

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИНФОРМАТИКА

DOI 10.15507/2079-6900.28.202603.240-257

Оригинальная статья

ISSN 2079-6900 (Print)

ISSN 2587-7496 (Online)

УДК 517.95:536.2:533.2

Численное моделирование центрального впрыска воздуха для повышения эффективности горения биогаза в системе с реагирующим потокомУ. Д. Мизхер¹, М. Д. Мизхер², П. М. Абрашкин³, П. А. Вельмисов³¹Южный технический университет (г. Басра, Ирак)²Университет Аль-Шатра (г. Аль-Шатра, Ирак)³Ульяновский государственный технический университет (г. Ульяновск, Российская Федерация)

Аннотация. В данной работе представлен комплексный численный анализ (CFD) реагирующего потока с целью исследования влияния центрального впрыска воздуха на эффективность горения и эмиссионные характеристики биогаза. Из-за высокого содержания диоксида углерода (CO_2) биогаз обычно характеризуется нестабильностью пламени и низкой теплотворной способностью. Для решения этих проблем предложен метод центрального впрыска вторичного воздуха, направленный на изменение динамики сдвигового слоя и интенсификацию турбулентно-химического взаимодействия. Численное моделирование выполнено путем решения уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS), совместно с моделью турбулентности Realizable $k - \epsilon$. Сложные химические реакции смеси метана и диоксида углерода моделировались с использованием концепции вихревого рассеяния (EDC) в сочетании с сокращенным механизмом химической кинетики. Результаты показывают, что аэродинамическая структура, формируемая центральной воздушной струей, создает устойчивую центральную тороидальную зону рециркуляции (CTRZ). Эта зона выполняет роль теплового анкера, существенно стабилизируя корень пламени и предотвращая его отрыв. Оптимизация скорости центрального впрыска воздуха привела к более равномерному распределению температуры и значительному снижению выбросов недогоревших углеводородов (УНС) и монооксида углерода (СО) на выходе. Однако был определен верхний порог скорости впрыска, выше которого локальное образование термических оксидов азота (NO_x) возрастает из-за появления интенсивных стехиометрических зон. Полученные результаты дают практические рекомендации по аэродинамической оптимизации и проектированию экологически чистых горелочных устройств, работающих на низкокалорийном биотопливе.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика (CFD), горение биогаза, центральный впрыск воздуха, концепция вихревого рассеяния (EDC), снижение выбросов

Для цитирования: Мизхер У. Д., Мизхер М. Д., Абрашкин П. М., Вельмисов П. А. Численное моделирование центрального впрыска воздуха для повышения эффективности горения биогаза в системе с реагирующим потоком // Журнал Средневожского математического общества. 2026. Т. 28, № 3. С. 240–257. DOI: 10.15507/2079-6900.28.202603.240-257



Об авторах:

Мизхер Усама Джавад, кандидат технических наук, преподаватель, Южный технический университет (61001, Ирак, г. Басра, ул. Главная дорога Аль-Зубайр), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8950-9772>, u.mizher@stu.edu.iq

Мизхер Мустафа Джавад, преподаватель, Университет Аль-Шатра (64007, Ирак, г. Аль-Шатра, ул. Аль-Гарраф), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7573-3036>, mustafa.j.mezher@shu.edu.iq

Абрашкин Павел Михайлович, аспирант, ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» (430027, Россия, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32), ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7029-3826>, abrashkinpm@gmail.com

Вельмисов Петр Александрович, доктор физико-математических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный технический университет» (430027, Россия, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7825-7015>, velmisov@ulstu.ru

Original article

MSC2020 49K20, 76F60, 80A20

Analysis of Central Air Injection for Enhancing Biogas Combustion Efficiency in a Reactive Flow System

U. J. Mizher¹, M. J. Mezher², P. M. Abrashkin³, P. A. Velmisov³

¹*Southern Technical University (Basra, Iraq)*

²*Al-Shatrah University (Al-Shatrah, Iraq)*

³*Ul'yanovsk State Technical University (Ul'yanovsk, Russian Federation)*

Abstract. This study presents a comprehensive Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of a reactive flow system to investigate impact of central air injection on the combustion efficiency and emission characteristics of a biogas. Owing to its high carbon dioxide content (CO_2) content, biogas typically exhibits flame instability and low calorific value. To mitigate these challenges, a central secondary air injection strategy is proposed to modify the shear layer dynamics and enhance turbulence-chemistry interactions.

Numerical simulations were executed by solving the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations coupled with the Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model. The complex chemistry of the methane-carbon dioxide mixture was resolved using the Eddy Dissipation Concept (EDC) integrated with a reduced chemical kinetic mechanism.

The results reveal that the aerodynamic structure induced by the central air jet establishes a stable Central Toroidal Recirculation Zone (CTRZ), which acts as a thermal anchor, significantly stabilizing the flame root and preventing its lift-off. Optimization of the central air injection velocity has led to a more uniform temperature distribution and to a remarkable decrease in unburned hydrocarbons (UHC) and Carbon Monoxide (CO) emissions at the exhaust. However, an upper threshold for the injection velocity was identified, beyond which localized thermal Nitrogen Oxide (NO_x) generation increases due to intensive thermal damping from the excess cold core air. These findings offer practical guidelines for the aerodynamic optimization and design of eco-friendly, low-calorific biofuel burners.

Keywords: computational fluid dynamics, biogas combustion, central air injection, eddy dissipation concept, reduction of emissions

For citation: *U. J. Mizher, M. J. Mezher, P. M. Abrashkin, P. A. Velmisov. Analysis of Central Air Injection for Enhancing Biogas Combustion Efficiency in a Reactive Flow System. Zhurnal Srednevolzhskogo matematicheskogo obshchestva. 28:3(2026), 240–257. DOI: 10.15507/2079-6900.28.202603.240-257*

About the authors:

Usama J. Mizher, Ph.D (Tech.), Lecturer, Southern Technical University (Al-Zubair Main Road, Basra 61001, Iraq), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8950-9772>, u.mizher@stu.edu.iq

Mustafa J. Mezher, Lecturer, Al-Shatrah University (Al-Gharraf St., Dhi Qar, Al-Shatrah 64007, Iraq), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7573-3036>, Mustafa.J.Mezher@shu.edu.iq

Pavel M. Abrashkin, postgraduate student, Ulyanovsk State Technical University (32 Severny Venets St., Ulyanovsk 432027, Russia), ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7029-3826>, abrashkinpm@gmail.com

Peter A. Velmisov, D.Sc. (Phys. and Math.), Professor, Ulyanovsk State Technical University (32 Severny Venets St., Ulyanovsk 432027, Russia), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7825-7015>, velmisov@ulstu.ru

1. Введение

В условиях современных глобальных экологических требований и изменения структуры энергетики все большее значение приобретает использование альтернативных и возобновляемых источников энергии. Среди них биогаз, получаемый в результате анаэробного сбраживания, рассматривается как высокоперспективное топливо для снижения углеродного следа в энергогенерирующих системах. Однако сырой биогаз относится к категории низкокалорийных газообразных топлив из-за значительного содержания диоксида углерода (CO_2), что существенно снижает его низшую теплоту сгорания и ламинарную скорость распространения пламени. Как следствие, прямое сжигание биогаза часто сопровождается низкими температурами пламени, слабой химической реакционной способностью, отрывом пламени и нестабильностью процессов горения. Эти технические ограничения приводят к неполному сгоранию топлива и, как результат, к повышенным выбросам диоксида углерода (CO) и недогоревших углеводородов, что остается серьезной проблемой в современной теплоэнергетике [1, 2].

