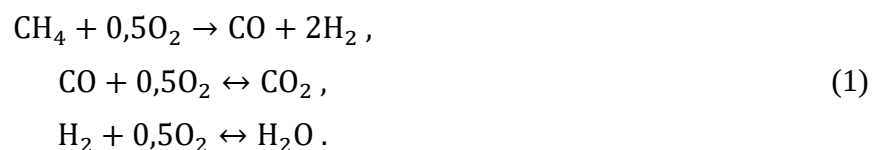


Рисунок 3. Алгоритм оптимизации глобальных механизмов горения.

Глобальный механизм, обозначенный как M2 и используемый для расчетов, был представлен следующими реакциями:



Кинетические параметры механизма после оптимизации, а также результаты оптимизации приводятся в Табл. 2 и 3.

Таблица 2. Кинетические параметры механизма M2 после оптимизации

№ реакции	A, кмоль, м, с	E, Дж/кмоль	b	Порядок реакции
1	$1,432 \cdot 10^{11}$	$1,59 \cdot 10^8$	0	$[\text{CH}_4] = 0,22, [\text{O}_2] = 1,61$
2	$1,886 \cdot 10^{12}$	$6,50 \cdot 10^7$		$[\text{CO}] = 1, [\text{O}_2] = 0,5$
3	$8,564 \cdot 10^{13}$	$5,85 \cdot 10^7$		$[\text{H}_2] = 1, [\text{O}_2] = 0,5$

В КС ГТУ для стабилизации процесса горения используются завихрители. Это обуславливает анизотропию турбулентности, которую необходимо учитывать при моделировании. Ввиду этого в рамках выполненного исследования рассматривалась ω модель рейнольдсовых напряжений (Omega RSM). Хотя модели такого типа и являются вычислительно более сложными, нежели классические «инженерные» модели типа k - ϵ и SST, но они все равно значительно менее требовательны к расчетной сетке и могут использоваться в стационарных расчетах в сравнении с моделью LES. Таким образом, выбор моделей такого типа является компромиссным решением между адекватным моделированием анизотропных по турбулентности потоков (что особенно важно в разрезе влияния параметров турбулентности на расчет скорости химических реакций процесса горения) и временем моделирования.

Таблица 3. Результаты оптимизации (одномерная конфигурация пламени)

Параметр	M2	FFCM	δ , %
u_L , м/с	0,381	0,366	4,1
T_{premix} , К	1814	1813	< 1
a_{crit} , 1/с	1321	1611	18,0
CO_2 , мол. д. е.	0,0510	0,0509	< 1
CO , мол. д. е.	$2,07 \cdot 10^{-5}$	$2,30 \cdot 10^{-5}$	9,9
H_2O , мол. д. е.	0,102	0,102	< 1
H_2 , мол. д. е.	$1,16 \cdot 10^{-5}$	$1,20 \cdot 10^{-5}$	3,6

Для моделирования процесса горения использовалась модель EDC. Отличительной чертой этой модели является то, что она в явном виде моделирует уравнения переноса, описывающие конвекцию, диффузию и источниковые члены для каждого компонента смеси в противовес моделям с предварительно-табулированной кинетикой механизма горения. Модель базируется на предположении о том, что зона реакции располагается в мелких турбулентных структурах, которые называются мелкими масштабами. Эти мелкие масштабы занимают не весь объем расчетной ячейки, а его часть, которая определяется в соответствии с масштабом длины

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu \epsilon}{k^2} \right)^{\frac{3}{4}}, \quad (2)$$

где C_ξ – константа смешения; ν – кинематическая вязкость; ϵ – скорость диссипации турбулентной кинетической энергии; k – турбулентная кинетическая энергия.

Зона мелкого масштаба рассматривается как химический реактор с постоянным давлением, а время реагирования смеси в этом случае определяется соотношением

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3)$$

где C_τ – константа времени.

Для классической модели EDC значения коэффициентов C_ξ и C_τ считаются постоянными и равными соответственно 2,1377 и 0,4082. Основным недостатком такого подхода являлось то, что вблизи стехиометрической зоны горения модель EDC завышала температуру фронта пламени за счет неточного расчета тепловыделения [15]. Для устранения этого недостатка в работе [16] было предложено использовать для мелких масштабов реакторы частич-

ного перемешивания, что позволило учесть зависимость объемной доли реагирующей части ячейки сетки и времени реакции от текущего композиционного состава и параметров потока. При этом для расчетов отмеченных параметров используется фрактальный метод, который вводит показатель степени для времени смешения, определяемый через фрактальную размерность D . Для колмогоровских масштабов значение $D = 3$ [17]. В настоящем исследовании, поскольку работа осуществлялась с моделью турбулентности моделирующей, а не напрямую рассчитывающей весь спектр вихрей, значение D было принято равным 5, что соответствует интегральному временному масштабу турбулентности (варианты моделирования с обозначением «_F»). Кроме того, согласно рекомендациям работы [18], были выполнены расчеты с постоянными значениями $C_\xi = 1,02$ и $C_\tau = 1,24$, определенными согласно теоретическим положениями теории турбулентного каскада переноса энергии (варианты моделирования с обозначением «_C»).

Оценка применимости предлагаемого подхода осуществлялась на основании сравнения с результатами моделирования согласно подходу FGM, теоретические положения которого раскрываются в работе [19]. В качестве детального использовался механизм FFCM. Выбор данного метода как базиса для сравнения был обусловлен тем, что он является наиболее совершенным методом из семейства Flamelet-подходов, известных своей низкой вычислительной стоимостью при обеспечении большей точности моделирования в сравнении с такими простыми подходами, как модель диссипации вихря или конечной скорости химической реакции.

