

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Физико-механический институт
Высшая школа теоретической механики и математической физики

Работа допущена к защите
Директор ВШТМиМФ,
д.ф.-м.н., чл.-корр. РАН
_____ А. М. Кривцов
«___» _____ 2022 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Моделирование горения в процессе парового риформинга метана

по направлению подготовки

01.03.03 «Механика и математическое моделирование»

направленность

01.03.03_03 Математическое моделирование процессов нефтегазодобычи

Выполнил
студент гр. 5030103/80301

Н.А. Зырянов

Руководитель
Доцент ВШФиМТ, к.т.н.

Е.С. Моисеева

Санкт-Петербург

2022

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО
Институт прикладной математики и механики

УТВЕРЖДАЮ

Директор

Высшей школы теоретической механики
и математической физики

А. М. Кривцов

« » _____ 2022 г.

ЗАДАНИЕ

по выполнению выпускной квалификационной работы

студенту Зырянову Никите Андреевичу, группы 5030103/80301

1. Тема работы: Моделирование горения в процессе парового риформинга метана
2. Срок сдачи студентом законченной работы: 20.06.2022
3. Исходные данные по работе: Актуальные научные публикации по теме работы, исследования в области горения природных газов и их смесей. Данные о спецификации горелки на природном газе.
4. Содержание работы (перечень подлежащих разработке вопросов):
Постановка задачи квалификационной работы, исследование процесса горения, гидродинамический расчёт потока, анализ результатов.
5. Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей):
Присутствует
6. Консультанты по работе: Отсутствуют
7.

	Дата	выдачи	задания
7.	<u>13.05.2022</u>		

Руководитель ВКР _____ Е. Моисеева
(подпись) инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению _____ 13.05.2022

Студент _____ Н.А. Зырянов

РЕФЕРАТ

На 36 с., 21 рисунок, 1 таблицу

ПАРОВОЙ РИФОРМИНГ МЕТАНА, МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРЕНИЯ, ИНЖЕКЦИОННАЯ ГОРЕЛКА, ТУРБУЛЕНТНЫЙ ПОТОК, ГОРЕНИЕ МЕТАНА, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ОБЪЁМОВ, ANSYS FLUENT.

В данной работе рассматривается нестационарный процесс горения метана при смешении с воздухом в инжекционной газовой горелке. Моделирование процессов гидродинамики и химии производится методом конечных объёмов в математическом пакете ANSYS Fluent. Полученные результаты расчётов сравниваются, оценивается как изменяется работа газовой горелки при варьировании граничных условий на входе горелки. Определяется вклад процесса излучения в процесс теплообмена.

THE ABSTRACT

36 pages, 21 pictures, 1 table

TEAM REFORMING OF METHANE, COMBUSTION SIMULATION, INJECTION BURNER, TURBULENT FLOW, METHANE COMBUSTION, FINITE VOLUME METHOD, ANSYS FLUENT.

In this work, the non-stationary process of methane combustion when mixed with air in an injection gas burner is considered. Modeling of hydrodynamics and chemistry processes is performed by the finite volume method in the mathematical package ANSYS Fluent. The obtained calculation results are compared, and it is estimated how the operation of the gas burner changes with varying boundary conditions at the burner inlet. The contribution of the radiation process to the heat exchange process is determined.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНЖЕКЦИОННОЙ ГОРЕЛКИ	6
ГЛАВА 2. Постановка задачи	10
2.1. Математическая модель	10
2.2. Геометрия горелки и расчётной области	19
2.3. Построение сетки расчётной области	20
2.3. Численное решение задачи	21
ГЛАВА 3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ.	24
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	29
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	30
Приложение	30

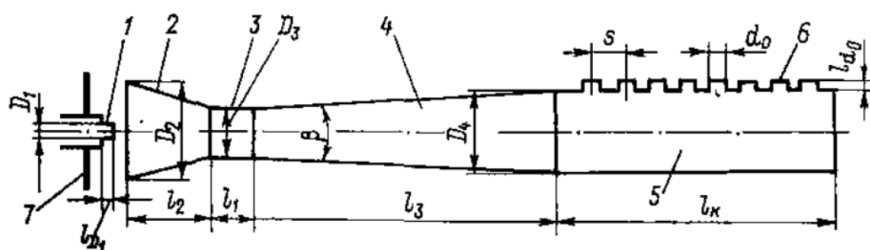
ВВЕДЕНИЕ

Паровой риформинг метана - это один из наиболее используемых методов получения водорода путём реакции углеводородов с водой. Данный процесс, кинетика его реакций подробно изучались с 1950-х годов, благодаря чему риформинг метана получил широкое распространение в промышленном получении водорода, вследствие чего в настоящее время около 95 процентов всего водорода в Европе производится с помощью этого метода. Реакция получения водорода является эндотермической, то есть для её поддержания зачастую необходимы температурный нагрев и также использование катализаторов. В промышленности паровой риформинг осуществляется в специализированных печах, где углеводородное сырьё смешивается с перегретым паром, затем газовая смесь нагревается и направляется в риформинговые трубы, наполненные никелевым катализатором. В итоге полученная газовая смесь проходит через нагреваемые снаружи трубы расположенные вертикально в ряд и вступает в реакцию, образуя водород и окись углерода.

Существуют различные конфигурации горелок, используемых для нагрева труб, разделяют горелки потолочного и горизонтального типа. Газовые горелки – теплогенерирующие устройства, которые служат для использования химической энергии топлива для нагрева, образования горючей смеси топлива с воздухом и последующего равномерного сгорания. В зависимости от способа смешения газа с воздухом горелки подразделяются на две основные группы: внешнего смешения(диффузионные) и внутреннего смешения(инжекционные). В диффузионных горелках газ смешивается с воздухом в камере сгорания за счет диффузии. Газ, выходящий из отверстия горелки, создает разрежение и способствует поступлению воздуха из окружающей среды. В инжекционных горелках воздух засасывается (инжектируется) из атмосферы струей газа, вытекающего из сопла. В данной работе исследован процесс горения инжекционной горелки с помощью расчёта гидродинамик и химии протекающего процесса.

ГЛАВА 1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНЖЕКЦИОННОЙ ГОРЕЛКИ

Для данной работы необходимо определить параметры инжекционной горелки. Теоретический расчёт газовых горелок достаточно сложен ввиду совокупных процессов смешения, горения и теплоотдачи, протекающий во время работы горелки. Таким образом при расчёте используется ряд приближённых данных, определяемых из практики и различных экспериментов [8].



1 — сопло; 2 — конфузор; 3 — горловина; 4 — диффузор; 5 — распределительный коллектор; 6 — огневые каналы; 7 — регулировочная шайба (поступления первичного воздуха).

Рисунок 1.1. Схема инжекционной горелки низкого давления

Для рассматриваемой задачи проведён проверочный расчёт линейных размеров горелки: сопла, смесителя, конфузора, диффузора и габаритных размеров, а также входные значения скорости инжектируемого топлива. В качестве сходных данных также используется химический состав газа. При расчётах горелок данного типа объём и плотность газа определяются при нормальных физических условиях, так как давление газа практически совпадает с атмосферным, соответственно газ будет считаться не сжимаемым, также не учитывается содержание в газе и воздухе водяных паров, из за малого влияния на объём и плотность используемого топлива.

Для определения различных режимов работы горелки необходимо в первую очередь определить оптимальные параметры эксплуатации предполагаемой горелки [5]. Таким образом давление газа перед соплом высчитывается на основе гидравлического расчёта газопроводов, но для обеспечения широкого диапазона регулирования расхода газа расчётное минимальное давление газа должно быть не менее определяемого по формуле [7]:

$$p_{\Gamma} = \frac{0.27Q_{\text{H}}}{100} + 40 \quad (1)$$

Где Q_{H} – низшая теплота сгорания газа(в данном случае метана), кДж/м³ .

Подставив исходные значения получим $p_{\Gamma} = 1076.4$ Па.

Далее определяется скорость истечения газа из сопла, для постановки граничного условия, при низком давлении (до 5кПа) рассчитывается по формуле гидравлики, которая не учитывает изменение плотности газа:

$$\omega_{\Gamma} = \sqrt{\frac{2p_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}} \quad (2)$$

Где p_{Γ} – давление газа перед соплом, Па; ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³ .

Таким образом теоретическое значение скорости потока на входе в горелку будем считать $\omega_{\Gamma} = 56.8$ м/с.

Площадь поперечного сечения газового сопла f , м² определяется по формулам:

$$f_{D_1} = \frac{V_{\Gamma}}{\mu\omega_{\Gamma}} \quad (3)$$

Где μ – коэффициент расхода, зависящий от распределения скоростей по сечению сопла, сопротивления трения и конструкции сопла. V_{Γ} – объёмный расход газа м³/с.

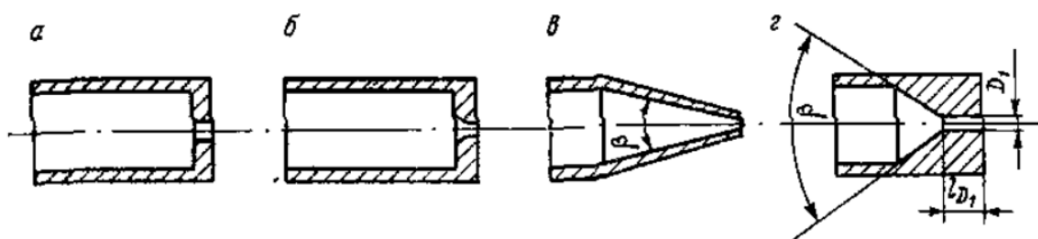


Рисунок 1.2. Форма сопел инжекционной горелки

В данном случае рассматривается конструкция цилиндрического сопла с острыми краями (рис. 12.67, а), соответственно коэффициент $\mu = 0.6$.