Для преодоления указанных недостатков активно исследуются методы оптимизации аэродинамики горелочных устройств и усовершенствования систем распределения воздуха. Опыт последних исследований показывает, что управление траекториями смешения топлива и воздуха на основе детального численного моделирования потоков позволяет существенно повысить интенсивность горения и снизить уровень вредных выбросов [3, 4]. Среди различных аэродинамических методов внедрение центральной струи вторичного воздуха представляет собой простой и эффективный способ интенсификации смешения в ядре факела и изменения динамики сдвигового слоя. Тем не менее, конкретные аэродинамические механизмы, посредством которых центральная воздушная струя влияет на структурную стабилизацию и полноту химического сгорания разбавленного углекислым газом биогаза, до сих пор не получили достаточного отражения в научной литературе [5, 6].

В последние годы численное моделирование процессов горения низкосортных и композиционных топлив привлекает широкое внимание исследователей, при этом основные

усилия сосредоточены на гидродинамике потоков, профилях температур и кинетике образования загрязняющих веществ. Например, в работе [7] с помощью CFD-моделей исследовались сопряженное горение топлив и локальное поведение пламени в активных зонах горения энергетических установок. Аналогичным образом авторы работы [8] сосредоточились на моделировании динамики потока и характеристик многофазного горения композитного топлива в комбинированных горелочных системах. Кроме того, исследование динамики образования вредных выбросов при различных режимах работы подчеркнуло ключевую роль численных прогностических инструментов в оценке экологической эффективности энергосистем [9, 10].

Параллельно с химической кинетикой детально изучались гидродинамика и механизмы смешения в коаксиальных и закрученных струйных потоках. Численные модели, примененные как к осевым, так и к тангенциально закрученным реагирующим струям, показывают, что такие параметры, как геометрия сопла, угол впрыска и интенсивность крутки, определяют макроструктуру пламени и снижают термические выбросы [11, 12]. В дополнение к экспериментальным тестам, теоретический и асимптотический анализ потоков вязкой жидкости, а также сопряженных процессов тепло- и массопереноса позволили глубже понять поведение пограничного слоя и механизмы интенсификации смешения [13, 14]. Наряду с этим современные исследования в области моделирования горения композитных топлив в промышленных горелках выявили глубокое влияние локальных граничных условий и специфики состава топлива на макромасштабную стабильность и эволюцию факела [15].

Несмотря на достигнутый прогресс, понимание того, как локальная центральная воздушная струя взаимодействует со спутным потоком биогаза, разбавленного CO_2 , остается неполным. В частности, требуется детальная численная оценка взаимосвязи между скоростью центрального впрыска воздуха, формированием внутренних рециркуляционных зон и результирующим турбулентно-химическим взаимодействием.

Для устранения данного пробела в настоящей работе применяется высокоточное CFD-моделирование для систематической оценки влияния центрального впрыска воздуха на топологию течения, термическую структуру и эффективность сгорания в реагирующей биогазовой системе. Полученные результаты призваны послужить основой для разработки практических рекомендаций по аэродинамической оптимизации и проектированию горелочных устройств, работающих на низкокалорийном биотопливе.

2. Математическое моделирование и определяющие уравнения

Для описания стационарного, неизоэнергетического, реагирующего турбулентного потока многокомпонентной газовой смеси решается система уравнений сохранения (Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу – RANS), дополненная моделями турбулентности и химической кинетики [16, 17]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right], \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_{eff}}{C_p} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right) + S_h. \quad (2.3)$$

Здесь p – статическое давление, μ – динамическая вязкость, $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ представляет собой тензор напряжений Рейнольдса, описывающий турбулентный перенос импульса, h – энтальпия смеси, k_{eff} – эффективная теплопроводность (учитывающая турбулентную теплопроводность), C_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, S_h – объемный источник тепла за счет экзотермических химических реакций:

$$S_h = - \sum_k \frac{h_k^0}{M_k} R_k,$$

где h_k^0 – стандартная энтальпия образования k -го компонента, M_k – его молярная масса, R_k – общая скорость химического превращения данного компонента.

2.1. Модель турбулентности

Для замыкания уравнений импульса используется модифицированная двухпараметрическая модель турбулентности Realizable $k-\varepsilon$, которая демонстрирует высокую точность при моделировании коаксиальных струй, сдвиговых слоев и зон обратных токов. Уравнения переноса для кинетической энергии турбулентности (k) и скорости ее диссипации (ε) имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon, \\ \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Константы модели C_2 , σ_k и σ_ε имеют следующие значения по умолчанию [18]: $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$; G_k – генерация кинетической энергии турбулентности за счет градиентов средних скоростей, $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ – турбулентная вязкость, коэффициенты модели имеют стандартные калиброванные значения, σ_k , σ_ε являются турбулентными числами Прандтля для k и ε , соответственно; $\nu = \mu / \rho$ – кинематическая вязкость; C_μ – эмпирический коэффициент; $C_\mu = 0.09$; u , v – компоненты скорости вдоль осей x и y соответственно.

2.2. Перенос компонентов и модель турбулентно-химического взаимодействия

Локальный состав реагирующей смеси определяется путем решения уравнений переноса массовых долей Y_k для каждого из $N - 1$ химических компонентов [19]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i Y_k) = - \frac{\partial}{\partial x_i} J_k + R_k, \quad (2.5)$$

где J_k – диффузионный поток компонента k , обусловленный градиентами концентраций и турбулентным перемешиванием:

$$J_k = - \left(\rho D_{m,k} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial Y_k}{\partial x_i}.$$

Здесь $D_{m,k}$ – коэффициент молекулярной диффузии, Sc_t – турбулентное число Шмидта ($Sc_t = 0.7$).