Расчет переноса компонентов реагирующей смеси осуществлялся с учетом полной многокомпонентной диффузии с учетом эффекта термодиффузии (присутствия водорода в механизме горения). Для расчета вязкости и теплопроводности веществ использовались положения кинетической теории, а для расчета идеально-газовой теплоемкости – полиномы NASA.

Моделирование выполнялось с использованием программного комплекса ANSYS Fluent в сопряженной постановке по давлению и скорости. Для более адекватного предсказания температурных полей внутри КС также моделировалось тепловое излучение при помощи модели дискретных ординат (Discrete Ordinate).

Результаты и обсуждение

Два ключевых параметра, позволяющих судить о стабилизации пламени за счет закрутки потока, – это завихренность и скорость деформации, определяющие интенсивность закрученного движения, изменение формы и структуры вихрей. Контурное поле плоскостной скорости деформации в вертикальной плоскости, проходящей через ось КС, приведено на Рис. 4, где также показана экспериментальная картина, полученная при помощи PIV-измерений. Аналогичная картина для плоскостной завихренности показана на Рис. 5. Стоит отметить, что картины данных параметров значительно более чувствительны к модели турбулентности, нежели к кинетической схеме механизма горения.

Для скорости деформации наблюдаются завышенные относительно эксперимента значения, не позволяющие однозначно идентифицировать внешний и внутренний сдвиговый слой, обусловленные разными вихрями: медленный внешний рециркуляционный и внутренний центральный. Как будет показано в дальнейшем, это приводит к определенным неточностям в определении распределения радиальной скорости. Более точные результаты наблюдаются по завихренности, для которой качественно совпадают модельная и экспериментальная картины с совпадением положения и величины экстремальных значений (Рис. 5).

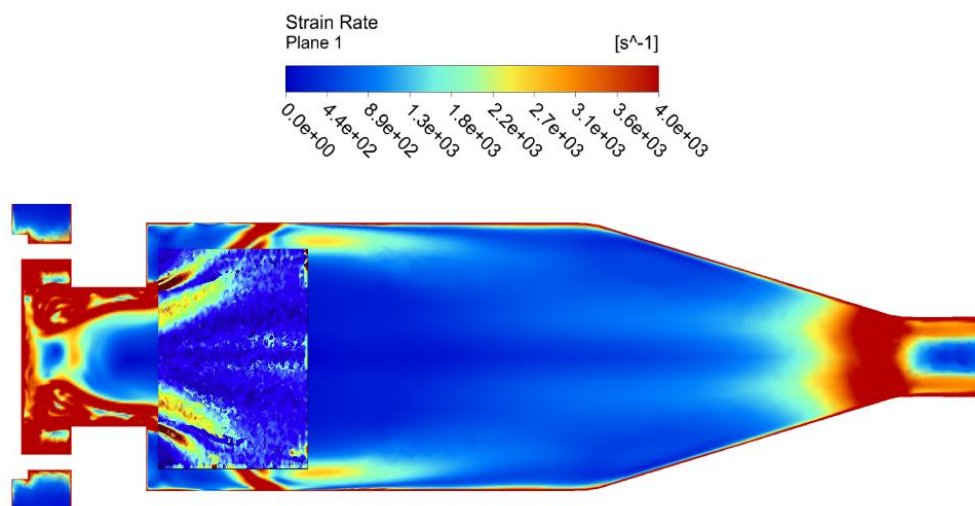


Рисунок 4. Плоскостная скорость деформации.

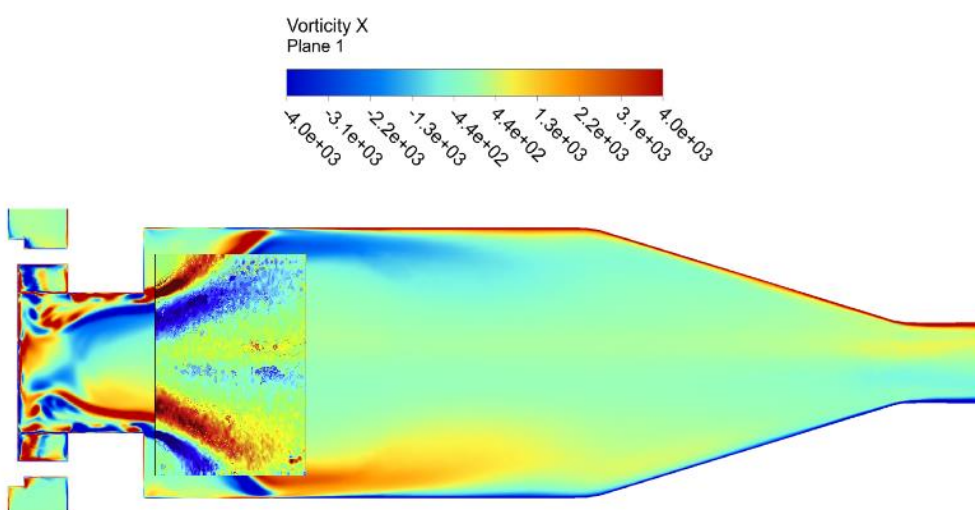


Рисунок 5. Плоскостная завихренность.

На рисунке 6 показано сравнение результатов моделирования согласно подходам EDC_C-EDC_F (Рис. 6а) и EDC_C-FGM (Рис. 6б). Согласно исследованиям [19], горение в КС подобного типа характеризуется тем, что корень факела находится примерно в центре предкамеры, а не закрепляется на ее стенке. Видно, что модель EDC_C в совокупности с механизмом M2 способна адекватно предсказать положение корня факела и его фронта, в то время как модель FGM (несмотря на детальный механизм горения) предсказывает существенно растянутый фронт пламени с закреплением корня факела на стенке. Модель EDC_F несколько лучше предсказывает форму факела, который, однако, также закрепляется на стенке предкамеры, но основная зона горения отделяется от него. Для моделей EDC_F и FGM максимальная температура факела составляет больше 2100 К, что не сходится с результатами экспериментальных исследований, и обусловлено существенным завышением скорости реакций горения. На основании отмеченных положений дальнейшие результаты показаны для комбинации оптимизированного механизма M2 с моделью EDC_C. Стоит отметить, что использование четырехступенчатого механизма с неоптимизированными значениями кинетических параметров даже при моделировании с моделью турбулентности LES не позволяет предсказать адекватное положение корня факела [18].