Диаметр газового сопла с учётом уравнения (3):

$$D_1 = \sqrt{\frac{4V_{\Gamma}}{\pi\mu\omega_{\Gamma}}} \quad (4)$$

Отсюда находится объёмный и массовый расход метана на входе горелки соответственно:

$$V_{\Gamma} = 0.013 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5)$$

$$Q_{\Gamma} = V_{\Gamma}\rho_{\Gamma} = 0.009 \text{ кг/с} \quad (6)$$

Для протекания реакции горения необходим постоянный доступ окислителя, в данном случае воздуха, исходя из конструкции инжекционных горелок и эмпирическим путём с учётом стехиометрического соотношения метана к воздуху полученная формула:

$$V_{\text{в}} = 9.5V_{\Gamma}\alpha_{\text{т}} \quad (7)$$

$\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха, для инжекционных горелок малого давления принимаемый $\alpha_{\text{т}} = 1.05$.

Следовательно $V_{\text{в}} = 0.09 \text{ м}^3/\text{с}$ и массовый расход воздуха $Q_{\text{в}} = 0.11 \text{ кг/с}$.

Диаметры конфузора D_2 и диффузора D_4 принимаются приблизительно одинаковыми исходя из опытных испытаний горелок данного типа [1].

$$D_2 \approx D_4 = (2.0 - 2.2) D_3 \quad (8)$$

Длина основания смесителя и длина конузора:

$$l_1 = (2.5 - 3.5) D_3 \quad (9)$$

$$l_2 = (1.3 - 1.5) D_3 \quad (10)$$

Также для обеспечения безотрывности потока газовой смеси необходим угол расширения диффузора θ , принимаемый в пределах $6 - 8^\circ$, тогда полученная длина диффузора смесителя:

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\theta}{2} \right)} \quad (11)$$

Чертежи инжекционной горелки, которая используется в данной работе приведены в приложении. Полученные данные в дальнейшем будут использованы для постановки задачи при моделировании процесса горения [2,4,11].

ГЛАВА 2. Постановка задачи

2.1. Математическая модель

Для моделирования процесса, происходящего при работе газовой горелки, необходимо учесть химические реакции, проходящие при горении природного газа, а также физику течения газа и смешения его с воздухом для поддержания горения [9].

Гидродинамическая составляющая задачи представляет систему уравнений Навье – Стокса в декартовой системе координат [5,6]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial x_k} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_k - \tau_{ik})}{\partial x_k} + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial((\rho E + P)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i)}{\partial x_k} = S_k u_k + Q_H \end{cases} \quad (12)$$

Где u_i – компоненты вектора скорости газа;

ρ, P – плотность и давление газа;

S_i – внешние объёмные силы;

E – полная энергия единичной массы газа;

Q_H – теплота, выделяемая в единичном объёме газа;

τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений;

q_k – тепловой поток.

Тензор вязких сдвиговых напряжений определяется следующим образом:

$$\tau_{ik} = \mu \left(\frac{\partial(u_i)}{\partial x_j} + \frac{\partial(u_j)}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial(u_l)}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (13)$$

где $\mu = \mu_l + \mu_t$ – коэффициенты вязкости;

μ_l – коэффициент молекулярной (динамической) вязкости ;

μ_t – коэффициент турбулентной вязкости ;

δ_{ij} – дельта-функция Кронекера ;

k – кинетическая энергия турбулентности

Уравнения Навье – Стокса справедливы при выполнении двух условий:

- 1) Среда должна быть сплошной
- 2) Выполняется обобщённый реологический закон Ньютона

$$P_{ij} = 2\mu S_{ij} - p\delta_{ij} \quad (14)$$

Данные условия выполняются исходя из постановки задачи.

В данной работе использовались численные методы решения уравнений, которые предполагают использование не прямых вычислений системы уравнений, приведённых выше, из-за вычислительных затрат и излишней точности решения для данной задачи учебного плана.

Для численного решения системы уравнений (12) необходимо её упростить, избавившись от хаотической, пульсационной составляющей величин путём осреднения по времени, при этом осреднение должно удовлетворять условиям Рейнольдса.

$$\overline{f + h} = \bar{f} + \bar{h}$$

$$\overline{ah} = a\bar{h}$$

$$\bar{a} = a$$

$$\frac{\partial(\overline{f})}{\partial s} = \overline{\frac{\partial(f)}{\partial s}}$$

$$\overline{\bar{f}h} = \bar{f}\bar{h}$$

$$\bar{\bar{f}} = \bar{f}$$

$$\bar{f}' = 0$$

Осреднение по Рейнольдсу по времени:

$$\bar{f}(t) = \frac{1}{2T} \int_{t-T}^{t+T} f(\tau) d\tau$$

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i$$

$$\rho = \bar{\rho} + \rho'_i$$

$$p = \bar{P} + p'$$

$$q_i = \bar{q}_i + q'_i$$

$$T = \bar{T} + T'$$

Для удовлетворения условиям Рейнольдса период осреднения должен быть много больше максимального периода турбулентных пульсаций, времени автокорреляции.

Так как рассматривается нестационарная задача период осреднения должен быть много меньше характерных времён изменения нестационарных величин.

В итоге уравнения Рейнольдса осреднённые по времени [3]:

$$\begin{cases} \frac{\partial(u_i)}{\partial x_j} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_k \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_k} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \left(\mu \frac{\partial(u_i)}{\partial x_k} - \rho \overline{u'_i u'_k}\right) \end{cases} \quad (15)$$

Данная система не замкнута, для её решения необходимо определить тензор турбулентных напряжений:

$$\tau_{ik} = \rho \overline{u'_i u'_k} \quad (16)$$

Напряжение Рейнольдса по форме – вязкие, имеют конвективную природу.

В данном случае рассматривается модель включающая в себя турбулентность потока [14,16,17], поэтому одним из этапов моделирования, обеспечивающим его точность и достоверность, с точки зрения поведения тока у стенок и целостной картины движения газозадушной смеси в газовой горелке, является выбор модели турбулентности.

Были проведены вычисления при различных моделях турбулентности, сравнивались $k - \varepsilon$ модель турбулентности, $k - \omega$ модель турбулентности и модель Ментера SST [15].

Все эти модели турбулентности используют обобщённую гипотезу

Буссинеска, в которой введена турбулентная вязкость.

$$-\overline{u'_i u'_k} = \nu_T \frac{\partial(u_i + u_k)}{\partial x_k} - \frac{2}{3} k \delta_{ik} = 2\nu_T S_{ik} \quad (17)$$

В данной модели линейная связь между тензором Рейнольдсовых напряжений и тензором скоростей деформаций. Таким образом она представляет аналог реологического закона Ньютона для молекулярной вязкости.

Уравнение для кинетической энергии турбулентности:

$$k = \frac{\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}}{2} \quad (18)$$

где u, v, w – проекции скорости в декартовой системе координат.

Кинетическая энергия турбулентности получается путём свёртки уравнений напряжений по Рейнольдсу.

Тогда для несжимаемой жидкости уравнение переноса кинетической энергии турбулентности [13]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial k}{\partial x_j} + D_j \right) - \varepsilon \quad (19)$$

Турбулентная диффузия:

$$D_j = -\overline{u'_j \left(\frac{u'_i u'_j}{2} + \frac{p'}{\rho} \right)} \quad (20)$$

Генерация:

$$P_k = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (21)$$

Диссипация:

$$\varepsilon = -\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \quad (22)$$

Для того чтобы замкнуть уравнения нужно определить турбулентную диффузию диссипацию и соотношение, которое будет связывать напряжения по Рейнольдсу и введённую кинетическую энергию турбулентности.

Обычно предполагают, что генерация, диссипация и коэффициент диффузии для ε пропорциональны аналогичным величинам для k .

Стандартная высокорейнольдсовская $k - \varepsilon$ модель:

$$\frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot \left(\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \varepsilon \quad (23)$$

$$\frac{D\varepsilon}{Dt} = \nabla \cdot \left(\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{C_1 \varepsilon}{k} P_k - \frac{C_2 \varepsilon^2}{k} \quad (24)$$

$$P_k = \nu_T S^2 = -\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (25)$$

$$\nu_T = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (26)$$

Константы стандартной модели:

$$\sigma_\varepsilon = 1.0, \sigma_k = 1.3, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09$$

Закономерности на логарифмическом участке при рассмотрении пограничного слоя:

$$C_2 = C_1 - \frac{k^2}{\sigma_\varepsilon \sqrt{C_\mu}} \quad (27)$$

Особенностью пристеночной турбулентности является наличие пика k в переходной области между логарифмическим слоем и остальной частью потока газа или жидкости.

Стандартная модель не применима в переходной области пограничного слоя

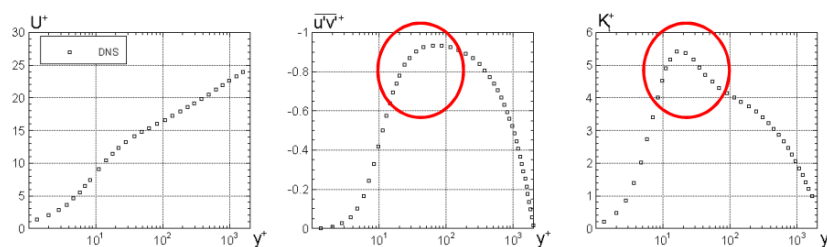


Рисунок 2.1. Профили скорости, касательного напряжения Рейнольдса и кинетической энергии турбулентности во внутренней области пограничного слоя

Таким образом используется модификация $k - \varepsilon$ модели с использованием пристеночных функций. При расчёте пристеночного течения используются граничные условия для газодинамических и турбулентных характеристик, получаемые из стандартного уравнения $k - \varepsilon$. Первый пристеночный узел помещается в область пограничного слоя, с помощью такого подхода также существенно ослабляются требования к сетке, первый пристеночный узел должен находиться в логарифмической области $30 \leq \Delta y^+ \leq 100 \div 1000$.