Для моделирования скорости химических реакций R_k в условиях сильной связи между гидродинамикой и кинетикой применяется концепция вихревого рассеяния (Eddy Dissipation Concept – EDC). Модель EDC предполагает, что химическое взаимодействие происходит в микроразонах (мелких вихрях), масштабы которых определяются как [20, 21]:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu \varepsilon}{k^2} \right)^{1/4}.$$

Временной масштаб реакций в этих микроструктурах равен:

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2}.$$

Скорость изменения массы компонента k рассчитывается через обмен между микроразонами и окружающим потоком [22]:

$$R_k = \frac{\rho (\xi^*)^2}{\tau^* (1 - (\xi^*)^3)} (Y_k^* - Y_k),$$

где Y_k^* – массовая доля компонента после протекания химических реакций в микроразоне в течение времени τ^* , рассчитываемая на основе сокращенного кинетического механизма горения метана с учетом промежуточных стадий образования оксида углерода CO.

3. Расчетная область и граничные условия

Геометрическая модель камеры сгорания, используемая для исследования процессов горения низкокалорийного биогаза, представлена на рис. 3.1. Расчетная область представляет собой горизонтальный осесимметричный (или прямоугольный) канал длиной L и диаметром D . Конструкция горелочного устройства включает центральный узел впрыска вторичного воздуха (Central air inlet), окруженный двумя концентрическими потоками биогаза (Biogas inlet). Дополнительно в верхней и нижней частях фронтальной плиты расположены каналы подачи основного воздуха (Main air inlet), обеспечивающие подачу первичного окислителя в объем камеры. Такая конфигурация направлена на интенсификацию турбулентного перемешивания топлива и воздуха непосредственно в ядре факела, что способствует повышению полноты сгорания.

3.1. Граничные условия

Для корректного замыкания системы дифференциальных уравнений в частных производных на границах расчетной области задавались условия, строго соответствующие реальным физическим и газодинамическим режимам работы экспериментальной установки.

1. Центральный канал подачи воздуха (Central Air Inlet). На данном участке сопла задавалось граничное условие массового расхода на входе. Температура подаваемого воздуха принималась постоянной и равной $T = 300$ К. В соответствии с задачами исследования, массовый расход воздуха через этот канал ($\dot{m}_{air, c}$) варьировался ступенчато: 0%, 10%, 20%, 30% и 40% от общей массы подаваемого окислителя.

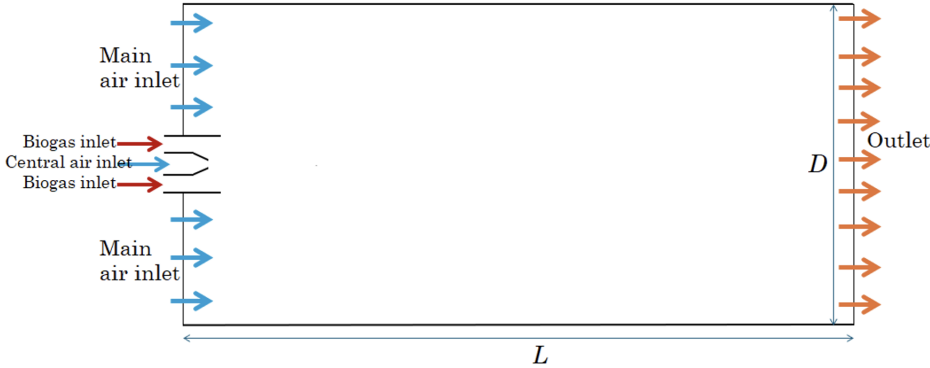


Рис. 3.1. Схема расчетной области камеры сгорания и граничные условия
Fig. 3.1. A scheme of the computational domain of the combustion chamber and boundary conditions

2. Каналы подачи биогаза (Biogas Inlet). Для топливных каналов использовалось граничное условие массового расхода (Mass Flow Inlet). Суммарный расход газового топлива был зафиксирован на уровне $\dot{m}_{fuel} = 0.05$ г/с. Состав биогаза моделировался как бинарная смесь со следующим объемным соотношением компонентов: 65% метана (CH_4) и 35% диоксида углерода (CO_2). Начальная температура топлива составляла 300 K.
3. Каналы подачи основного воздуха (Main Air Inlet). На периферийных входах фронтальной плиты задавалось условие массового расхода. Массовый расход через эти каналы ($\dot{m}_{air, m}$) определялся по остаточному принципу так, чтобы суммарный расход воздуха в системе $\dot{m}_{air, total} = \dot{m}_{air, m} + \dot{m}_{air, c}$ всегда оставался неизменным и составлял ровно 0.3 г/с, обеспечивая стабильный избыток окислителя.
4. Выходное сечение камеры (Outlet). На выходе из расчетного домена устанавливалось граничное условие постоянного статического давления, равного стандартному атмосферному давлению $p_{out} = 101325$ Па. При возникновении обратных токов температура смеси принималась равной 300 K.
5. Твердотельные стенки (Walls). Для всех конструктивных элементов и стенок камеры сгорания задавалось условие гидродинамического прилипания, при котором компоненты скорости на стенке равны нулю $u_i = 0$. Тепловой режим стенок моделировался как адиабатический $\partial T / \partial n = 0$, что исключало внешние теплопотери и позволяло оценить максимальный термический потенциал факела.

Сводные параметры всех исследованных физических конфигураций и режимов работы численной модели систематизированы и представлены в Таблице 3.1.

Таблица 3.1. Параметры и типы граничных условий для численного моделирования
Table 3.1. Parameters and types of boundary conditions for numerical simulation

Граничная зона (Zone)	Тип условия в Fluent	Расход / Скорость	Температура (К)	Химический состав (Объёмные доли)
Biogas Inlet	Mass-Flow Inlet	$\dot{m}_{fuel} = 0.05 \text{ г/с}$	300	65% CH ₄ , 35% CO ₂
Central Air Inlet	Mass-Flow Inlet	$\dot{m}_{air,c} = 0.0 - 0.12 \text{ г/с}$ (0%-40% от общего)	300	21% O ₂ , 79% N ₂
Main Air Inlet	Mass-Flow Inlet	$\dot{m}_{air,m} = 0.30 - 0.18 \text{ г/с}$ (до полной суммы 0.3 г/с)	300	21% O ₂ , 79% N ₂
Outlet	Pressure Outlet	$p = 101325 \text{ Па}$	300	Свободный выход продуктов
Walls	Wall	$u_i = 0$	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$	—

4. Результаты

4.1. Анализ полей температуры и структуры факела

На рис. 4.1 представлены двухмерные контуры распределения температуры в продольном сечении камеры сгорания для пяти исследованных режимов распределения воздуха ($\dot{m}_{air,c} = 0\%, 10\%, 20\%, 30\%, 40\%$). Полученные результаты визуализируют существенное влияние интенсивности центрального впрыска на геометрическую форму, термическую структуру и пространственную стабилизацию зоны горения биогаза.