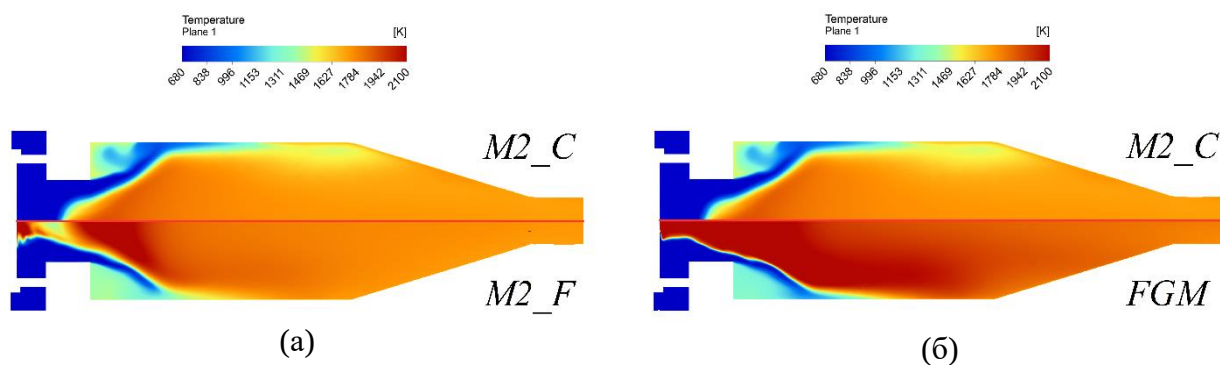


Рисунок 6. Сравнение результатов моделирования:
(а) – EDC_C и EDC_F; (б) – EDC_C и FGM.

На Рис. 7 и 8 показаны распределения массовых долей основных продуктов сгорания по радиусу КС в характерных сечениях, показанных на Рис. 2. По мере приближения к корню факела (сечение 1) имеются расхождения в радиальном распределении массовой доли обоих продуктов с некоторым завышением модельных значений относительно реальных. В целом экспериментальные профили воспроизводятся достаточно точно, а завышенные значения основных продуктов в зоне основного горения (сечения 2 и 3) обуславливаются простотой механизма горения, который не может учесть промежуточные продукты вроде OH , CH_3 , CH_2O , HCO и др.

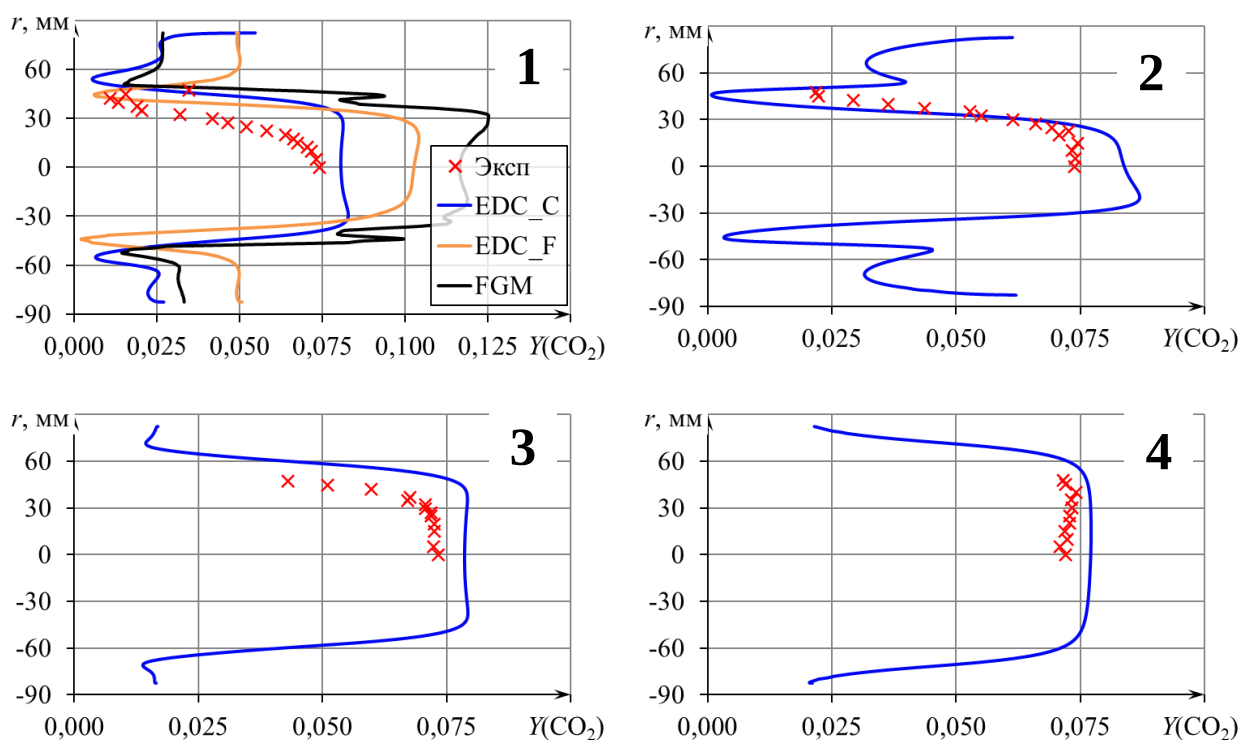


Рисунок 7. Радиальное распределение массовой доли CO_2 .