Численной схемой для решения данной системы уравнений является метод конечных объёмов [10]. Для данного метода в пристеночной ячейке все потоки, за исключением потока на стенке вычисляются с помощью стандартной модели, при этом поток на стенке вычисляется через U^+ и T^+

$$\tau_{i,w} = \rho_c \left(\frac{U_{i,c}}{U^+(y^+)} \right)^2 \quad (28)$$

$$q_w = \frac{\rho_c C_{p,c} u_\tau (T_w - T_c)}{T^+(y^+)} \quad (29)$$

Для вычисления U^+ и T^+ используются эмпирические корреляции кодера для внутренней области пограничного слоя:

$$U^+(y^+) = y^+ e^{-\Gamma_U} + \frac{1}{k} \log(E y^+) \quad (30)$$

$$\Gamma_U = \frac{0.01 y^{+4}}{1 + 5 y^+} \quad (31)$$

$$y^+ = \frac{\rho_c u_\tau}{\mu} \quad (32)$$

Где коэффициенты k и E :

$$k = 0.4187; E = 9.793.$$

Динамическая скорость на стенке берётся с предыдущей итерации:

$$u_\tau = \max \left(\sqrt{\left| \frac{\tau_w}{\rho} \right|}, \sqrt{C_\mu^{0.5} K_p} \right) \quad (33)$$

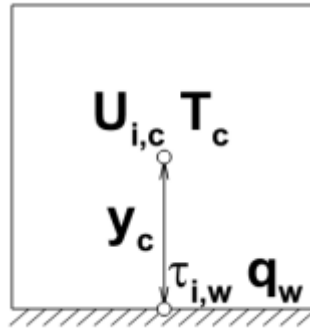


Рисунок 2.2. Определение значения заданных величин в пристеночном слое для метода конечных объёмов.

$k - \omega$ модель турбулентности основана на уравнениях переноса кинетической энергии турбулентности, как и $k - \varepsilon$ модель, но уравнение переноса записывается относительно удельной диссипации ω .

$$\varepsilon = C_\mu k \omega \quad (34)$$

Эти уравнения рассчитывают пристеночную турбулентность в потоке без введения специальных функций.

Также сравнивалась SST – модель Ментера, она является гибридной моделью, включающей в себя $k - \varepsilon$ при расчёте внешнего потока и $k - \omega$ при расчёте пристеночной области.

В итоге была выбрана $k - \varepsilon$ модель турбулентности ввиду надёжности для решения учебных задач, скорости расчёта и распространённости её использования в решении задач гидродинамики.

Рассматриваемая задача горения топлива в газовой горелке, а именно природного газа включает в себя также необходимость моделирование кинетики химических реакций.

Учитывая особенности конструкции инжекционной газовой горелки и её принцип работы, выбрана модель горения без предварительного смешивания топлива и окислителя(воздуха), таким образом природный газ и воздух поступают в зону реакции отдельными потоками.

Для расчёта химических реакций в процессе горения используется модель равновесной химии.

Основной принцип этого подхода состоит в том, что при определённом наборе допущений, которые упрощают описание реакции, мгновенное термодинамическое состояние газа связано с фракцией смеси. Фракция смеси может быть записана через атомную массовую долю в виде:

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} \quad (34)$$

Где Z_i – массовая доля элемента реакции. Таким образом фракция смеси – это массовая доля элементов, выделенная из потока топлива.

Исходя из предположения равных коэффициентов диффузии уравнения видов могут быть сведены к одному уравнению для фракции смеси, что вполне применимо в случае турбулентного потока, где турбулентная конвекция много превосходит молекулярную диффузию.

Также исходя из того, что решение уравнений осуществляется численными методами, исходные уравнения усредняются по плотности:

$$\frac{\partial(\rho \bar{f}_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_i \bar{f}_i) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f}_i \right) \quad (35)$$

В дополнение к решению для средней доли смеси, необходимо решить уравнения сохранения для дисперсии фракции смеси.

$$\frac{\partial(\rho \bar{f}_i'^2)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v_i \bar{f}_i'^2) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla \bar{f}_i \right) + C_g \mu_t (\nabla \bar{f}_i)^2 - C_d \rho \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \bar{f}_i'^2 \quad (36)$$

Где $f_i' = f_i - \bar{f}_i$ и значения для констант:

$$\sigma_t = 0.85; C_g = 2.86; C_d = 2.$$

Значения констант получены эмпирическим путём.

Также при горении топлива при сравнительно высоких температурах роль играет передача тепла путём излучения с поверхности пламени.

В данной задаче используется P-1 модель излучения по причине достаточно большой толщины оптического слоя среды (воздуха снаружи).

Тогда поток излучения, передающий тепло:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (37)$$

Где a – коэффициент поглощения, σ_s – коэффициент рассеяния G – падающее излучение, C – коэффициент линейно – анизотропной фазовой функции, который отвечает за неравномерное рассеяние излучения по направлениям.

Все коэффициенты определяются из свойств среды, в данной задаче воздуха, находящегося в расчётной области.

2.2. Геометрия горелки и расчётной области

В целях простоты были сделаны некоторые допущения, в том числе рассмотрена осесимметричная задача таким образом, что из трёхмерной модели горелки получена двухмерная модель полученная сечением исходной модели по оси симметрии для упрощения расчётов и увеличения их скорости. Также была упрощена конструкция горелки при расчёте, убраны излишние элементы, не влияющие на физику процесса. Построенная геометрия перенесена из SolidWorks в Ansys Workbench с помощью экспорта геометрии, а затем упрощена в Design modeler.



Рисунок 2.3. Модель инжекционной горелки для расчёта

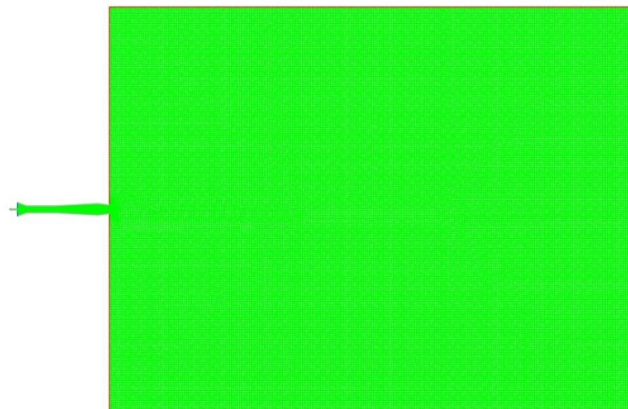


Рисунок 2.4. Горелка и расчётная область

В качестве характерной длины взята длина горелки L , таким образом длина и ширина расчётной области равны $3L$ и $2L$ соответственно. В итоге получена поверхность типа Shell, что позволяет использовать 2D расчёты для данной геометрии инжекционной горелки.

2.3. Построение сетки расчётной области

Ввиду относительной простоты рассматриваемой геометрии построение сетки не включает в себя особенностей.

При построении сетки качество определялось коэффициентом асимметрии (Skewness), среднее значение данного коэффициента равняется 0.9, что является приемлемым значением для расчёта данной задачи.

Отличное	Очень хорошее	Хорошее	Приемлемое	Плохое	Неприемлемое
0 – 0.25	0.25 – 0.50	0.50 – 0.80	0.80 – 0.94	0.95 – 0.97	0.98 – 1.00

Таблица 2.1 Диапазон показателя качества сетки Skewness

Данный коэффициент показывает степень вырожденности элементов, то есть насколько деформированы элементы сетки, при большой степени деформированности в ячейках расчётной сетки будут искажены значения переменных, которые интерполируются методом конечных – объёмов.

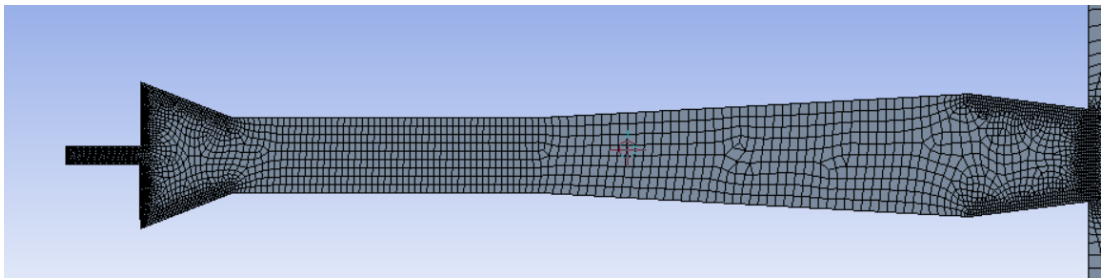


Рисунок 2.5. Сетки в области горелки

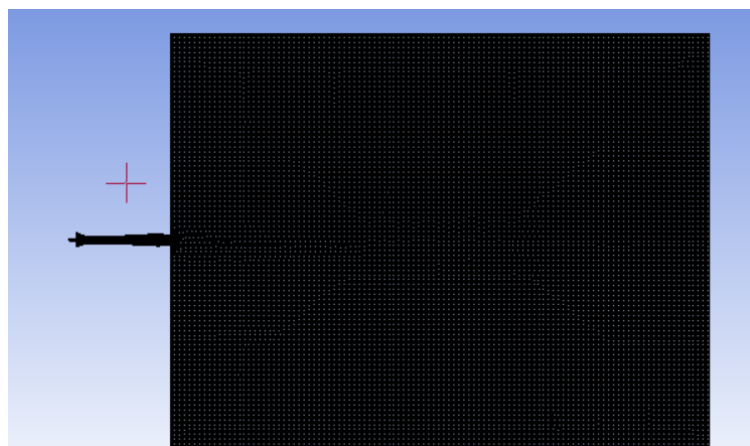


Рисунок 2.6. Сетки расчётной области

2.3. Численное решение задачи

Для того что решить составленные системы уравнений необходимо задать граничные и начальные условия моделируемого процесса, а также выбрать численные схемы интерполяции параметров необходимых для расчёта [12].