- Базовый режим: $\dot{m}_{air,c} = 0\%, \dot{m}_{air,m} = 100\%$.

При отсутствии центрального впрыска окислителя в прикорневой зоне горелки (непосредственно у среза сопла) наблюдается протяженная область с относительно низкими температурами (около 432 – 695 К). Высокотемпературное ядро факела ($T \approx 1750 \text{ К}$) смещено далеко вниз по течению и прижато к периферии. Это объясняется тем, что балластный диоксид углерода, содержащийся в биогазе, снижает скорость химических реакций и кинетику воспламенения. В результате смешение газов в центральной зоне затруднено, что создает явные риски гидродинамического отрыва пламени.

- Режимы начального впрыска: $\dot{m}_{air,c} = 10\%$ и $\dot{m}_{air,c} = 20\%$.

Подача даже небольшого количества воздуха через центральный канал радикально меняет топологию температурного поля. На контурах отчетливо видно, как зона максимальных температур ($T_{max} \geq 1750 \text{ К}$) смещается навстречу потоку – ближе к срезу сопла. Центральная воздушная струя создает высокоинтенсивный сдвиговый слой на границе с коаксиальным потоком биогаза, активизируя образование центральной тороидальной зоны рециркуляции (CTRZ). Эта зона подсасывает раскаленные продукты сгорания обратно к основанию пламени, стабилизируя корень факела и предотвращая эффект отрыва. При $\dot{m}_{air,c} = 20\%$ температурный профиль приобретает наиболее сбалансированную и симметричную форму с однородным заполнением центральной части камеры.

- Режимы избыточного впрыска: $\dot{m}_{air,c} = 30\%$ и $\dot{m}_{air,c} = 40\%$.

Дальнейшее увеличение доли центрального воздуха до 30 % и 40 % приводит к изменению характера термической структуры. Высокоскоростной поток холодного воздуха (300 К), поступающий через центр, начинает оказывать избыточное динамическое воздействие на зону воспламенения. На рис. 4.1 для режима 40 % заметно расширение и некоторое растяжение ядра факела вдоль оси. Большой объем холодного окислителя приводит к локальному термическому разбавлению реакционной зоны (эффект «продувки»). Хотя максимальные температуры в глубине камеры все еще достигают высоких значений за счет догорания смеси, температурные градиенты вблизи сопла сглаживаются, что указывает на снижение интенсивности начального тепловыделения.

4.2. Осевое распределение температуры пламени

Для более детального количественного анализа термической структуры реагирующего потока на рис. 4.2 приведены зависимости локальной температуры от продольной координаты вдоль центральной оси камеры сгорания для всех исследованных режимов.

- Анализ прикорневой зоны воспламенения ($x < 0.25$ м).

На графике отчетливо виден резкий термический скачок (градиент температуры) в непосредственной близости от среза сопла при наличии центрального впрыска воздуха. Для базового режима (0 %, красный сплошной заглавный контур) температура растет плавно и достигает значений порядка 1400 К лишь на удалении $x \approx 0.5$ м. Это подтверждает, что высокая концентрация CO_2 в исходном биогазе затягивает стадию предпламенной подготовки и сдвигает фронт воспламенения вниз по течению. Напротив, при введении центрального воздуха (10% – 40%) кривые демонстрируют мгновенный подъем температуры, причем пиковые значения в этой прикорневой зоне растут пропорционально увеличению расхода центральной струи. При режиме 40% (черная сплошная линия) и 30% (зеленая сплошная линия) фиксируются максимальные стартовые пики температур, превышающие 1800 К на расстоянии менее 0.1 м от входа. Физически это доказывает, что центральный впрыск окислителя мгновенно обеспечивает необходимый объем кислорода в ядре потока, стимулируя высокоинтенсивное квазистехиометрическое выгорание метана прямо у среза горелки.

- Анализ основной зоны стабилизации факела ($0.25 < x < 1.5$ м).

По мере удаления от сопла характер кривых меняется. Режимы с умеренным впрыском — 20 % (синий пунктир) и 30 % (зеленая линия) — демонстрируют наиболее стабильный, монотонный и пологий профиль с удержанием температуры на высоком уровне (1700 – 1780 К). Это указывает на формирование устойчивой зоны обратных токов (CTRZ), которая непрерывно подпитывает фронт горения теплом. В то же время режим 40 % после начального экстремума показывает небольшое локальное падение температуры (стабилизация на уровне около 1740 К), что связано с охлаждающим действием избыточной массы холодного воздуха, прорывающегося через центр.

- Выходная зона ($x > 1.5$ м).