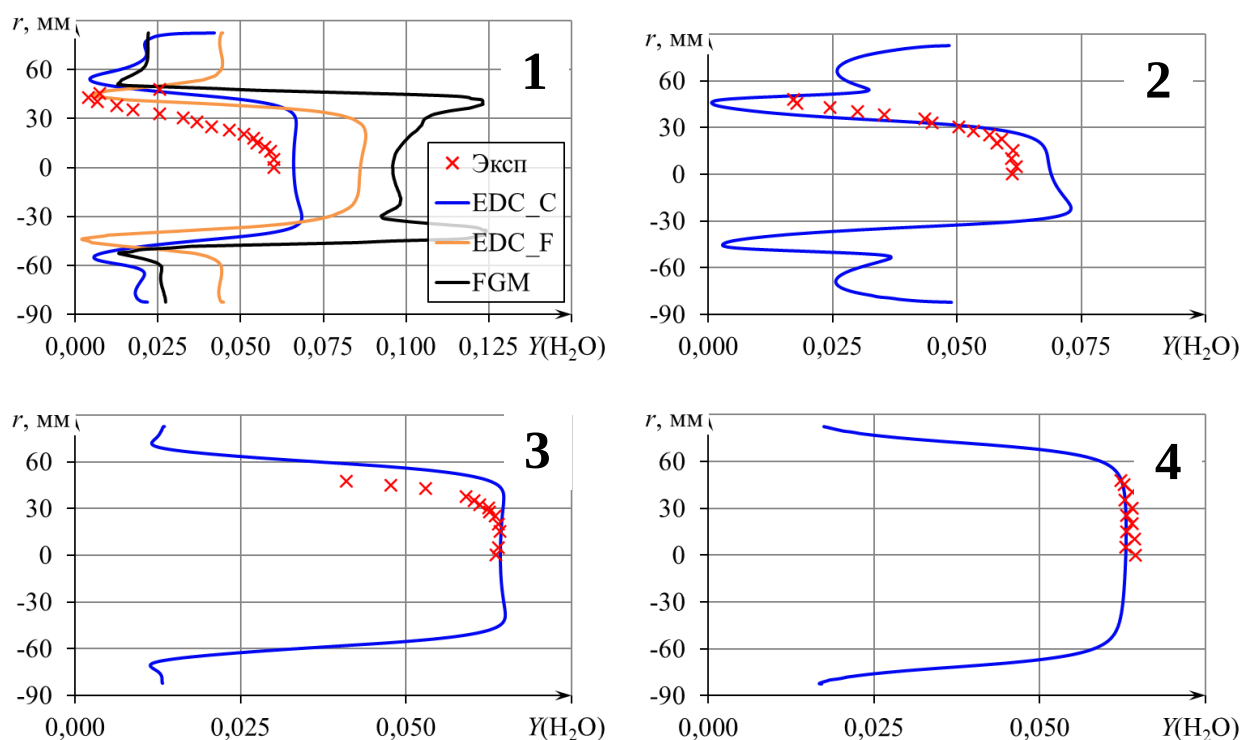


Рисунок 8. Радиальное распределение массовой доли H_2O .

Несмотря на это, массовые доли продуктов в последнем контрольном сечении отличаются от экспериментальных значений не более чем на 7% по CO_2 и не более чем на 2% по H_2O . На выходе из камеры сгорания, когда основные реакции горения уже завершены, значения массовых долей продуктов сгорания от приведенных в Табл. 2 отличаются не более чем на 1%. Кроме того, на Рис. 7 и 8 для сечения 1 показаны профили соответствующих продуктов сгорания для подходов EDC_F и FGM, из которых видно, что оба этих подхода существенно завышают модельные значения относительно экспериментальных, при этом для подхода FGM наблюдаются качественные изменения в форме профиля, которые не согласуются с экспериментом.

На Рис. 9 показано радиальное распределение статической температуры в контрольных сечениях, которое аналогично таковому для основных продуктов сгорания. Неточности в радиальном распределении температуры могут быть также обусловлены ограниченной применимостью выбранной модели турбулентности, которая испытывает определенные трудности с адекватным определением профиля радиальной скорости, особенно в зоне за факелом (Рис. 11). С другой стороны, завышенные значения температуры в центральной части факела могут быть обусловлены как недостаточной детальностью механизма (не учитывается диссоциация некоторых промежуточных компонентов [20], так и особенностями модели EDC (несколько завышенное время реакции за счет соответствующего значения коэффициента C_T). Однако, как видно из Рис. 9, даже в этом случае результаты моделирования согласно оптимизированному механизму M2 и подходу EDC_C значительно ближе находятся к экспериментальным данным, чем два других подхода. В том случае, если имеется возможность определить константы модели EDC согласно теории турбулентного каскада, то для предварительно-перемешанных или частично-перемешанных видов пламени рекомендуется использовать этот подход с учетом оптимизированного глобального механизма. На выходе из КС расчетное значение статической температуры отклонилось от экспериментального (пересчитанного по полноте сгорания и составу продуктов сгорания) на 8 К (0,5%).

