

2. Fuel supply control method for a gas turbine engine, патент США № 5303542, 1992.
3. Gas turbine operating performance and considerations for combined cycle conversion at hay road power station / For presentation at the American Power Conference. Chicago, april 23...25, 1990.
4. Ольховский Г.Г. Энергетические ГТУ за рубежом / Теплоэнергетика № 9, 1990 г.
5. Robert Farmer. Dry low NO_x alternatives for aeroderivatives and small GTS. Gas turbine world, july – august, 1994.
6. В.К. Fulton. Dry low emission design based on series vs parallel fuel staging. / Gas turbine world, january – february, 1996.
7. T.S. Snyder, T.I. Rosfjord. Emission and performance of a leanpremixed gas fuel injection system for aeroderivative gas turbine engines. / Presented at the International gas turbine and aeroengine congress and exposition. The Hague, Netherlands, june 13...16, 1994.
8. Ольховский Г.Г. Снижение концентрации оксидов азота в выбросах ГТУ. / Теплоэнергетика, № 3, 1990 г.

УДК 621.438:546.11

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ NO_x В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКОЙ ТОПЛИВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Кашапов Р.С., Максимов Д.А., Скиба Д.В.,
Баштанников М.Н., Куликов С.В.

*Уфимский государственный технический университет,
кафедра ТАРД, г. Уфа*

В условиях камер сгорания ГТУ с предварительным смешением топлива, в силу существующих ограничений по габаритам и возможностям интенсификации смешения, можно получить однородную рабочую смесь с некоторым уровнем пульсаций концентрации топлива $\sigma/\langle z \rangle$ перед фронтом пламени. При этом задача снижения выбросов NO_x в основном сводится к задаче оптимизации процесса смешения в горелочном устройстве, то есть к формированию потока рабочей смеси с минимальным уровнем пульсаций концентрации при заданных конструктивных ограничениях (длина смесителя L_c, коэффициент потерь полного давления в смесителе ξ , минимальный размер газового отверстия d, избыточное давление газа Δp_r^*).

В данной работе теоретическими и экспериментальными методами исследовалось влияние конструктивных параметров оптимального смесителя на уровень σ/z и объемную концентрацию окислов азота Γ_{NO_x} . Уровень σ/z оценивался косвенным путем, с помощью математической модели, связывающей Γ_{NO_x} с эво-

лющей функции плотности распределения вероятностей (ФПРВ) для восстановленной концентрации топлива.

Идеализацией процесса в смесителе с большим количеством газовых струй и турбулизаторов является нестационарное статистически однородное поле концентраций. В работе [1] получено теоретическое решение для эволюции ФПРВ концентрации примеси (z). Анализ этого решения позволяет сделать два важных вывода. Во-первых, для описания вида ФПРВ пригодно распределение Гаусса. Во-вторых, для расчета σ необходимо иметь модель, связывающую эволюцию скалярной диссипации с конструктивными параметрами смесителя. Для построения такой модели обратимся к работе [2], в которой обобщен обширный экспериментальный материал по камерам смешения. В работе [2] показано, что рассматриваемые смесители обладают следующими общими свойствами:

1. Существует характерное сечение x^* , такое, что при $x > x^*$ распределения скорости, коэффициента турбулентной диффузии и вязкости можно считать однородными по всему каналу.
2. При малом гидравлическом сопротивлении смесителя существует линейная связь между коэффициентом турбулентной диффузии D_t и коэффициентом потерь полного давления.
3. С увеличением ξ связь между D_t и потерями давления ослабляется (в пределе «замороженной» турбулентности $D_t \approx 0,02\xi^{0,25}$).

Экспериментальные значения коэффициента D_t из работы [2] при вариации ξ в диапазоне от 0 до 10^3 с хорошей точностью описываются следующей эмпирической формулой

$$\frac{D_t}{UH} = 0,03\xi \exp(-1,4\xi^2) + 0,02\xi^{0,25}(1 - \exp(-\xi^2)), \quad (1)$$

где U – скорость потока без учета загромождения турбулизаторами, H – расстояние между турбулизаторами.

Расчеты по формуле (1) показывают, что оптимальные значения ξ весьма малы ($\xi_{\text{опт}} \leq 1,0$). Примечательно, что допустимые уровни потерь давления в смесителях горелочных устройств находятся в пределах теоретически оптимального диапазона потерь. В частности, при организации поперечного вдува струй газа в реальных горелочных устройствах возможные отношения скоростей газа и воздуха такое, что ξ_2 не превышает 0,3. В большинстве случаев увеличение ξ выше

1,0 неприемлемо по экономическим соображениям. Кроме того, повышение ξ с 1,0 до 2,0 дает существенный прирост D_1 (не более чем на 20%).