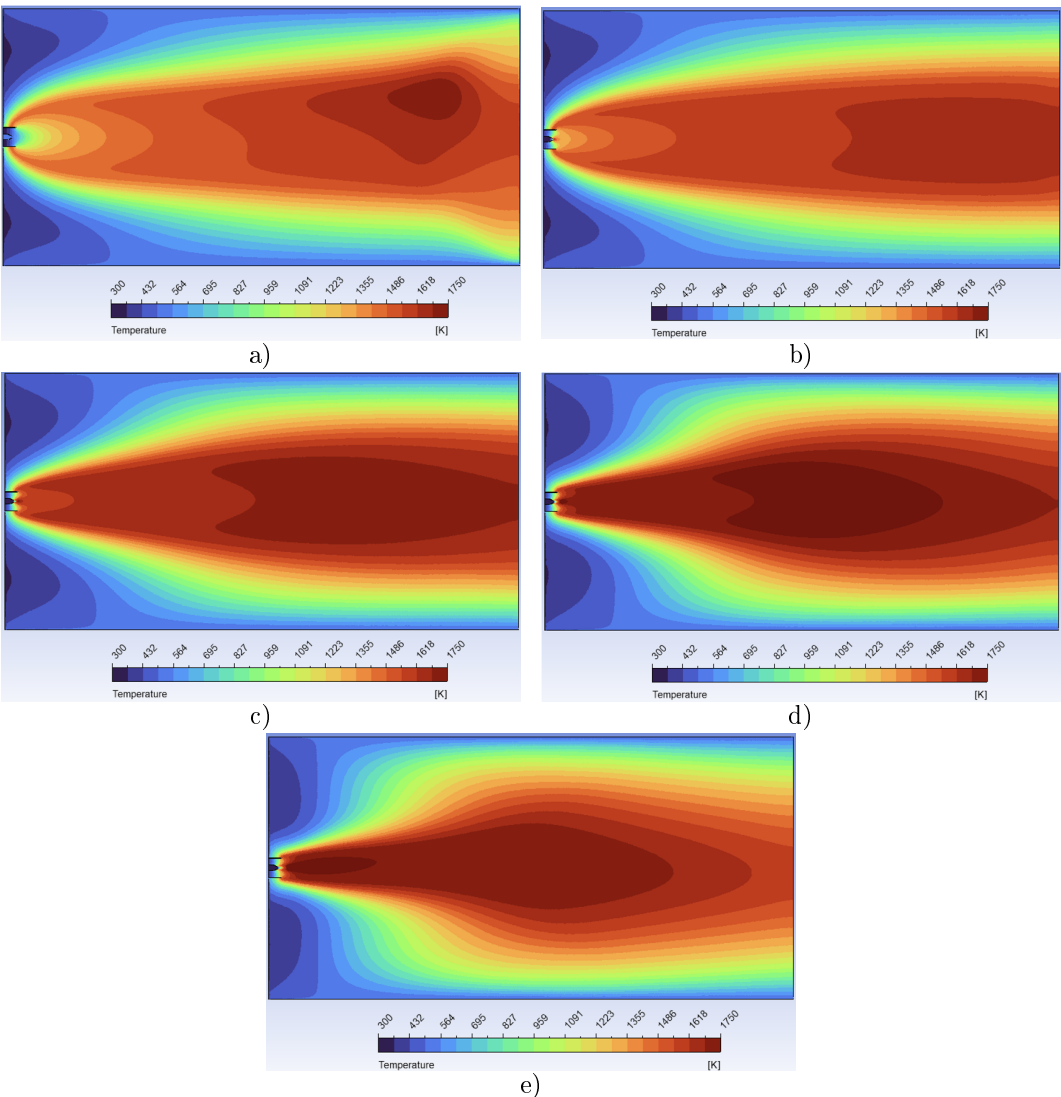


Рис. 4.1. Двухмерные контуры распределения температуры (К) в камере сгорания при различных режимах распределения центрального и основного воздуха: а) $\dot{m}_{air,c} = 0\%$, $\dot{m}_{air,m} = 100\%$, б) $\dot{m}_{air,c} = 10\%$, $\dot{m}_{air,m} = 90\%$, в) $\dot{m}_{air,c} = 20\%$, $\dot{m}_{air,m} = 80\%$, г) $\dot{m}_{air,c} = 30\%$, $\dot{m}_{air,m} = 70\%$, д) $\dot{m}_{air,c} = 40\%$, $\dot{m}_{air,m} = 60\%$

Fig. 4.1. Two-dimensional contours of temperature distribution (K) in the combustion chamber under different modes of distribution of central and main air: а) $\dot{m}_{air,c} = 0\%$, $\dot{m}_{air,m} = 100\%$, б) $\dot{m}_{air,c} = 10\%$, $\dot{m}_{air,m} = 90\%$, в) $\dot{m}_{air,c} = 20\%$, $\dot{m}_{air,m} = 80\%$, г) $\dot{m}_{air,c} = 30\%$, $\dot{m}_{air,m} = 70\%$, д) $\dot{m}_{air,c} = 40\%$, $\dot{m}_{air,m} = 60\%$

Ближе к выходу из камеры сгорания ($x \rightarrow 2.0$ м) все температурные кривые сходятся к общему интервалу 1600 – 1700 К, что свидетельствует о завершении основных этапов макроскопического выгорания углеводородов и выравнивании

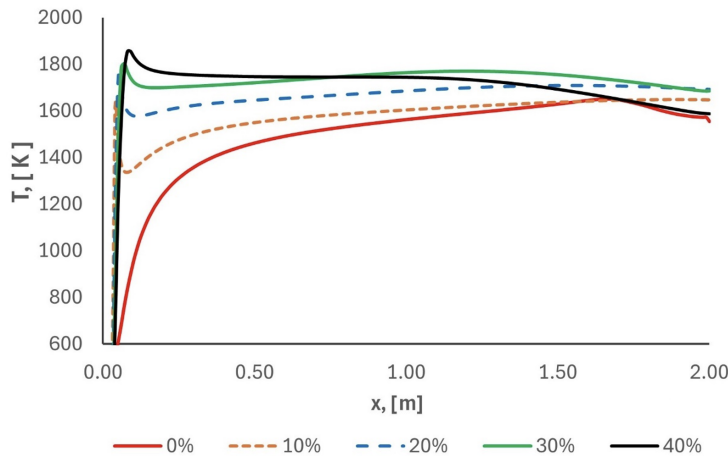


Рис. 4.2. Изменение локальной температуры (T) вдоль центральной оси камеры сгорания (x) при различных режимах подачи центрального воздуха (от 0% до 40%)

Fig. 4.2 Change of local temperature (T) along the central axis of the combustion chamber (x) under different modes of central air supply (from 0% to 40%)

энтальпии газового потока перед выходным сечением.

4.3. Анализ эмиссионных характеристик и концентрации компонентов

Для глубокого понимания кинетики химических реакций и оценки экологических показателей системы на рис. 4.3 и 4.4 приведены профили концентраций оксидов азота (Q_{NO_x}) и диоксида углерода (Q_{CO_2}) вдоль центральной оси камеры сгорания.

4.3.1. Закономерности образования оксидов азота

На рис. 4.3 представлены кривые распределения концентрации NO_x . В данных условиях образование оксидов азота определяется преимущественно термическим механизмом Зельдовича, скорость которого экспоненциально зависит от локальной температуры и наличия свободного кислорода в реакционной зоне.

- Режимы умеренного впрыска (0 % – 30 %).

С ростом продольной координаты x концентрация NO_x монотонно увеличивается для всех режимов, что связано с развитием факела и завершением выгорания топлива. Наиболее высокая интенсивность образования NO_x зафиксирована для режима со впрыском 30 % центрального воздуха (зеленая сплошная линия), где концентрация на выходе достигает максимума (около 0.013 г/м^3). Это полностью коррелирует с температурными профилями (рис. 4.2), где данный режим удерживал стабильно высокую температуру на протяжении всей центральной зоны, создавая идеальные кинетические условия (комбинация высокой энтальпии и избытка кислорода) для термического синтеза NO_x . Режим 20 % (синий пунктир) демонстрирует схожий, но чуть более умеренный характер генерации.