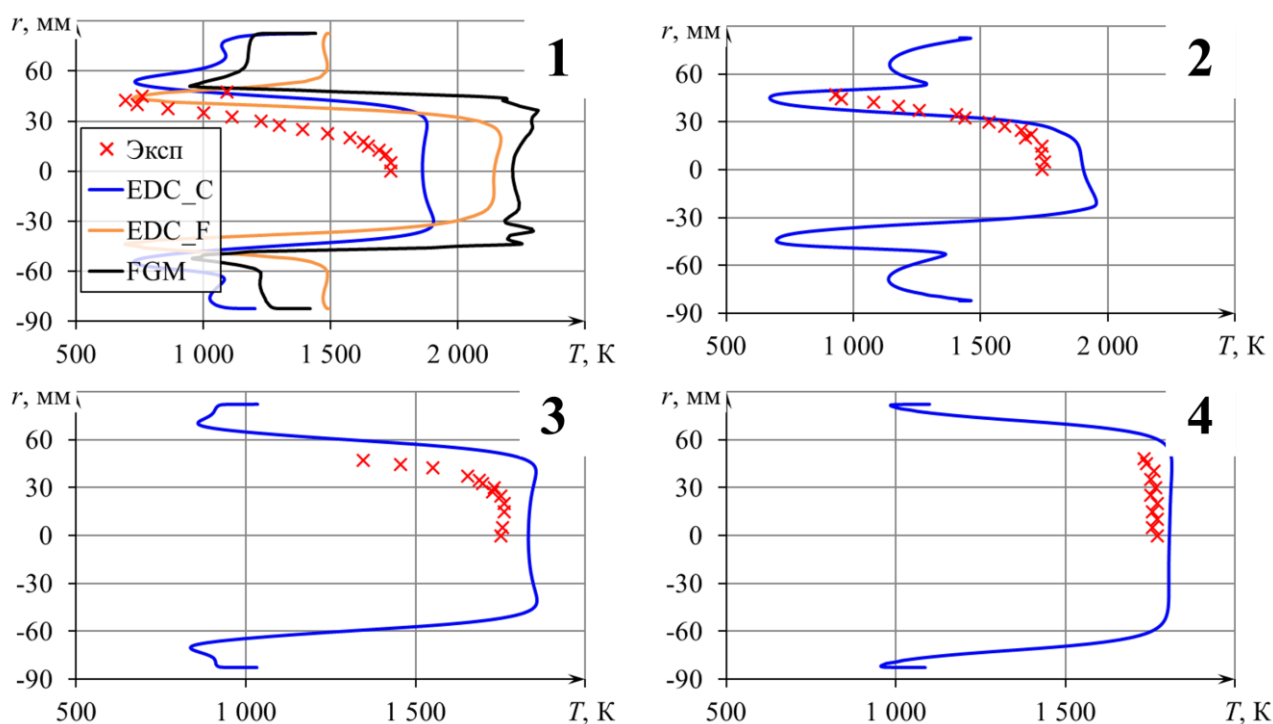


Рисунок 9. Радиальное распределение статической температуры.

На Рис. 10 и 11 показаны профили осевой и радиальной скоростей. Видно, что выбранная модель турбулентности в стационарной постановке не способна адекватно разрешить все особенности потока в его центральной части (основной центральный вихрь зоны обратных токов), но способна верно оценить экстремальные значения скорости в осевом направлении. Из Рис. 11 видно, что реальная закрутка потока простирается дальше, чем это предсказывается моделью, при этом во втором сечении профиль радиальной скорости воспроизводится наиболее точно.

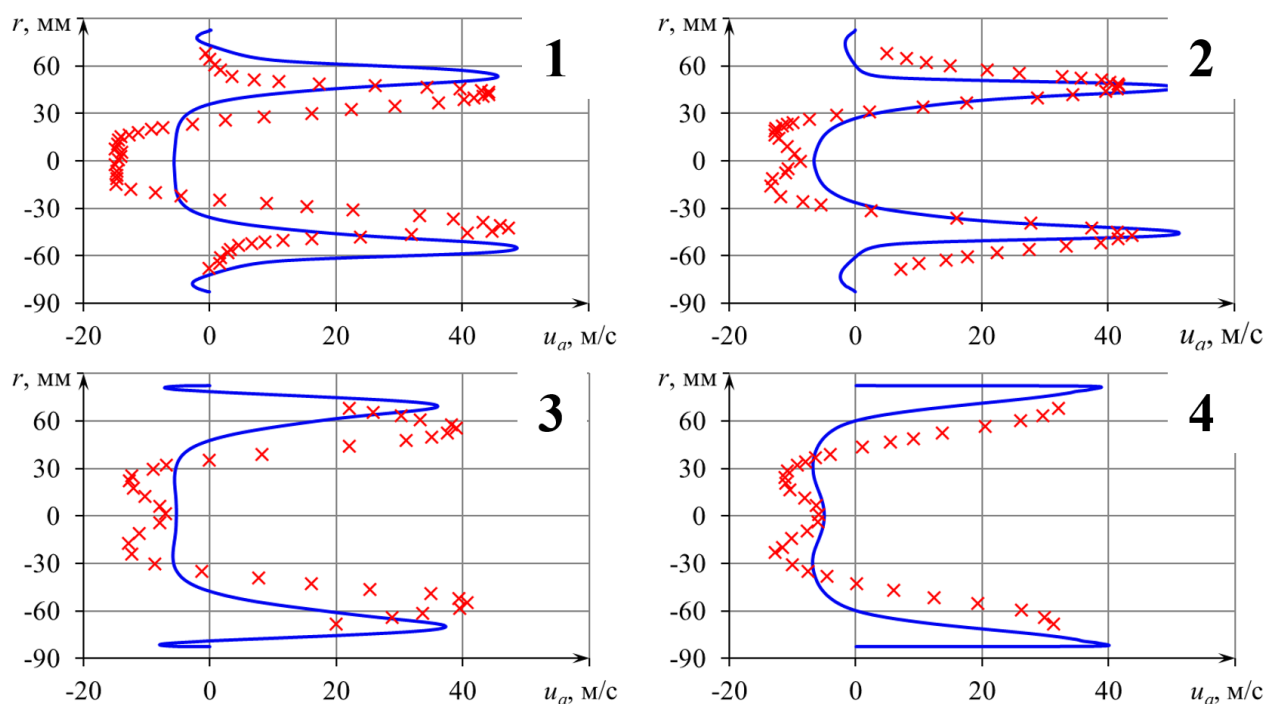


Рисунок 10. Радиальное распределение осевой скорости.