Отмеченные свойства зависимости D_1 от ξ позволяют значительно упростить расчет процесса смешения. При малых ξ и наличии нескольких источников турбулизации суммарный коэффициент диффузии может быть определен путем линейной суперпозиции. Наконец, можно пренебречь теми составляющими потерь полного давления, которые трудно учесть расчетным путем.

В работе [2] предлагается следующая методика расчета смесителей. Для описания ФПРВ концентрации примеси используется функция Гаусса, x^* рассчитывается по формуле

$$x^* = \frac{U\ell^2}{Dt} \left(0,016 + 0,004 \left(\frac{H}{\ell} \right)^{4/3} \right), \quad (2)$$

где ℓ — расстояние между отверстиями для подачи примеси. Интенсивность пульсаций концентрации примеси в произвольном сечении $X > X^*$ определяется как

$$\frac{\sigma}{\langle z \rangle} = 0,6 \left(\frac{x}{x^*} \right)^{-0,75} \quad (3)$$

Недостатком этой методики является то, что $\sigma/\langle z \rangle$ в явном виде зависит от значения x^* , которое определяется с помощью грубой линеаризации (2). При этом зависимость $\sigma/\langle z \rangle$ от x^* оказывается достаточно сильной. Воспользуемся рациональными элементами работы [2] для построения более строгой методики расчета. Примем следующие допущения:

1. Турбулентность однородна.
2. Турбулентная вязкость и коэффициент турбулентной диффузии во всей области течения при $x > x^*$ постоянны.
3. Зависимость D_1 от ξ описывается формулой (1).

С учетом принятых допущений уравнения для энергии турбулентности и дисперсии пульсаций концентрации имеют вид

$$U \frac{dk}{dX} = -\varepsilon, \quad (4)$$

$$U \frac{d\sigma^2}{dX} = -N_1 t, \quad (5)$$

где k – кинетическая энергия турбулентности ($k = 3/2 U'^2$, U' – пульсационная скорость), ϵ – скорость диссипации кинетической энергии. Для описания ϵ воспользуемся моделью турбулентности Секундова [3], а для описания скалярной диссипации – полуэмпирическим соотношением, полученным в работе [4] для автомодельного слоя смешения. Последнее соотношение используется во многих полуэмпирических моделях турбулентности для описания диссипативного члена в уравнении для дисперсии пульсаций концентрации.

Для решения системы уравнений (4), (5) относительно σ примем эмпирическую зависимость из работы [2], позволяющую связать коэффициент турбулентной диффузии с масштабом и кинетической энергией турбулентности при $X > X^*$:

$$k_* = 150 \left(\frac{Dt_{\Sigma}}{H} \right)^2 \quad (6)$$

Система уравнений (4), (5) при начальных условиях $k(0) = k_*$, $(\sigma/\langle z \rangle)_0 = 0,55$ дает аналитическое решение

$$\sigma(z) = \frac{z}{1 + 15 \frac{Dt_{\Sigma}}{UH^2} (x - x_*)} \quad (7)$$

В большинстве случаев $x \gg x^*$, поэтому точность оценки $\sigma(x)$ весьма слабо зависит от точности определения x^* . В этом заключается важное преимущество решения (7) по сравнению с решением (3). Второе отличие состоит в выборе константы определяющей значение $\sigma/\langle z \rangle$ при $x = x^*$. В решении (7) используется константа, рекомендованная Кузнецовым в работе [1].

Для оценки корректности разработанной модели смешения по результатам измерения концентраций окислов азота в реагирующем потоке с пульсациями концентраций дополним расчетную модель, приняв следующие допущения:

1. Фронт пламени плоский.
2. Окисление исходного горючего описывается единственной брутто-реакцией с бесконечной скоростью.
3. Окись азота образуется исключительно в зоне догорания по механизму Зельдовича.
4. На процесс смешения топлива с воздухом не оказывают влияния начальная турбулентность воздушного потока на входе в смеситель,

турбулентность, создаваемая стабилизаторами пламени и генерированная пламенем турбулентность.

С учетом принятых допущений зависимость $\sigma/\langle z \rangle$ от времени пребывания в смесителе t_c и в зоне, t_r описывается формулой (7), где $x = t_c - \frac{x^*}{U} + t_r$, а концентрация окислов азота определяется как

$$\Gamma_{NO} = \frac{1}{\langle \rho \rangle} \int_0^{t_r} \rho \langle W_{NO} \rangle dt, \quad (8)$$

где $\langle W_{NO} \rangle$ – осредненная скорость образования NO в момент времени t_r .

Строго говоря, $\langle W_{NO} \rangle$ зависит не только от ФПРВ z , но и от термодинамической неравновесности [5]. Однако в настоящей работе исследовался процесс образования NO при таких вариациях режимных параметров, для которых влияние неравновесности несущественно. Заметим, что этот случай чаще всего встречается на практике (умеренно бедная смесь, высокое давление).