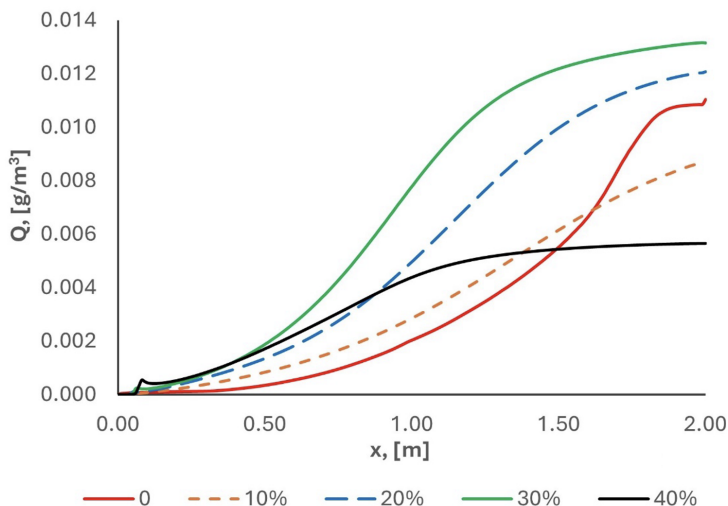


Рис. 4.3. Продольное распределение концентрации оксидов азота (NO_x) вдоль центральной оси камеры сгорания при различных режимах распределения воздуха

Fig. 4.3 Longitudinal distribution of the concentration of nitrogen oxides (NO_x) along the central axis of the combustion chamber under various air distribution modes

- Режим избыточного впрыска (40 %).

Кривая для режима 40 % (черная сплошная линия) имеет принципиально иной характер. После короткого начального всплеска вблизи сопла, кривая выходит на стабильное плато и стабилизируется на самом низком уровне (0.0055 г/м^3). Физически это подтверждает гипотезу о сильном термическом демпфировании (охлаждении факела). Избыточный расход холодного центрального воздуха прорывает ядро горения, снижая локальные температуры ниже критического порога активации реакций Зельдовича на основном участке камеры.

4.3.2. Динамика распределения диоксида углерода

Профили концентрации CO_2 на рис. 4.4 наглядно иллюстрируют особенности структуры факела и стадийность выгорания компонентов.

- Базовый режим (0 %).

Кривая базового режима (красный контур) характеризуется резким начальным пиком у самого среза сопла ($Q \approx 0.36 \text{ г/м}^3$). Данный экстремум не является продуктом горения метана, а обусловлен высоким начальным содержанием балластного углекислого газа в составе исходного биогаза (35 % CO_2 по объему). При отсутствии центральной воздушной струи этот инертный газ концентрируется на оси потока, снижая общую реакционную способность смеси в прикорневой зоне факела. По мере удаления от сопла ($x > 0.25 \text{ м}$) концентрация падает за счет диффузионного разбавления основным воздушным потоком.

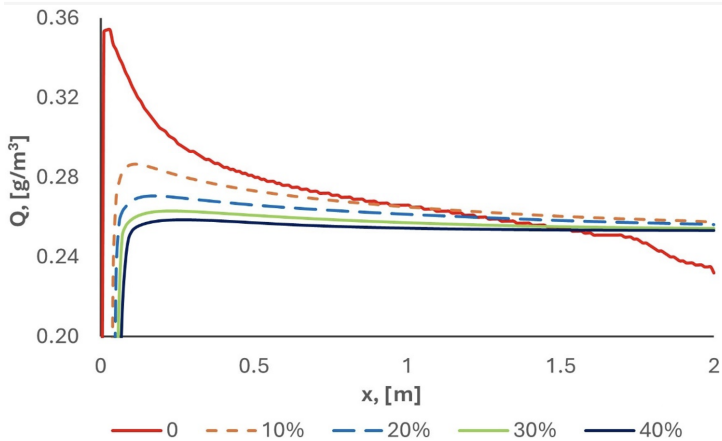


Рис. 4.4. Продольное распределение концентрации диоксида углерода (CO_2) вдоль центральной оси камеры сгорания при различных режимах распределения воздуха

Fig. 4.4. Longitudinal distribution of carbon dioxide concentration (CO_2) along the central axis of the combustion chamber under various air distribution modes

- Режимы со впрыском воздуха (10 % – 40 %).

При введении центрального воздуха начальная концентрация CO_2 на оси падает практически до нуля, поскольку центральный канал подает чистый окислитель. С ростом координаты x происходит интенсивное выравнивание кривых, которые выходят на стабильный уровень (0.25 – 0.26 г/м³). Стабилизация и монотонный профиль этих кривых свидетельствуют о достижении завершающей стадии макроскопического выгорания углеводородов и равномерном распределении конечных продуктов сгорания по всему объему камеры.

5. Обсуждение результатов

На основе проведенного комплексного численного моделирования и детального анализа структуры реагирующего потока в камере сгорания были получены количественные и качественные закономерности влияния центрального впрыска воздуха на эффективность горения и экологические показатели низкокалорийного биогаза (CH_4/CO_2). Обобщение результатов численного эксперимента позволяет сформулировать следующие основные выводы:

1. Гидродинамическая стабилизация и термическая структура факела.

Внедрение центральной воздушной струи кардинально изменяет топологию температурного поля внутри камеры. В базовом режиме (0 % центрального воздуха) из-за высокого балластирующего эффекта CO_2 (40 % по объему) зона воспламенения сдвинута далеко вниз по течению ($x > 0.5$ м). Введение центрального воздуха в объеме 10 % и 20 % активизирует образование центральной тороидальной зоны рециркуляции (CTRZ), которая подсасывает раскаленные продукты сгорания обратно к срезу сопла. Это обеспечивает мгновенный термический скачок (рост

температуры выше 1750 К на расстоянии $x < 0.1$ м) и надежно стабилизирует корень пламени.

2. Эффект термического демпфирования при избыточном впрыске.

Дальнейшее увеличение доли центрального воздуха до 30 % и 40 % (расход до 0.12 г/с) приводит к избыточному динамическому воздействию на ось потока. Большой объем холодного окислителя (300 К) прорывает ядро горения и вызывает локальное термическое разбавление (эффект «продувки»). Это сглаживает температурные градиенты вблизи сопла и деформирует фронт пламени, снижая интенсивность начального тепловыделения, хотя в глубине камеры ($x > 1.5$ м) за счет догорания смеси температура выравнивается на уровне 1600 – 1700 К.

3. Закономерности кинетики образования оксидов азота.

Установлено, что эмиссия NO_x подчиняется термическому механизму Зельдовича и строго коррелирует с локальной энтальпией потока. Максимальный уровень образования NO_x (около 0.013 г/м³) зафиксирован в режиме 30 %, где высокая температура поддерживается на протяжении всей центральной оси при избытке кислорода. В режиме 40 % кривая распределения NO_x выходит на стабильное плато на самом низком уровне (0.0055 г/м³), что подтверждает падение локальных температур ниже критического порога активации реакций Зельдовича из-за переохлаждения ядра.