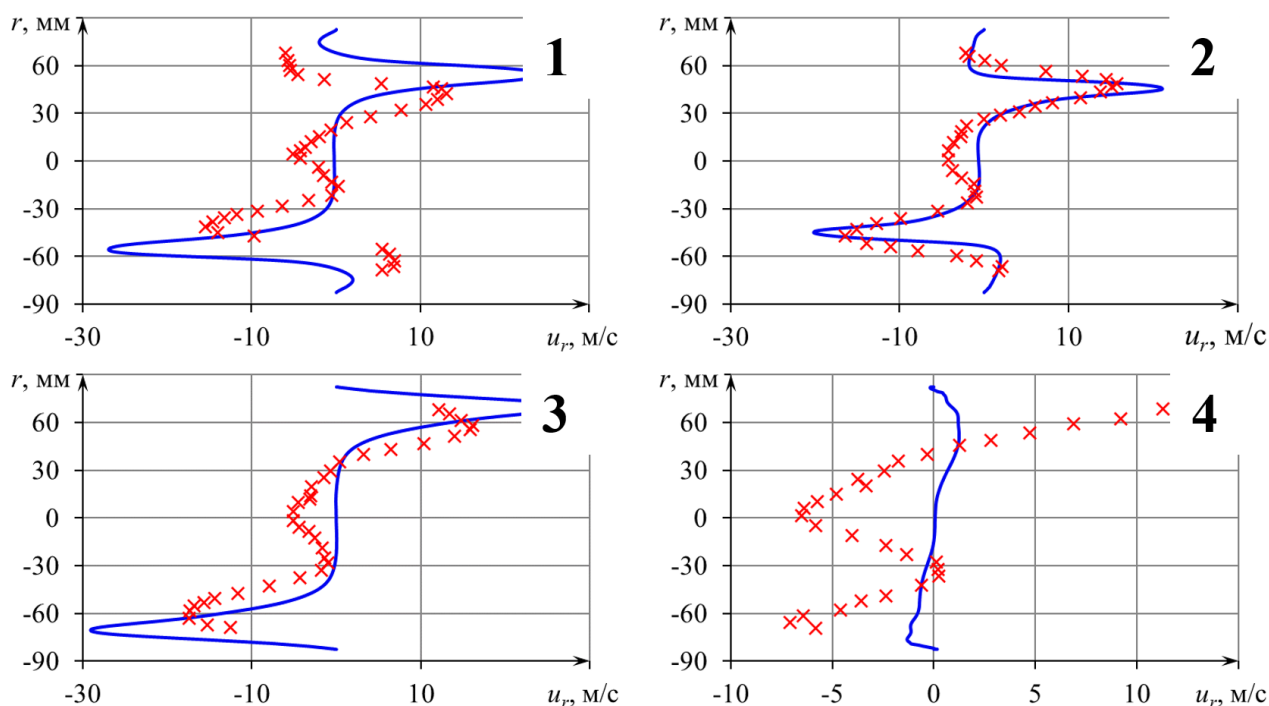


Рисунок 11. Радиальное распределение радиальной скорости.

Несмотря на то, что режим горения в КС SGT-100 позиционируется как предварительно-перемешанный, в действительности в камере имеются участки и диффузионного режима горения. Разграничение по типам горения было выполнено с использованием индекса пламени по Такено [21] и показано на Рис. 12а, где значению 1 соответствует горение предварительно-перемешанной смеси, а значению -1 – диффузионное горение. Также на этом рисунке красными линиями в верхней его половине отмечен фронт пламени по максимальному градиенту температуры и показано распределение эквивалентного соотношения. Видно, что имеются небольшие участки диффузионного горения вблизи стенок камеры, а горение у корня факела происходит с эквивалентным соотношением, близким к стехиометрическому, а не со значением $0,52$, на которое изначально оптимизировался механизм. Таким образом, введение корректирующей функции предэкспоненциального фактора реакций на эквивалентное соотношение потенциально может позволить уточнить результаты моделирования в центральной области факела, для которой как раз и наблюдаются наибольшие расхождения между моделированием и экспериментом. Дополнительно на Рис. 12б показано контурное поле массовой доли CO , которое согласуется с таковым для исследований [18]. Модельное значение объемной доли CO в выходном сечении КС составило $15,6$ ppm при экспериментальном 15 ppm [22]. Для сравнения, моделирование с подходами EDC_F и FGM показало значения в 114 и 161 ppm соответственно.