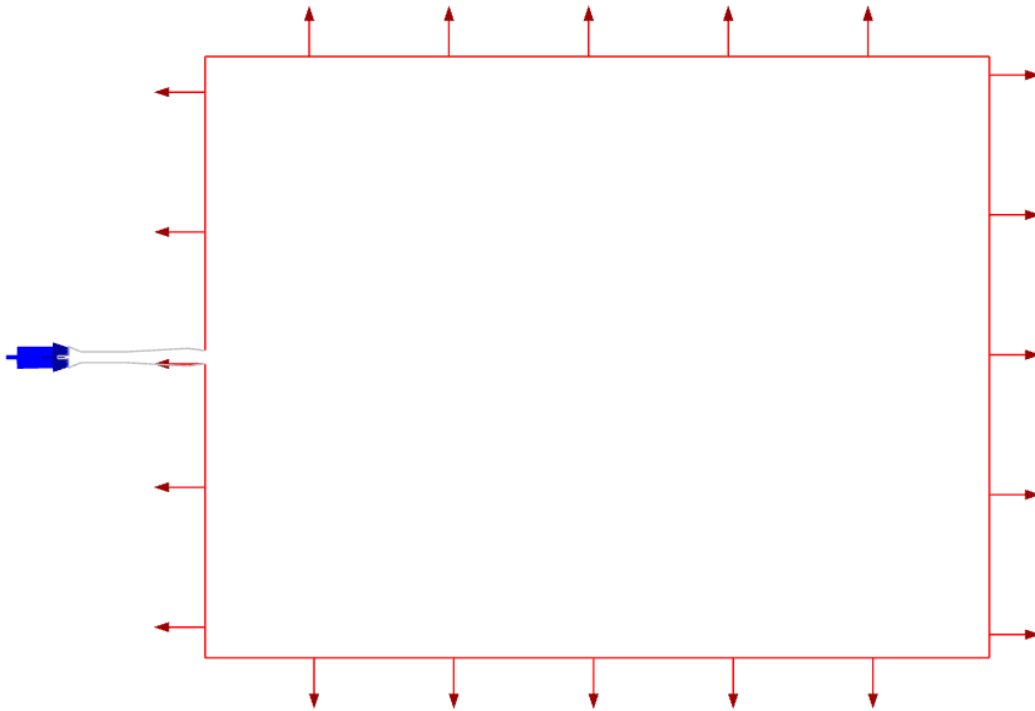


Рисунок 2.7. Граничные условия на вход и выход инжекционной горелки

В качестве граничных условий на вход, поставлены скорость метана, массовый расход воздуха, а на выходе статическое давление, совпадающее с атмосферным давлением. Поставленные граничные условия являются наиболее надёжными с точки зрения сходимости численного расчёта и также соответствуют физическому процессу, происходящему во время работы газовой горелки.

Fluent позволяет выбрать тип решателя системы гидродинамических уравнений, в данном случае так как расчётные скорости много меньше локальной скорости звука в среде (числа Маха), используется решатель по

давлению. Расчёт начинается с нахождения массы и импульса потока, затем рассчитывается энергия и доли компонентов участвующих в процессе, после рассчитываются уравнения турбулентности и уравнения теплопереноса, в данном случае уравнение излучения. Данный расчёт нестационарный в виду не стационарности горения и явления турбулентности.

Интерполяция градиентов переменных давление температура скорость, осуществляется методом наименьших квадратов по ячейкам, что даёт наибольшую точность значений градиентов величин.

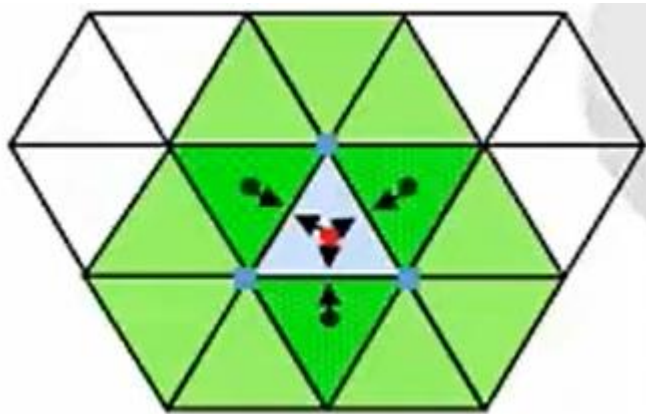


Рисунок 2.8. Схема интерполяции по ячейкам, методом наименьших квадратов

Распределённые переменные, хранящиеся в центрах, интерполируются на грани контрольных объёмов (в данном случае 2D элементов).

Значения в узлах выше по потоку интерполируются в точке интегрирования ϕ_f с помощью уравнения (Рисунок 2.8.), где ϕ_f – одна из переменных в потоке.

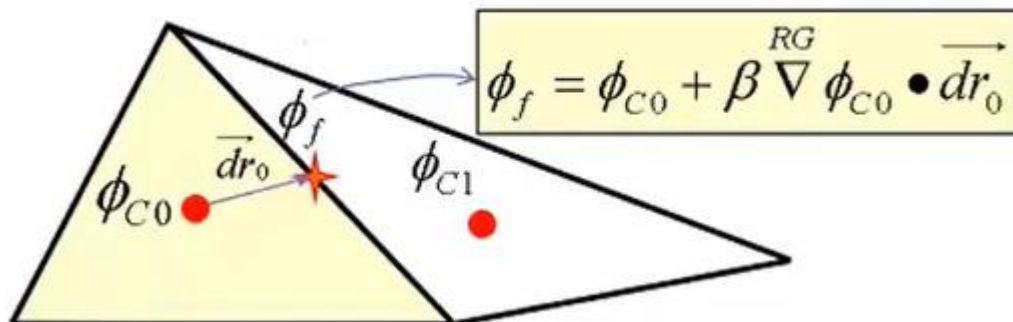


Рисунок 2.9. Схема интерполирования распределённых величин

В зависимости от выбранной схемы используется значение поправочного коэффициента β .

Для решения данной задачи выбрана схема адвекции 2nd - Order-Upwind, данная модель интерполирует конвективные слагаемые со вторым порядком точности, при этом добавляется ограничитель на ϕ_f , для того чтобы гарантировать ограниченность решения.

ГЛАВА 3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ.

Для данной модели газовой горелки варьируются входные значения массового расхода воздуха $Q_{\text{в}} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и скорости метана через сопло $v \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Сравниваются полученные результаты для поля температур, поля скоростей и массовых долей реагентов (метана и кислорода).

Расчёт при массовом расходе воздуха $Q_{\text{в}} = 0.05 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и скорости топлива