4. Динамика распределения и выгорания углерода.

Профили концентрации CO_2 наглядно подтверждают стадийность процесса. В базовом режиме (0 %) резкий начальный пик (0.36 г/м³) обусловлен исходным балластным составом топлива. При введении воздуха начальная концентрация углекислого газа на оси падает, а монотонный рост и стабилизация кривых на уровне 0.25 – 0.26 г/м³ свидетельствуют об эффективном протекании реакций. Модель EDC подтверждает, что подача 20 % воздуха в центр обеспечивает оптимальное микроперемешивание, минимизируя выбросы недогоревшего СО за счет его полной конверсии в стабильный CO_2 .

6. Заключение

На основе комплексного сопоставления термодинамических и экологических критериев выявлены две ключевые инженерные закономерности в зависимости от режима работы системы. В статье исследованы два режима: режим максимальной экологической чистоты по NO_x (40 % центрального воздуха) и оптимальный интегральный режим (20 % центрального воздуха).

Анализ результатов для первого режима выявил, что при увеличении доли центрального впрыска до 40 % (расход 0.12 г/с) зафиксировано наиболее интенсивное снижение концентрации оксидов азота (NO_x) на оси (до минимального уровня 0.0055 г/м³). Физический механизм этого явления связан с сильным термическим демпфированием: избыточный поток холодного воздуха (300 К) прорывает ядро факела и локально снижает температуру ниже критического порога (1800 К), что практически полностью блокирует термический механизм Зельдовича. Однако данный режим приводит к некоторому ухудшению полноты сгорания и риску деформации фронта пламени.

Исследование второго режима с точки зрения достижения наилучшего баланса (компромисса или trade-off) между эффективностью и экологичностью показал, что

наиболее обоснованной является конфигурация с 20 % центрального воздуха (при массовом соотношении топлива и воздуха 0.05/0.3 г/с). Данный режим обеспечивает надежную аэродинамическую стабилизацию корня пламени за счет формирования зоны рециркуляции (CTRZ) и гарантирует максимальную полноту выгорания биогаза (минимизацию выбросов недогоревшего CO), удерживая при этом концентрацию NO_x в умеренных безопасных пределах.

Полученные количественные данные и выявленные закономерности представляют прямую практическую ценность и могут быть рекомендованы для использования при проектировании и модернизации горелочных устройств промышленных энергетических установок, переводимых на низкокалорийное биотопливо.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zhang L., Zhang S., Zhou H., Ren Z., Wang H., Wang X. Efficient combustion of low calorific industrial gases: Opportunities and challenges. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 23. 9224. DOI: 10.3390/en15239224
2. Khalil A. E., Arghode V. K., Gupta A. K. Low calorific value fuelled distributed combustion with swirl for gas turbine applications. *Applied Energy*. 2012. Vol. 98. P. 69–78. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.02.074
3. Huang C., Li Z., Wang Y., Lu Y., Liu H., Chen Z. Influence of central air on flow and combustion characteristics and low-load stabilization performance of a Babcock burner. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 7. 1916. DOI: 10.3390/pr11071916
4. Qian W., Yang S., Liu W., Xu Q., Zhu W. Research on Flow Field Prediction in a Multi-Swirl Combustor Using Artificial Neural Network // *Processes*. 2024. Vol. 12, no. 11. 2435. DOI: 10.3390/pr12112435
5. Liu C., Yang H., Ruan C., Yu L., Lu X. Influence of swirl intensity on combustion dynamics and emissions in an ammonia-enriched methane/air combustor. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, No. 3. DOI: 10.1063/5.0196764
6. Emara A., Abd-Elgawad A. M. M., Emara K. Innovative eco-friendly design solutions for energy demands using swirl-induced burner by jets. *Energy*. 2024. Vol. 304. 131900. DOI: 10.1016/j.energy.2024.131900.
7. Kovalnogov V. N., Mizher U. J., Busygin S. V., Chukalin A. V. Modeling the processes of combined fuel combustion and temperature analysis in the zone of active combustion of power plants. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2022. Vol. 2425, No. 1. 420031. DOI: 10.1063/5.0081375
8. Mizher U. J., Kovalnogov V. N., Chukalin A. V. Modeling the composite fuel's flow and combustion process in a combined burner device. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. IOP Publishing, 2025. Vol. 1440, No. 1. 012004. DOI: 10.1088/1755-1315/1440/1/012004
9. Mizher U. J., Kovalnogov V. N., Chukalin A. V., Busygin S. V., Fedorov R. V. Simulation of the processes of combined fuel combustion and analysis of harmful substances emissions. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2021. Vol. 2343, No. 1. 130010. DOI: 10.1063/5.0047875

10. Kovalnogov V., Fedorov R., Chukalin A., Mizher U. Simulation Of The Processes Of Combined Fuel Combustion And Analysis Of Harmful Substances Emission. *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*. 2021. Vol. 8, No. 1. P. 225–231.
11. Kovalnogov V. N., Fedorov R. V., Mizher U., Busygin S. V., Generalov D. A. Mathematical modeling of a swirling fuel-air jet in applications to low-emission fuel combustion. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2024. Vol. 3030, No. 1. 110001. DOI: 10.1063/5.0193208
12. Мизхер У. Дж., Ковальногов В. Н., Вельмисов П. А. Математическое моделирование закрученной струи в приложениях к малоэмиссионному сжиганию низкосортных топлив // *Журнал Средневолжского математического общества*. 2021. Т. 23, № 3. С. 308–317. DOI: 10.15507/2079-6900.23.202103.308-317.
13. Velmisov P. A., Mizher U. J. Asymptotic study of heat and mass transfer processes in viscous fluids. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2021. Vol. 2333, No. 1. 120003. DOI: 10.1063/5.0041780.
14. Velmisov P. A., Mizher U. J., Semenova E. P. Asymptotic study of nonlinear viscous gas flows. *AIP Conference Proceedings*. AIP Publishing LLC, 2018. Vol. 2048, No. 1. 040012. DOI: 10.1063/1.5082084
15. Fedorov R., Kovalnogov V. N., Generalov D. A. Simulation and numerical study of composite fuel combustion in a burner. *International Heat Transfer Conference Digital Library*. Begel House Inc., 2023. DOI: 10.1615/IHTC17.50-100
16. Bialecki T. Mathematical model of the combustion process for turbojet engine based on fuel properties. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 2022. Vol. 13. P. 1309–1316. DOI: 10.1007/s40095-022-00489-2
17. Леонтьев А. И., Кузма-Кичта Ю. А., Попов И. А. Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках // *Теплоэнергетика*. 2017. № 2. С. 36–54.
18. Ansys Fluent Theory Guide : (2021 R2). USA : Ansys Inc., 2021. 1069 p.
19. Mizher U. J., Saud I. H., Mizher M. J. Computational Analysis of Hydrogen Addition Effects on the Combustion Performance of Biogas in Energy Systems. *Results in Engineering*. 2026. 109604. DOI: 10.1016/j.rineng.2026.109604
20. Hoffman K. A., Chiang S. T. Computational Fluid Dynamics. Vol. II. 4th ed. USA : www.EESbooks.com, 2000.
21. Chung T. J. Computational fluid dynamics. Cambridge : Cambridge University Press, 2010. 1058 p.
22. Anderson J. D. Computational Fluid Dynamics: The Basic with Application. New York : McGraw-Hill, 1995. 547 p.