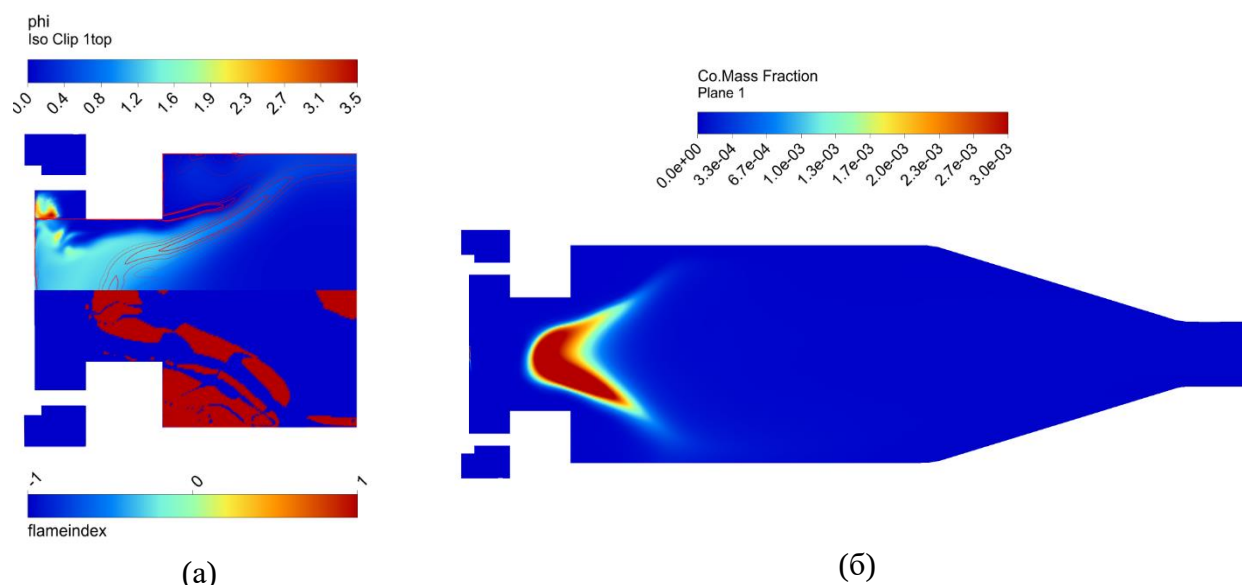


Рисунок 12. Распределение параметров факела:
(а) – эквивалентное соотношение и индекс пламени, (б) – массовая доля СО.

Заключение

Предлагаемый подход оптимизации глобальных механизмов горения показал свою применимость при трехмерном численном моделировании горелочного отсека КС Siemens SGT-100 в комбинации с моделью горения Eddy Dissipation Concept. Результаты моделирования согласно оптимизированному трехступенчатому механизму горения метана М2 показали хорошую сходимость с результатами эксперимента, при этом максимальное отклонение по массовой доле основных продуктов сгорания в выходном сечении составило не более 2%, по температуре – 0,5%. Показано сравнение с другими моделями горения, в частности – с моделью Flamelet Generated Manifold. По результатам моделирования получено, что предлагаемый подход позволяет значительно повысить точность расчета параметров факела в КС в сравнении с FGM (уточнение максимальной температуры вблизи фронта пламени составило до 350 К, массовой доли компонентов – до 0,05 д. е.) при сохранении малой вычислительной стоимости одной итерации. В результате моделирования была оценена эмиссия монооксида углерода, объемная концентрация которого на выходе из КС составила 15,6 ppm при экспериментальном значении в 15 ppm.

Использование оптимизированного механизма горения позволяет адекватно предсказать положение корня факела, который закрепляется в центральной области предкамеры. Показано, что в КС имеются участки не только предварительно-перемешанного, но и диффузионного горения, а горение у корня факела происходит с эквивалентным соотношением, отличным от того, на которое выполнялась оптимизация механизма. Таким образом, предлагаемый подход может быть улучшен как путем введения корректирующих функций предэкспоненциальных факторов реакций механизма горения в зависимости от локального эквивалентного соотношения, так и их переключением в зависимости от типа пламени.

Литература:

1. Liu Y., Sun X., Sethi V., Nalianda D., Li Y.-G., Wang L. Review of modern low emissions combustion technologies for aero gas turbine engines // Progress in Aerospace Sciences. 2017. Vol. 94. P. 12–45.
2. Faqih M., Omar M.B., Ibrahim R., Omar B.A.A. Dry-low emission gas turbine technology: Recent trends and challenges // Applied Sciences. 2022. Vol. 12. No. 21. Art. 10922. P. 1–30.
3. Харисов Т.С., Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С. Создание малоэмиссионной камеры сгорания для ГТД ДГ-90 // Вестник УГАТУ. 2021. Т. 25. № 2(92). С. 62–70.

- [Kharisov T.S., Skiba D.V., Maksimov D.A., Kashpov R.S. Creation low-emission combustion chamber for GTE DG-90 // *Vestnik UGATU*. 2021. Vol. 25. No. 2(92). P. 62–70 (in Russian)].
4. Скиба Д.В., Максимов Д.А., Кашапов Р.С., Харисов Т.С. Особенности контроля пульсаций давления в камерах сгорания наземных газотурбинных установок // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*. 2021. Т. 20. № 4. С. 40–51. [Skiba D.V., Maksimov D.A., Kashpov R.S., Kharisov T.S. Specific features of pressure pulsation control in combustion chambers of land based gas turbine units // *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. Vol 20. No. 4. P. 40–51 (in Russian)].
5. Бакланов А.В., Неумоин С.П. Влияние качества подготовки топливовоздушной смеси горелочным устройством на полноту сгорания топлива в камере сгорания ГТУ // *Теплоэнергетика*. 2020. № 4. С. 60–66. [Baklanov A.V., Neumoin S.P. The influence of fuel-air mixture preparation quality in the burner on the fuel combustion's completeness in the GTU combustion chamber // *Thermal Engineering*. 2020. No. 4. P. 60–66 (in Russian)].
6. Yang L.-P., Song E.-Zh., Ding Sh.-L., Brown R.J., Marwan N., Ma X.-Zh. Analysis of the dynamic characteristics of combustion instabilities in a pre-mixed lean-burn natural gas engine // *Applied Energy*. 2016. Vol. 183. P. 746–759.
7. Hwang D., Kang C., Ahn K. Effect of mixing Section acoustics on combustion instability in a swirl-stabilized combustor // *Energies*. 2022. Vol. 15. No. 22. Art. 8492. P. 1–19.
8. Gicquel L.Y.M., Staffelbach G., Poinot T. Large eddy simulations of gaseous flames in gas turbine combustion chambers // *Progress in Energy and Combustion Science*. 2012. Vol. 38. No. 6. P. 782–817.
9. Di Mare F., Jones W.P., Menzies K.R. Large eddy simulation of a model gas turbine combustor // *Combustion and Flame*. 2004. Vol. 137. No. 3. P. 278–294.
10. Zhang G., Wu Yu., Wu J., Zhang Ya., Zhang H. State of the art and challenges of flamelet method in gas turbine combustor simulation // *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*. 2023. Vol. 63. No. 4. P. 505–520.
11. Cailler M., Darabiha N., Veynante D., Fiorina B. Building-up virtual optimized mechanism for flame modeling // *Proceedings of the Combustion Institute*. 2017. Vol. 36. No. 1. P. 1251–1258.
12. Franzelli B., Riber E., Sanjose M., Poinot T. A two-step chemical scheme for kerosene–air premixed flames // *Combustion and Flame*. 2010. Vol. 157. No. 7. P. 1364–1373.
13. Stopper U., Meier W., Sadanandan R., Stöhr M., Aigner M., Bulat G. Experimental study of industrial gas turbine flames including quantification of pressure influence on flow field, fuel/air pre-mixing and flame shape // *Combustion and Flame*. 2013. Vol. 160. No. 10. P. 2103–2118.
14. Липатов В.Д., Кишалов А.Е., Липатова Е.Д. Подход к оптимизации кинетических параметров глобальных механизмов горения углеводородов применительно к рабочим условиям ГТУ // *Вестник УГАТУ*. 2024. Т. 28. № 2(104). С. 89–101. [Lipatov V.D., Kishalov A.E., Lipatova E.D. An approach to optimizing the kinetic parameters of global combustion mechanisms in relation to the operating conditions of gas turbine units // *Vestnik UGATU*. 2024. Vol. 28. No. 2(104). P. 89–101 (in Russian)].
15. Куценко Ю.Г. Моделирование процесса образования оксида углерода с использованием комбинированной модели турбулентного горения // *Вестник Ижевского государственного технического университета*. 2006. № 3. С. 23–26. [Kutsenko Yu. G. Modeling the process of carbon monoxide formation using a combined turbulent combustion model // *Bulletin of Kalashnikov Izhevsk State Technical University*. 2006. No. 3. P. 23–26 (in Russian)].
16. Ferrarotti M., Li Z., Parente A. On the role of mixing models in the simulation of MILD combustion using finite-rate chemistry combustion models // *Proceedings of the Combustion Institute*. 2019. Vol. 37. No. 4. P. 4531–4538.
17. Farokhi M., Birouk M. Assessment of fractal/wrinkling theories for describing turbulent reacting fine structures under MILD combustion regimes // *Combustion Science and Technology*. 2021. Vol. 193. No. 10. P. 1798–1825.
18. Fedina E., Fureby C., Bulat G., Meier W. Assessment of finite rate chemistry large eddy simulation combustion models // *Flow, Turbulence and Combustion*. 2017. Vol. 99. P. 385–409.

19. Van Oijen J.A., De Goey L.P.H. Modelling of premixed laminar flames using flamelet-generated manifolds // *Combustion science and technology*. 2000. Vol. 161. No. 1. P. 113–137.
20. Болдырев О.И., Горюнов И.М. Влияние термической диссоциации продуктов сгорания углеводородного топлива на параметры рабочего процесса перспективных газотурбинных двигателей // *Современные проблемы науки и образования*. 2012. № 1. С. 149. [Boldyrev O.I., Gorynov I.M. Influence of thermal dissociation of hydrocarbonic fuel combustion products on parameters of working process perspective gas-turbine engines // *Modern Problems of Science and Education*. 2012. No. 1. P. 149 (in Russian)].
21. Yamashita H., Shimada M., Takeno T. A numerical study on flame stability at the transition point of jet diffusion flames // *Symposium (International) on Combustion*. 1996. Vol. 26. No. 1. P. 27–34.
22. Bulat G., Jones W.P., Marquis A.J. NO and CO formation in an industrial gas-turbine combustion chamber using LES with the Eulerian sub-grid PDF method // *Combustion and Flame*. 2014. Vol. 161. No. 7. P. 1804–1825.

Об авторах:

ЛИПАТОВ Вадим Дмитриевич, соискатель каф. АД, УУНиТ, 32, ул. Заки Валиди, Республика Башкортостан, 450076, Россия, lipatvvadim@gmail.com.

КОНЕВА Ксения Владимировна, ассистент кафедры СМ, УУНиТ, 32, ул. Заки Валиди, Республика Башкортостан, 450076, Россия, ksyu.koneva.95@mail.ru.

Metadata:

Title: Simulation of the operating process of the combustion chamber of the gas turbine unit using an optimized global combustion mechanism.

Author 1: Vadim Dmitrievich Lipatov, external doctoral candidate of the Department of Aviation Engines, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., Ufa, Republic of Bashkortostan, 450076 Russia, lipatvvadim@gmail.com, ORCID ID: 0009-0008-1233-7571, Web of Science ResearcherID: KEI-3167-2024, Scopus Author ID: 57193407148.

Author 2: Koneva Ksenia Vladimirovna, Assistant Professor of the Department of the Strength of Materials, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., Ufa, Republic of Bashkortostan, 450076 Russia, ksyu.koneva.95@mail.ru.

Abstract: The article presents an algorithm for optimizing combustion mechanisms, according to which three-stage methane combustion mechanism was optimized for operation under conditions of lean combustion of a premixed mixture. This mechanism was used to model the flame tube of the Siemens SGT-100 combustion chamber. The obtained modeling results were compared with experimental data on the flame and swirling flow parameters. For the proposed approach in combination with Eddy Dissipation Concept combustion model with various methods for calculation the coefficient of the latter, good agreement was obtained with experimental data in the main combustion products, flame temperature and carbon monoxide emission. The possibility of further improving for the pre-exponential factor of individual reactions of the combustion mechanism is shown.

Keywords: combustion mechanism, combustion chamber, CFD, Eddy Dissipation Concept, flamelet, optimization, GTU.