Конструкция модельной камеры сгорания должна обеспечивать выполнение идеализированных условий смешения и горения, в соответствии с принятыми в модели допущениями. Горелочное устройство с аксиальным завихрителем было затоплено в огневое пространство жаровой трубы, что при соответствующем выборе формы профиля лопатки и степени расширения жаровой трубы позволило стабилизировать пламя не только на центральной зоне рециркуляции, но и на периферийной зоне рециркуляции. Таким образом, достигалось приближение фронта пламени к плоскому. Тепловые потери из зоны реакции сведены к минимуму благодаря применению жаровой трубы с керамической облицовкой. Для уменьшения влияния начальной турбулентности на процесс смешения перед смесителем устанавливалась мелкаячеистая турбулизирующая решетка, геометрия которой подбиралась по рекомендациям работы [6] с тем, что бы в начальном сечении смесителя интенсивность турбулентности снизилась до уровня трубной турбулентности.

Подробнее следует остановиться на конструкции смесителя (рис. 1). Коэффициент потерь полного давления ξ зависит от формы топливных коллекторов, степени загромождения сечения, концентрации газа и отношения скоростей воздуха и газа. Коническая форма топливного коллектора позволяет достичь равномерного распределения степени загромождения и коэффициента турбулентной диффузии по высоте кольцевого канала камеры смешения. В работе

применялись смесители нескольких типов, отличающихся значениями ξ , H и t_c . Изменение ξ в пределах от 0,5 до 1,0 достигалось за счет изменения степени загромождения, а изменение характерного размера H – за счет количества коллекторов и газовых отверстий (для смесителя рассматриваемой конструкции характерные размеры ℓ и H связаны приближенным соотношением $H \approx 2\ell$). Благодаря подбору длины смесителя t_c изменялось от 3×10^{-3} с до 6×10^{-3} с.

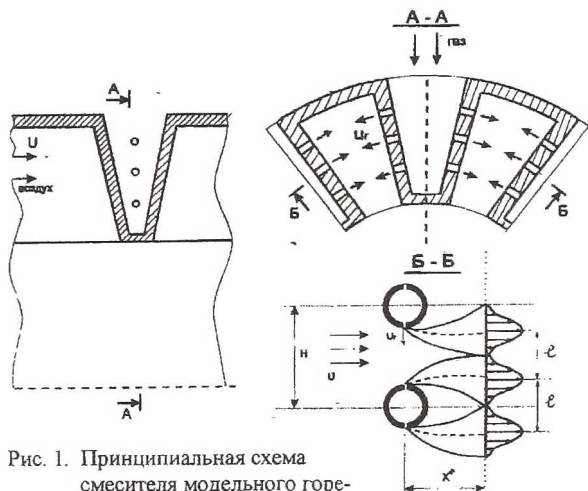


Рис. 1. Принципиальная схема смесителя модельного горелочного устройства

с. В изотермических условиях контролировалось поле осредненных концентраций примеси на срезе горелочного устройства. Максимальное относительное отклонение локальной концентрации примеси от среднemasсовой для всех типов смесителей не превышало 3%.

В экспериментах использовались жаровые трубы с двумя различными длинами L_T , что позволило определять концентрацию NO_x и коэффициент избытка воздуха при двух фиксированных значениях времени пребывания в зоне горения ($t_r \approx 10 \times 10^{-3}$ с и 20×10^{-3} с). Отсчет t_r производился от среза горелочного устройства. Для отбора проб для газового анализа применялся осредняющий десятиточечный зонд. Количественный анализ состава продуктов сгорания осуществлялся с помощью газоанализатора «Дитангаз-16». Температура воздуха и давление в камере сгорания во всех опытах выдерживались одинаковыми: $T_0 = 673$ К, $P = 0,43$ МПа.

На рис. 2 определенные в эксперименте осредненные концентрации окислов азота сопоставлены с результатами расчетов по представленной выше математической модели. Отметим одну особенность расчетной модели, присущую выбранной геометрии смесителя. В кольцевом канале невозможно получить равномерное распределение характерной координаты x^* на высоте канала, поэтому

возникает задача рационального выбора эффективного значения x^* . В данной работе величина x^* определялась осреднением по площади поперечного сечения.