$$v_{\text{мет}} = 20.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

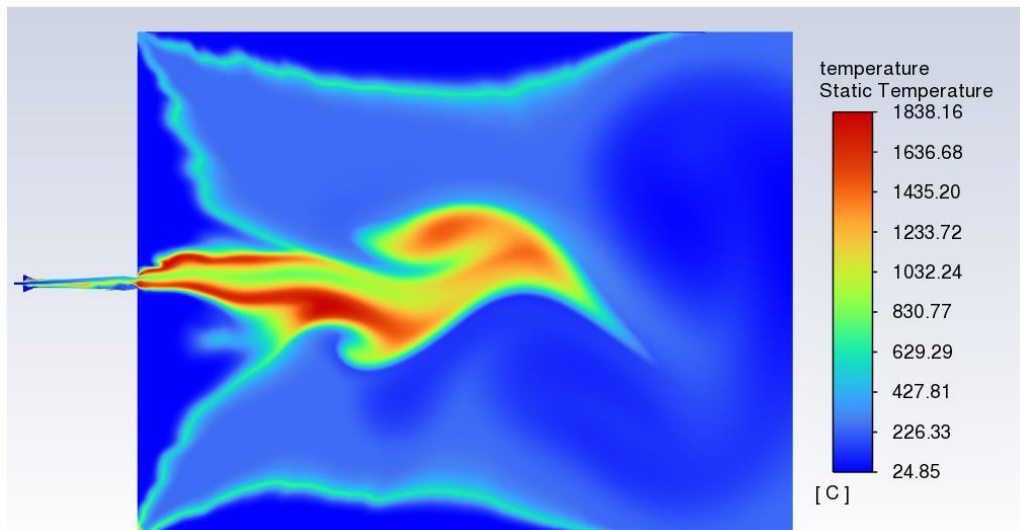


Рисунок 3.1. Поле температур для неустойчивого режима горения

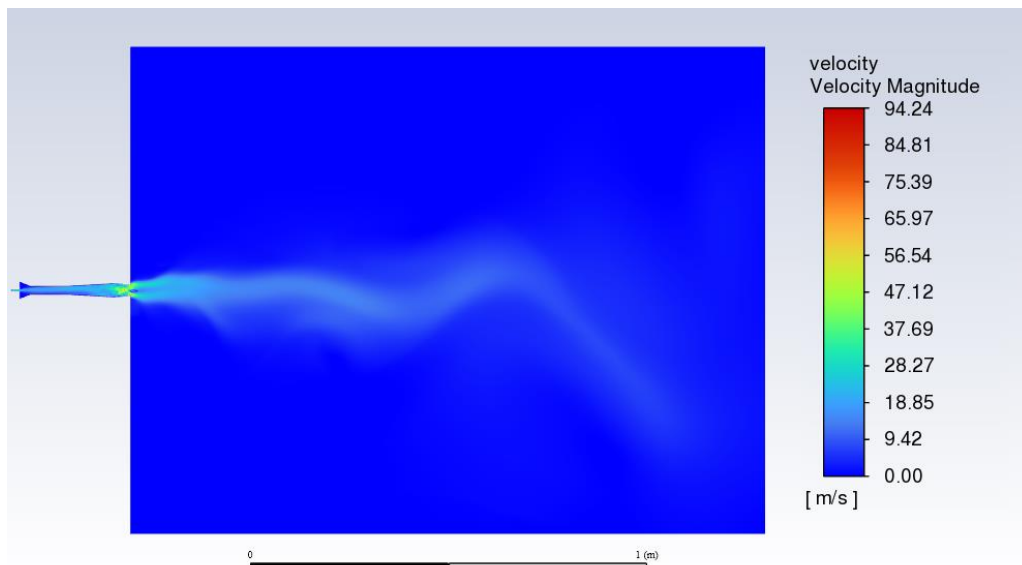


Рисунок 3.2. Поле скоростей для неустойчивого режима горения

Расчёт при массовом расходе воздуха $Q_B = 0.005 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и скорости топлива

$$v_{\text{мет}} = 20.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

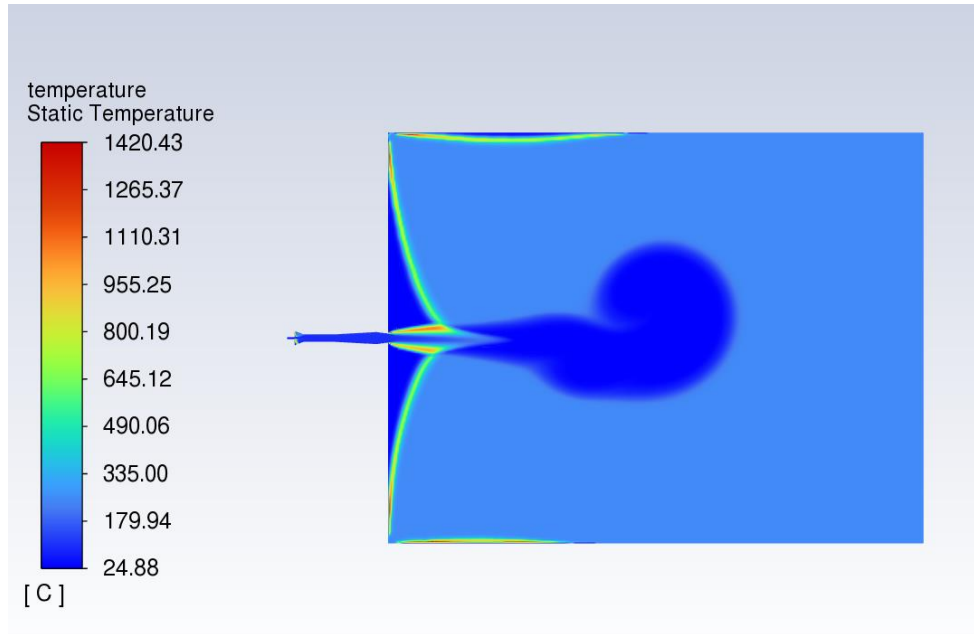


Рисунок 3.3. Поле температур для неустойчивого режима горения при недостатке окислителя

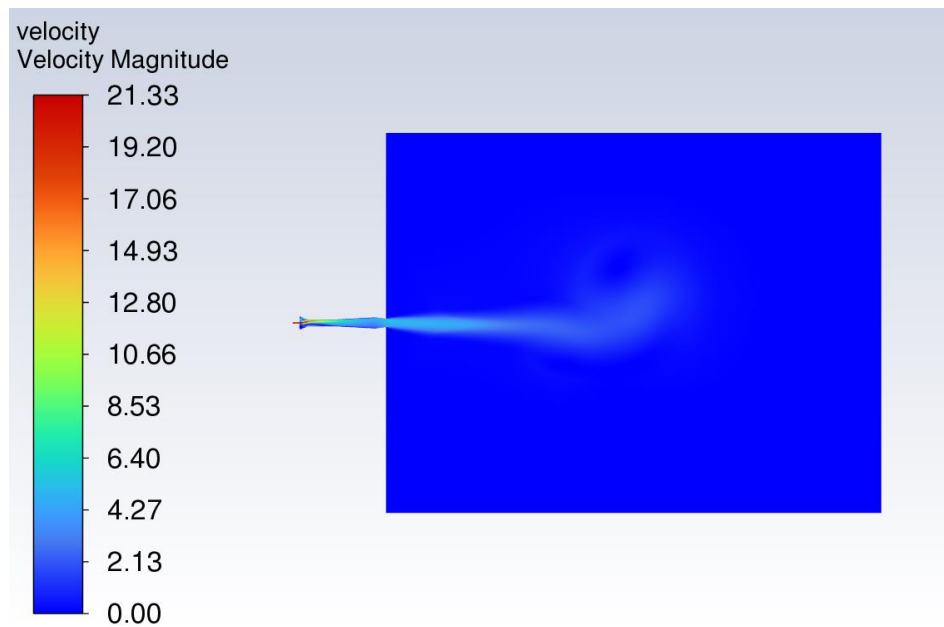


Рисунок 3.4. Поле скоростей для неустойчивого режима горения при недостатке окислителя

При сравнении двух данных режимов работы горелки можем сделать вывод, что модель качественно моделирует физический процесс горения и распространения потока, в результате изменения соотношения метан/воздух в 10 раз, устойчивость фронта пламени повысилась, вместе с тем характерная длина пламени уменьшилась.

Расчёт при массовом расходе воздуха $Q_B = 0.005 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ и скорости топлива

$$v_{\text{мет}} = 40 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

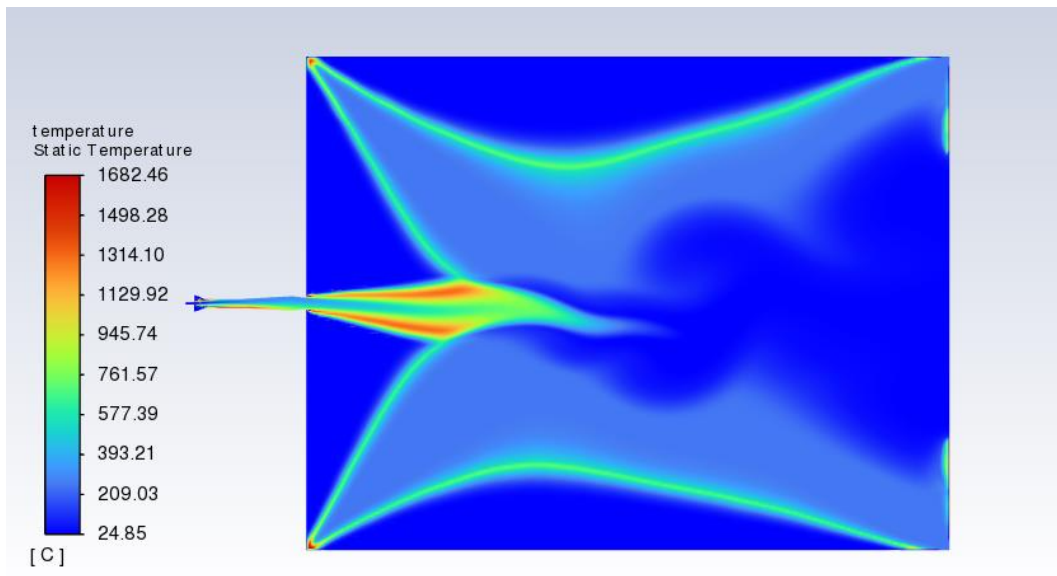


Рисунок 3.5. Поле температур при повышении скорости топлива на входе

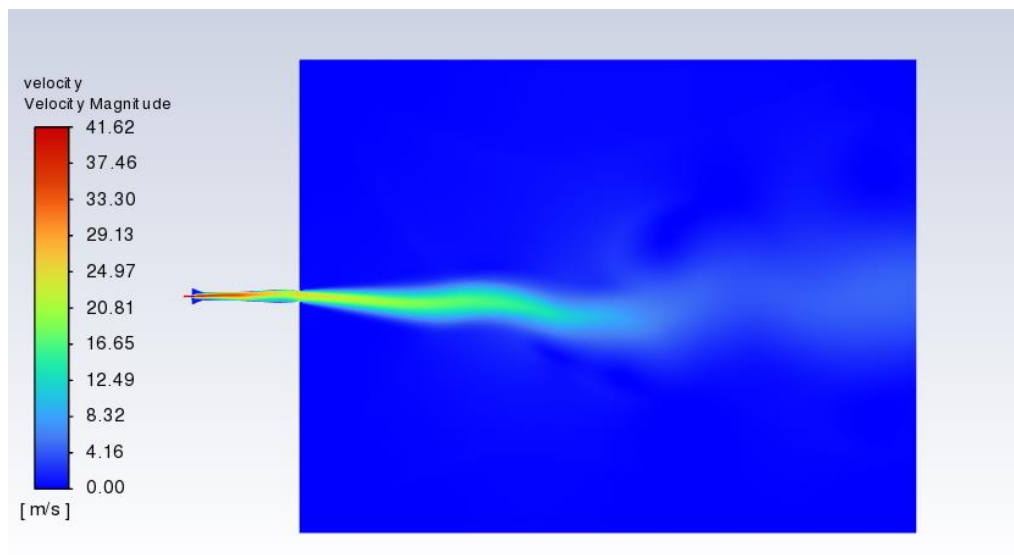


Рисунок 3.6. Поле скоростей при повышении скорости топлива на входе

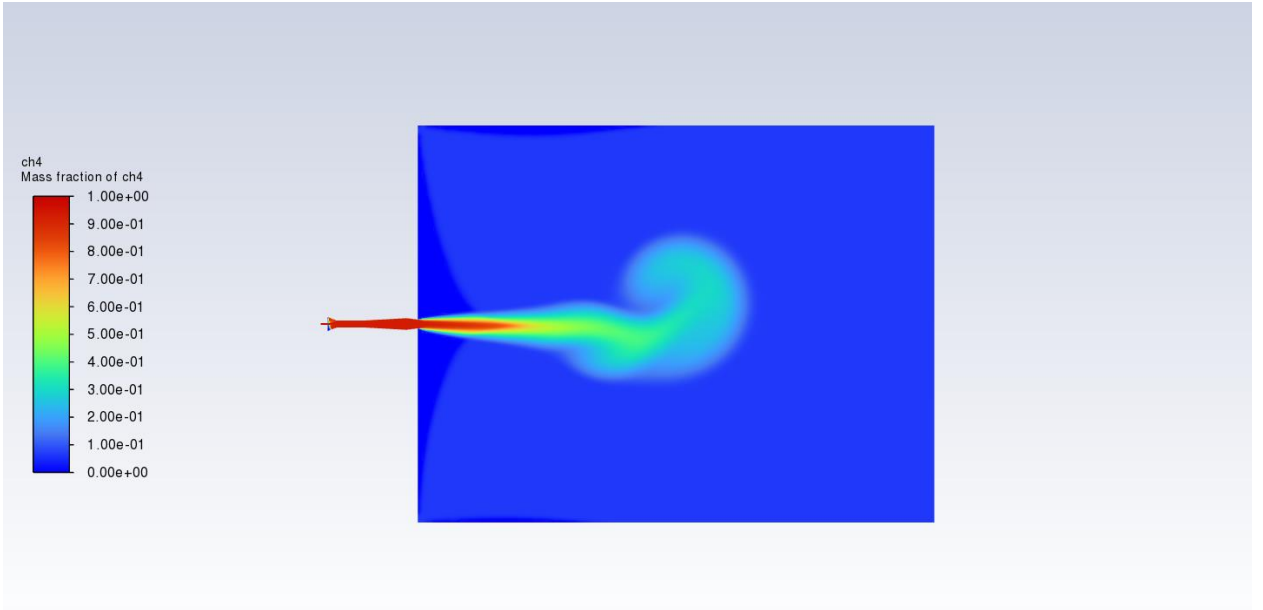


Рисунок 3.7. Массовая доля метана при $v_{\text{мет}} = 20.2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

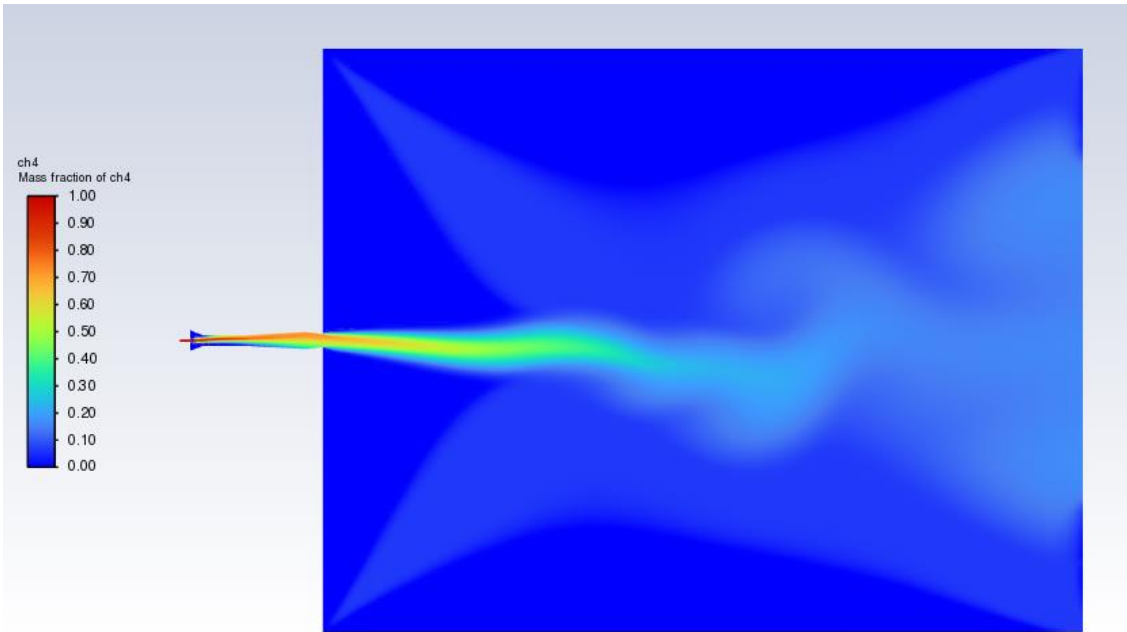


Рисунок 3.8. Массовая доля метана при $v_{\text{мет}} = 40 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Из приведённых выше рисунков, можно определить характер процесса горения топлива, при повышении скорости происходит прилипание потока к верхней стенке горелки, в результате чего пламя становится неустойчивым, а эксплуатация горелки опасной.

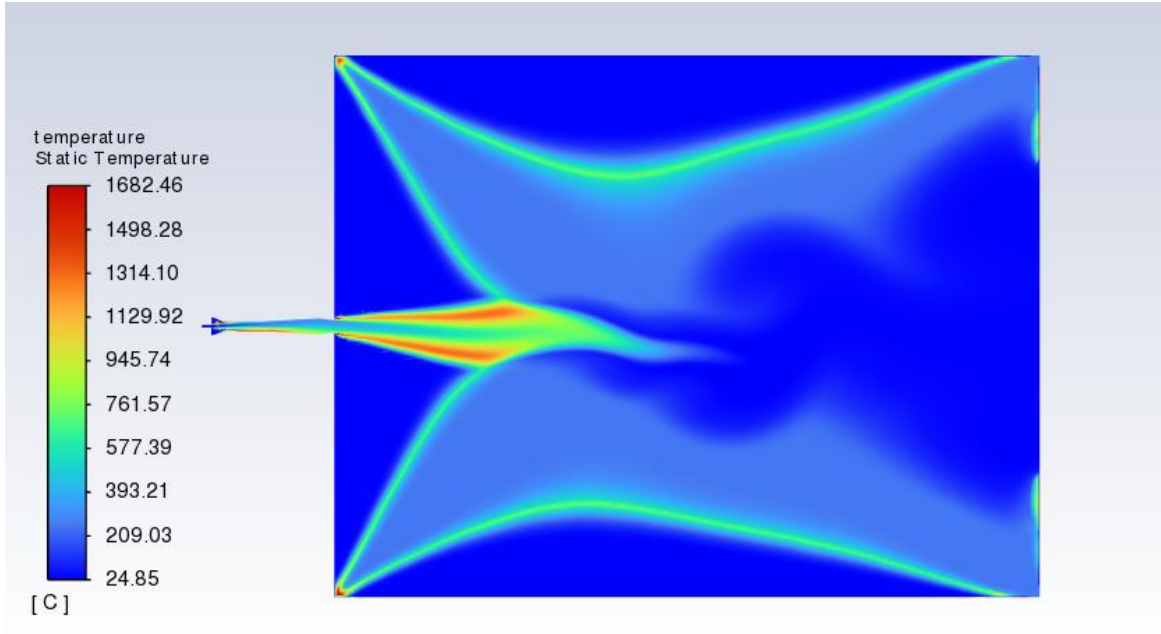


Рисунок 3.9. Поле температур горелки без учёта теплового излучения

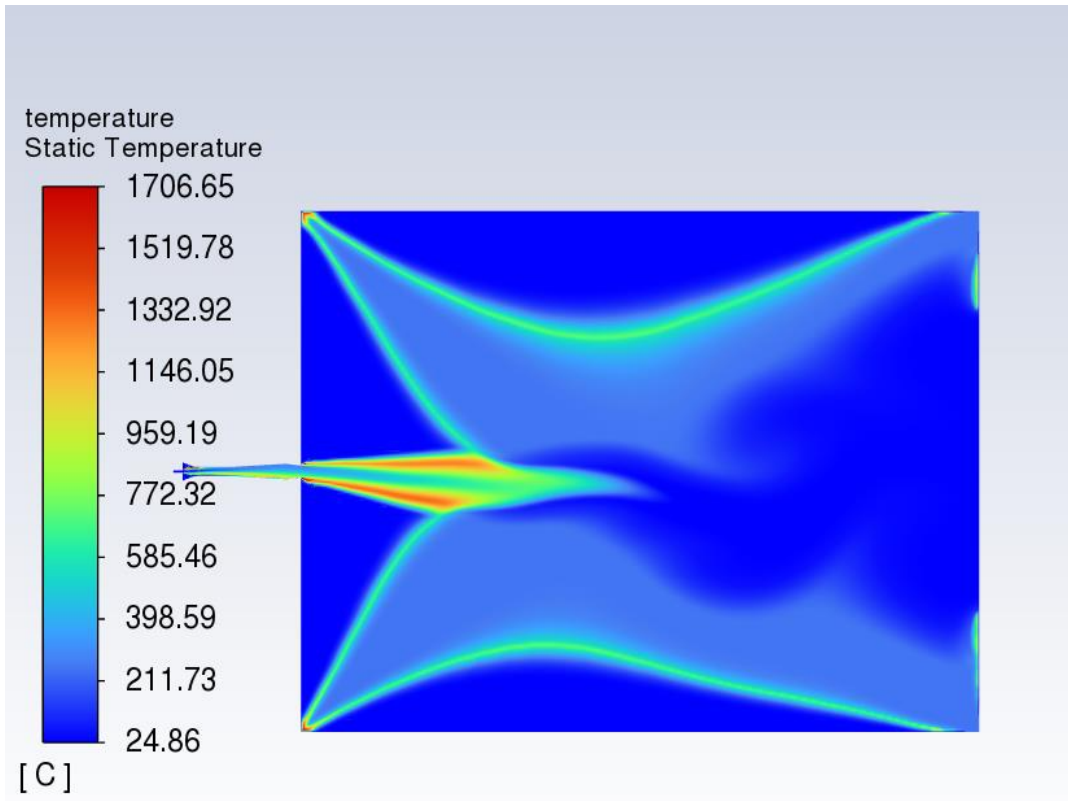


Рисунок 3.10. Поле температур горелки с учётом теплового излучения

Добавление модели тепловой радиации(излучения) увеличило среднюю температуру горения, но достаточно несущественно из чего можно сделать вывод, что в данном процессе тепло распространяется в основном за счёт конвекции и теплопроводности среды.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе данной работы были изучены различные модели горелок для осуществления процесса парового риформинга метана, выбрана горелка инжекционного типа как часто используемая в печах риформинга на производстве, также смоделирована геометрия горелки с учётом проверочного расчёта определены оптимальные параметры массового расхода окислителя и скорости топлива на выходе из сопла. Получены чертежи инжекционной газовой горелки и на их основе сделана её 3D модель, далее для расчёта упрощена конструкция горелки и рассматривалась осесимметричная постановка задачи ввиду центральной симметрии горелки. Исследованы различные модели описания комплексного процесса горения, состоящего из химической кинетики реакций в процессе смешивания воздуха и метана, а также течения турбулентного потока газоздушнoй смеси, описываемого уравнениями гидродинамики, кроме того, была рассмотрена модель излучения для определения характера теплопередачи в процессе сгорания углеводородного топлива. Для упрощённой модели определена расчётная область, согласующаяся с характерными размерами газовой горелки. С помощью математического пакета Ansys Fluent методом конечных объёмов в 2D постановке решена нестационарная задача горения метана в инжекционной горелке, после чего были получены качественные результаты о различных режимах работы газовой горелки.

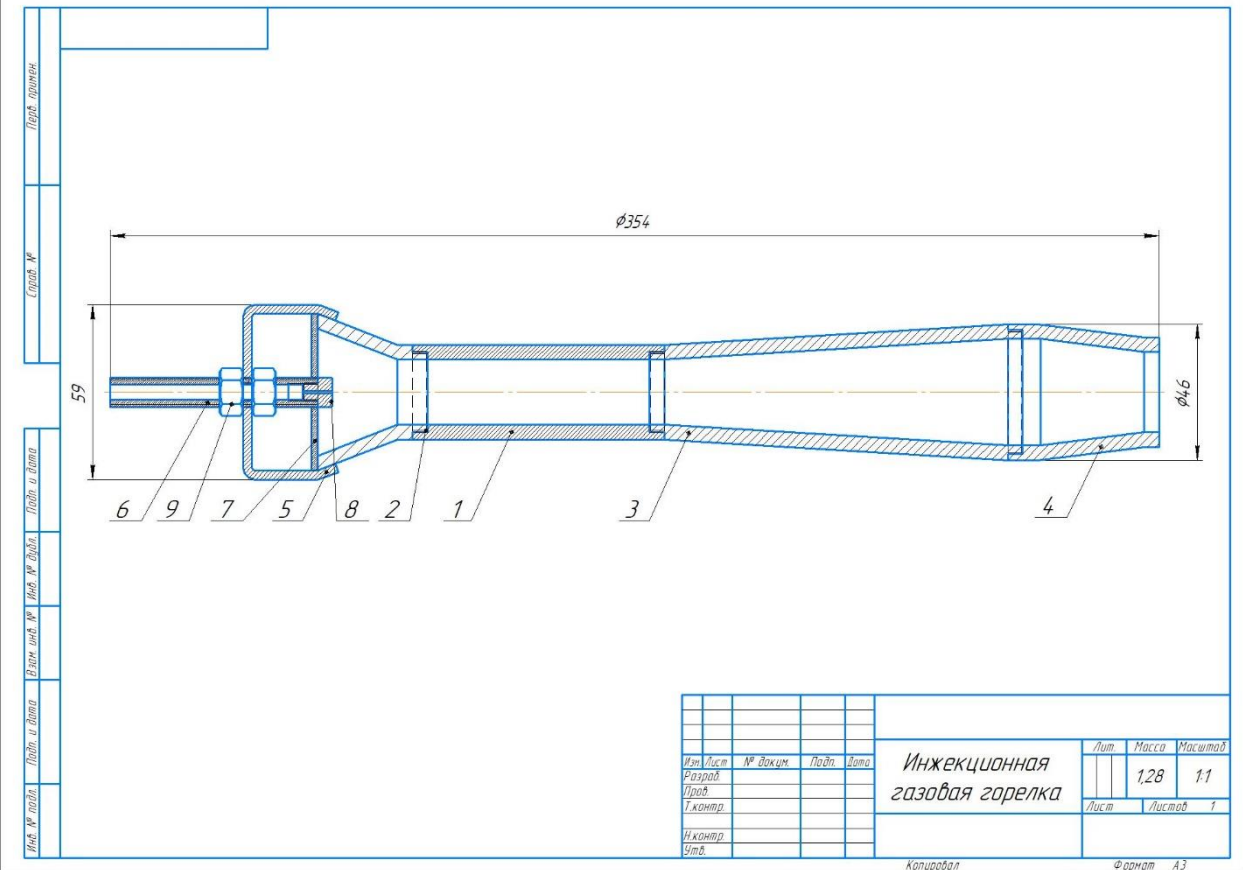
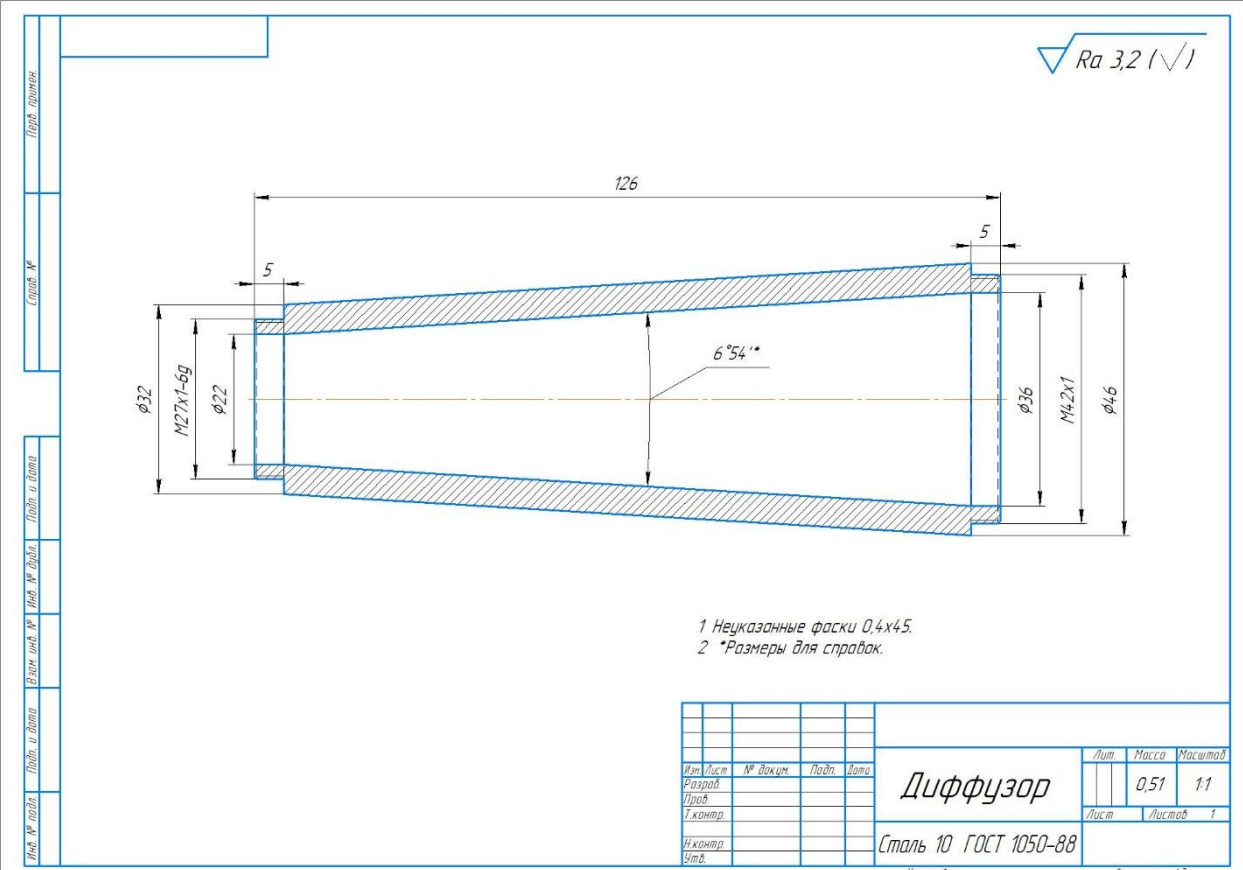
Проведён сравнительный анализ поведения потока при различных граничных условиях, влияющих на устойчивость фронта пламени. При добавлении модели тепловой радиации был оценён вклад теплопередачи в процессе горения. В результате влияние излучения оказалось достаточно незначительным, из чего был сделан вывод о том, что основную часть в теплообмене занимают конвекция и теплопроводность.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

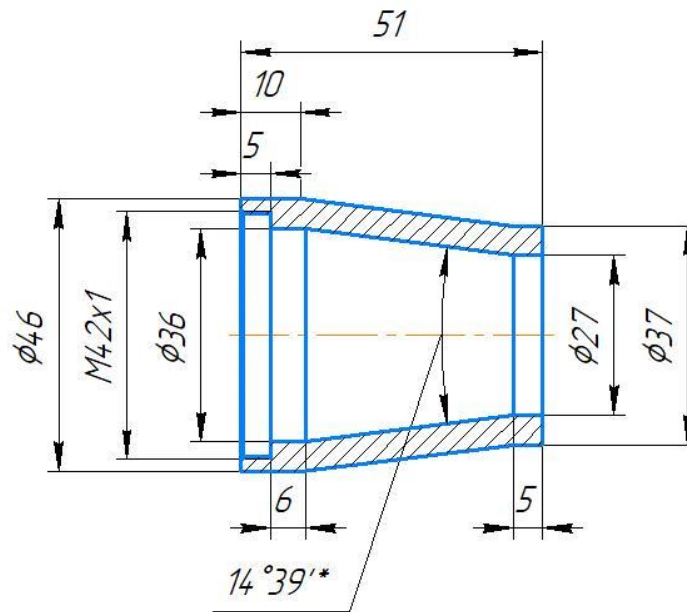
1. Иванов, Ю.В. Основы расчёта и проектирования газовых горелок. Москва: Государственное научно – техническое издательство нефтяной и горно – топливной литературы, 1963 – 341 с.
2. Карауш С. А. – М. Теория горения и взрыва: учеб. для студ. учреждений высш. проф. образования: Издательский центр «Академия», 2013. – 208 с.
3. Козелков А. С., Куркин А. А., Крутякова О. Л., Курулин В. В., Тятюшкина Е. С. "Зонный RANS–LES подход на основе алгебраической модели рейнольдсовых напряжений", Известия РАН. Механика жидкости и газа, 2015, №5, с. 24-33.
4. Кузнецов В.Р., Сабельников В.А. Турбулентность и горение. -М.: Наука. 1986. -287 с.
5. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа: моногр. / Л.Г. Лойцянский. - Москва: ИЛ, 2003. - 225 с.
6. Лойцянский, Л.Г. Ламинарный пограничный слой / Л.Г. Лойцянский. - Москва: Машиностроение, 1978. - 176 с.
7. Перелетов, И.И. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки / И.И. Перелетов, Л.А. Бровкин, Ю.И. Розенгарт и др.; Под ред. А.Д. Ключникова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с
8. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. – М. :Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
9. Стаскевич, Н.Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н.Л. Стаскевич, Г.Н. Северинец, Д.Я. Вигдорчик. – Л.: Недра, 1990. – 762 с.
10. Fluent, Incorporated: FLUENT 6 UDF Manual, Lebanon (NH), Fluent Inc., 2001.

11. Jones W.P. turbulence modeling and numerical solution methods for variable density and combustng flows, in: P.A. Libby, F.A. Williams (Eds.), *Turbulent Reacting Flows*, Academic Press, London, UK, 1994.
12. Lemke B. An Experimental and Computational Investigation of Methane/air Partial Oxidation, Ph.D. Thesis, University of Illinois, Illinois, USA, 2006
13. Lee S.C., Harsha P.T., Auiler J.E., Lin C.L. Heat, mass and momentum transfer in free turbulent mixing // *Proceeding of the 1972 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute*, Stanford, California, 1972. -P. 215-230.
14. Morse A.P. Axisymmetric Turbulent Shear Flows with and without Swirl, PhD. Thesis, London University, 1977.
15. Menter F. R., Smirnov P. E., Liu T., Avancha R. "A One-Equation Local Correlation-Based Transition Model". *Flow, Turbulence and Combustion* 2015, 95(4), p. 1-37.
16. Reynolds O. "On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion", *Phil. Trans. Roy. Soc.*, 1895, 186, 123–161.
17. Wilcox D. C., "Turbulence Modeling for CFD", 3rd edition, DCW Industries, Inc., La Canada CA, 2006. – 522 p.

Приложение



$Ra\ 3,2\ (\checkmark)$



- 1 Неуказанная фаска 0,4x45.
- 2 *Размеры для справок.

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Сопло

Сталь 10 ГОСТ 1050-88

Лит.	Масса	Масштаб
	0,22	1:1
Лист	Листов	1

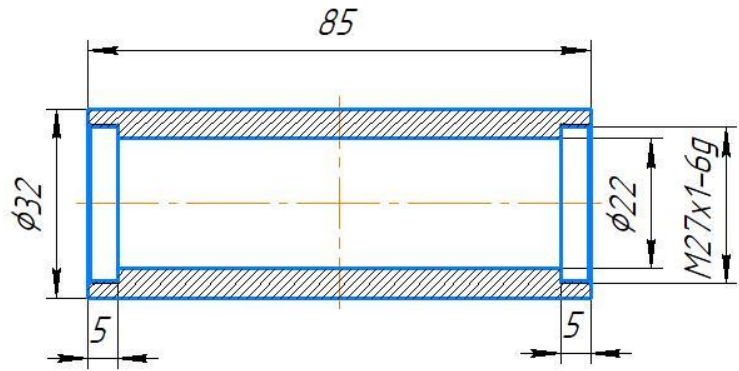
Копировал

Формат А4

Перв. примен.

Справ. №

$Ra\ 3,2\ (\checkmark)$



1 Неуказанные фаски 0,4x45.

Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.

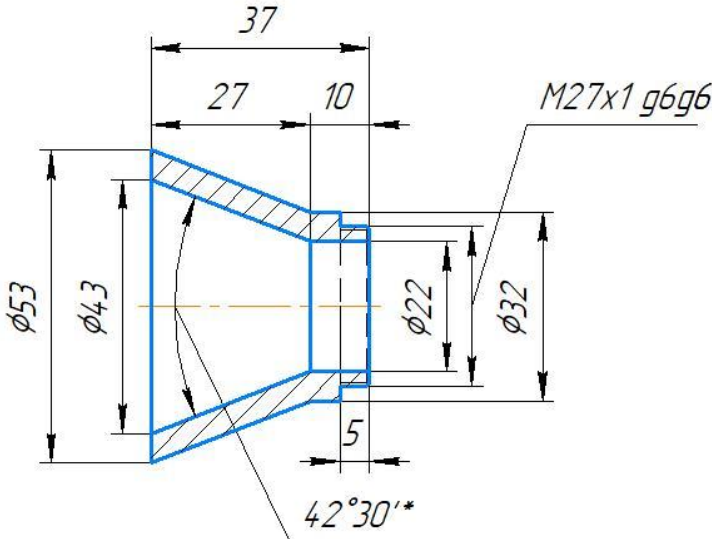
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Смеситель	Лит.	Масса	Масштаб
		0,27	1:1
Сталь любая	Лист	Листов	1

Копировал

Формат А4

$Ra\ 3,2\ (\checkmark)$



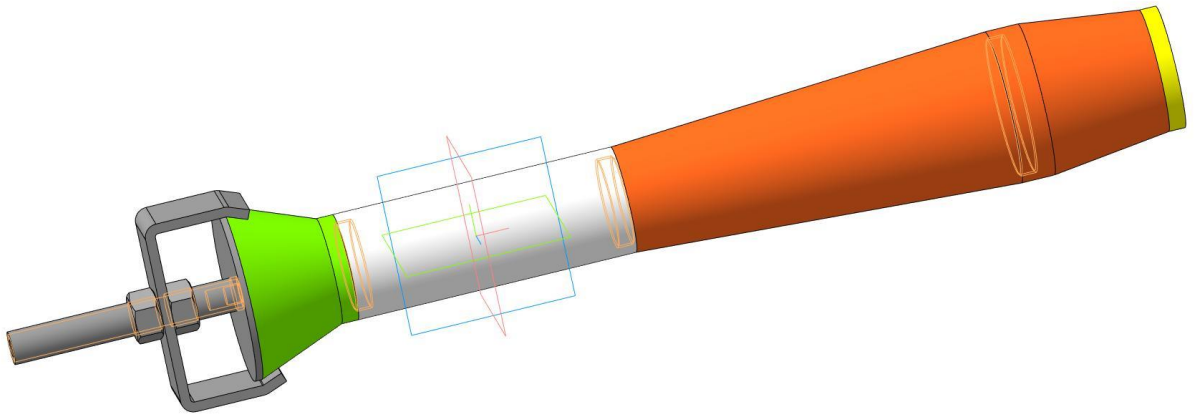
- 1 Неуказанная фаска 0,4x45.
- 2 *Размеры для справок.

Перв. примен.				
Справ. №				
Взам. инв. №		Инв. № дубл.	Подп. и дата	
Инв. № подл.				

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.								
Пров.								
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								

Раструд

Лит.	Масса	Масштаб
	0,15	1:1
Лист	Листов	1



3D модель инжекционной газовой горелки