*Поступила 11.05.2026; доработана после рецензирования 10.07.2026;
принята к публикации 25.08.2026*

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

REFERENCES

1. L. Zhang, S. Zhang, H. Zhou, Z. Ren, H. Wang, X. Wang, "Efficient combustion of low calorific industrial gases: Opportunities and challenges", *Energies*, **15**:23 (2022), 9224. DOI: 10.3390/en15239224
2. A. E. Khalil, V. K. Arghode, A. K. Gupta, "Low calorific value fuelled distributed combustion with swirl for gas turbine applications", *Applied Energy*, **98** (2012), 69–78. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.02.074
3. C. Huang, Z. Li, Y. Wang, Y. Lu, H. Liu, Z. Chen, "Influence of central air on flow and combustion characteristics and low-load stabilization performance of a Babcock burner", *Processes*, **11**:7 (2023), 1916. DOI: 10.3390/pr11071916
4. W. Qian, S. Yang, W. Liu, Q. Xu, W. Zhu, "Research on Flow Field Prediction in a Multi-Swirl Combustor Using Artificial Neural Network", *Processes*, **12**:11 (2024), 2435. DOI: 10.3390/pr12112435
5. C. Liu, H. Yang, C. Ruan, L. Yu, X. Lu., "Influence of swirl intensity on combustion dynamics and emissions in an ammonia-enriched methane/air combustor.", *Physics of Fluids*, **36**:3 (2024). DOI: 10.1063/5.0196764
6. A. Emara, A. M. M. Abd-Elgawad, K. Emara, "Innovative eco-friendly design solutions for energy demands using swirl-induced burner by jets", *Energy*, **304** (2024), 131900. DOI: 10.1016/j.energy.2024.131900
7. V. N. Kovalnogov, U. J. Mizher, S. V. Busygin, A. V. Chukalin, "Modeling the processes of combined fuel combustion and temperature analysis in the zone of active combustion of power plants.", *AIP Conference Proceedings* (AIP Publishing LLC), **2425**, 2022, 420031 DOI: 10.1063/5.0081375.
8. U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, A. V. Chukalin, "Modeling the composite fuel's flow and combustion process in a combined burner device.", *Conference Series: Earth and Environmental Science*. (IOP Publishing), **1440**, 2025, 012004 DOI: 10.1088/1755-1315/1440/1/012004.
9. U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, A. V. Chukalin, S. V. Busygin, R. V. Fedorov, "Simulation of the processes of combined fuel combustion and analysis of harmful substances emissions.", *AIP Conference Proceedings* (AIP Publishing LLC), **2343**, 2021, 130010 DOI: 10.1063/5.0047875.
10. V. Kovalnogov, R. Fedorov, A. Chukalin, U. Mizher, "Simulation Of The Processes Of Combined Fuel Combustion And Analysis Of Harmful Substances Emission.", *Procedia Environmental Science, Engineering and Management*, **8**:1 (2021), 225–231.
11. V. N. Kovalnogov, R. V. Fedorov, U. Mizher, S. V. Busygin, D. A. Generalov, "Mathematical modeling of a swirling fuel-air jet in applications to low-emission fuel combustion.", *AIP Conference Proceedings*, **3030**, AIP Publishing LLC, 2024, 110001 DOI: 10.1063/5.0193208.

12. U. J. Mizher, V. N. Kovalnogov, P. A. Vel'misov, "Mathematical modeling of a swirling jet in applications to low-emission combustion of low-grade fuels", *Zhurnal Srednevolzhskogo Matematicheskogo Obshchestva*, **23:3** (2021), 308–317 (In Russ.). DOI: 10.15507/2079-6900.23.202103.308-317
13. P. A. Velmisov, U. J. Mizher, "Asymptotic study of heat and mass transfer processes in viscous fluids", *AIP Conference Proceedings.*, **2333**, AIP Publishing LLC, 2021, 120003 DOI: 10.1063/5.0041780.
14. P. A. Velmisov, U. J. Mizher, E. P. Semenova, "Asymptotic study of nonlinear viscous gas flows.", *AIP Conference Proceedings*, **2048**, AIP Publishing LLC, 2018, 040012 DOI: 10.1063/1.5082084.
15. R. V. Fedorov, V. N. Kovalnogov, D. A. Generalov, "Simulation and numerical study of composite fuel combustion in a burner", *International Heat Transfer Conference Digital Library Begel House Inc*, 2023 DOI: 10.1615/IHTC17.50-100.
16. T. Bialecki, "Mathematical model of the combustion process for turbojet engine based on fuel properties", *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, **13** (2022), 1309–1316. DOI: 10.1007/s40095-022-00489-2
17. A. I. Leontiev, Yu. A. Kuzma-Kichta, I. A. Popov, "Heat and mass transfer and hydrodynamics in swirling flows", *Thermal Engineering*, 2017, no. 2, 36–54 (In Russ.).
18. *Ansys Fluent Theory Guide : (2021 R2).*, USA : Ansys Inc., 2021, 1069 p.
19. U. J. Mizher, I. H. Saud, M. J. Mizher, "Computational Analysis of Hydrogen Addition Effects on the Combustion Performance of Biogas in Energy Systems.", *Results in Engineering*, 2026, 109604. DOI: 10.1016/j.rineng.2026.109604
20. K. A. Hoffman, S. T. Chiang, *Computational Fluid Dynamics. Vol. II. 4th ed.*, USA : www.EESbooks.com, 2000.
21. T. J. Chung, *Computational fluid dynamics*, Cambridge University Press, Cambridge, 2010.
22. J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basic with Application.*, McGraw-Hill, New York, 1995, 547 p.

Submitted 11.05.2026; Revised 10.07.2026; Accepted 25.08.2026

The authors have read and approved the final manuscript.

Conflict of interest: The authors declare no conflict of interest.