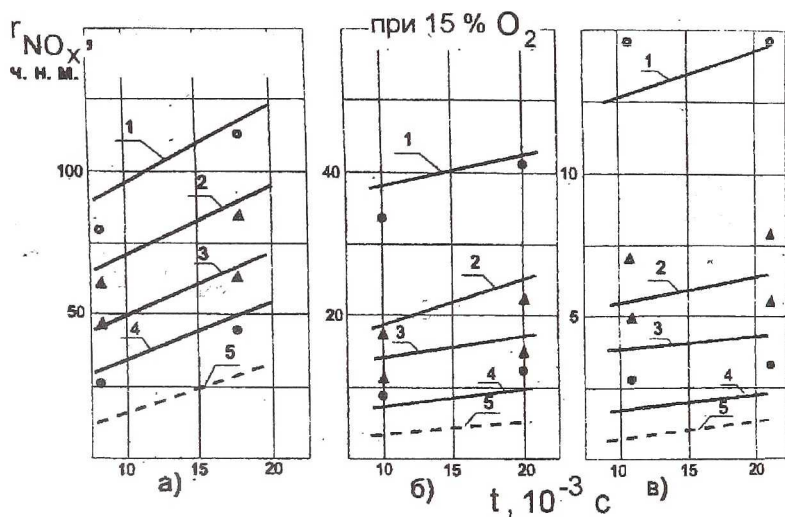


Рис. 2. Влияние геометрических параметров смесителя модельного горелочного устройства на концентрацию NO_x в продуктах сгорания при $P = 0,43$ Мпа, $T_a = 673$ К:

- , 1 $H = 15$ мм, $L/H = 4$, $x = 0,5$
- △, 2 $H = 15$ мм, $L/H = 8$, $x = 0,5$
- ▲, 3 $H = 10,6$ мм, $L/H = 5,7$, $x = 0,5$
- , 4, $H = 10,6$ мм, $L/H = 11,4$, $x = 0,5$

- , △, ▲, ● - экспериментальные данные,
- 1, 2, 3, 4 - расчетные зависимости
- 5 - расчет при $s/\langle z \rangle = 0$,
- а) $\alpha = 1,5$; б) $\alpha = 1,7$; в) $\alpha = 1,9$

Анализ результатов показывает, что простая модель, базирующаяся на гипотезах об однородности турбулентности и постоянстве коэффициента турбулентной диффузии, позволяет с удовлетворительной точностью описать зависимость концентрации NO_x от геометрии смесителя и режимных параметров. При этом в интервале $\alpha < 1,9$ наблюдается некоторое завышение расчетных значений над экспериментальными. Обратная тенденция характерна для сильно обедненных смесей: расчетные оценки оказываются заниженными. Эти расхождения могут быть объяснены следующими причинами. Во-первых, математическая модель с принятыми допущениями должна давать заведомо завышенную оценку концентрации NO_x для горелочного устройства с оптимальным смесителем. Во-вторых, для смесителей с поперечной подачей газовых струй, вследствие зависимости глубины проникновения от состава смеси, начальное равномерное распределение топлива достигается только при одном фиксированном значении $\alpha_{\text{кр}}$.

В данном случае, очевидно, α_{opt} соответствует умеренно бедной смеси. Наконец, при увеличении α возрастает погрешность измерения τ_{NOx} . С улучшением качества смешения и обогащением состава смеси усиливается зависимость τ_{NOx} от времени пребывания, что свидетельствует о доминирующей роли образования NO по термическому механизму. Примечательно, что при умеренных значениях потерь полного давления в смесителе ($\xi < -1,0$) и разумных значениях L_c и d ($L_c/d \approx 100$, $L_c/H \approx 10$) могут быть достигнуты весьма низкие уровни выбросов окислов азота, приближающиеся к минимально возможному уровню, прогнозируемому теорией Зельдовича. Разработанная математическая модель успешно применялась при проектировании малотоксичных горелочных устройств для камер сгорания ряда ГТУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. Турбулентность и горение. – М.: Наука, 1986. – 280 с.
2. Теория турбулентных струй. /Под. ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Наука, 1984. – 720 с.
3. Секундов А.Н. Применение дифференциального уравнения для турбулентной вязкости к анализу плоских неавтономных течений. – Изв. АН СССР, МЖГ, 1971, №5. – с. 119...127.
4. Beguier C., De Keyser I., Launder B.E. Ratio of scalar and velocity dissipation time scales in shear flow turbulence. – Phys. Fluids, 1978, v. 21, №3. – p. 307...310.
5. Тухбатуллин Ф.Г., Кашапов Р.С. Малотоксичные горелочные устройства газотурбинных установок. – М.: Недра, 1997. – 160с.
6. Хинце И.О. Турбулентность. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1963. – 680 с.

УДК 562. 23. 045

ЭЛЕМЕНТЫ МЕТОДОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ТЕОРИИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД, ГТУ

Ковылов Ю.Л., Лукачев С.В., Цыганов А.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

1. АНАЛИЗ И СВЕРТКА ТРЕБОВАНИЙ К ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Как известно, к организации рабочего процесса камер сгорания ГТД предъявляется более двух десятков параметрических требований, многие из которых наилучшим образом удовлетворяются при существенно различной организации рабочего процесса. Например: