

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СЖИГАНИЯ ТБО В ЦИКЛОННОЙ ТОПКЕ.

Аксёнова И.Н. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г.Одесса)

В работе показаны результаты математического моделирования сжигание твердых бытовых отходов с целью получения тепловой энергии для систем теплоснабжения с помощью циклонной топки с установкой газовой горелки для поддержания температуры горения ТБО и тангенциальным подводом измельченных бытовых отходов.

Современное состояние топливно-энергетических ресурсов, рост стоимости их добычи и обработки, требует эффективного использования получаемой энергии. Однако теплоэнергетическое оборудование установлено из расчета максимальных нагрузок, с небольшим запасом варьирования выработки тепловой энергии, что не обеспечивает эффективного использования топлива, а в случае использования бытовых отходов – задача становится актуальной вследствие ограничения располагаемого количества топлива.

В данной работе предлагается математическое моделирование сжигания твердых бытовых отходов с целью получения тепловой энергии для систем теплоснабжения с помощью циклонной топки с установкой газовой горелки для поддержания температуры горения ТБО и тангенциальным подводом измельченных бытовых отходов.

Задача исследования в данном случае состоит в определении поля скорости, давления и температуры в циклонной топке при сжигании ТБО и передаче тепловой энергии теплоносителю, на основе существующие в настоящее время методах аэродинамического и теплового расчета топочных устройств. Использование аэродинамики закрученных потоков (центробежного эффекта, возникновения обратных токов в центральной области) позволяет решить проблемы интенсификации процессов сжигания, оптимизировать работу оборудования и его конструктивные параметры[1]

Закрученные потоки в данной области используются при сжигании органического топлива, что соответственно определяет цель их применения — интенсификацию процесса горения при стабилизации фронта пламени в топочном пространстве. Такая противоречивая цель предполагает поиск оптимума между скоростью отвода тепла и опасностью

детонационных процессов, дестабилизирующих горение. Кроме того, проблема регулирования температурного режима теплоносителя накладывает определенные ограничения на применение методов интенсификации выработки тепловой энергии.

Анализируя данные, приведенные в литературе, существующие в настоящее время концепции описания движения закрученных потоков, можно констатировать, что:

- предлагаемые математические модели выполнены на основе теории турбулентности — пути перемешивания Прандтля, завихренности Тейлора, касательных напряжений, кинетической энергии турбулентности, алгебраических уравнений, разложения в ряд Фурье, геометрического описания движения;

- все модели разделяют описание закрученного потока на два участка — внешний — так называемый «свободный вихрь Рэнкина» и внутренний «вынужденный» (вращение как твердого тела), при этом основным допущением в моделях является представление внешней части закрученного потока потенциальным;

- в настоящее время не имеется адекватной модели сжигания твердого топлива в циклонной камере с размерами до 0,01 м.

Учитывая, что в большинстве теплоэнергетических процессов применяются неизотермические закрученные потоки, необходимо рассмотреть современное состояние вопросов теплообмена.

Использующиеся в настоящее время методики теплового расчета котельных агрегатов основаны на определении располагаемого тепла, которое в случае использования бытовых отходов можно определить только ориентировочно, при этом учесть влияние на теплообмен смещение максимума температур в топочном пространстве довольно сложно. Кроме того, в данном случае необходимо рассмотреть изменение температур в топке — поскольку возможен вторичный синтез диоксинов и фуранов в зоне с температурой от 400 до 200 С, то есть определение и уменьшение этой зоны в топочном пространстве является определяющим критерием применимости предлагаемой технологии.

В своих работах В.М. Чепель и И.А.Шур в [2] указывают, что диффузионное пламя при внешнем смешении природного газа отличается равномерной температурой по всей длине нагруженной поверхности факела (~1000 — 1050 °С), а внутренняя часть пламени имеет температуру до 1400 °С (на расстоянии 2/3 длины факела). Положение максимума температуры можно учесть в тепловом расчете котельного агрегата, используя параметр М в [4]:

$$\Theta_T^{\parallel} = \frac{T_T^{\parallel}}{T_a} = \frac{B_o^{0.6}}{M \cdot \alpha_T^{0.6} + B_o^{0.6}} \quad (4)$$

где $\Theta_T^{|}$ — безразмерная температура на выходе из топки; α_T — степень черноты топки; Ta — теоретическая температура горения в топке, К; $T_T^{|}$ — температура газов на выходе из топки, К; Bo — критерий Больцмана;

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_T \quad (5)$$

где x_T — отношение высоты расположения осей горелок к высоте топки.

Использование этих зависимостей при взаимодействии закрученных пламеней возможно, если определять параметр x_T по профилю результирующей скорости.

Для определения устойчивости работы горелок в [3, 4] приведены формулы для расчета скорости в диффузионных и с принудительным подмешиванием воздуха горелках, при которой наступает отрыв и проскок пламени в открытых факелах:

$$\omega_{отр} = c \cdot \alpha^{-3} \cdot u^{1.5} \cdot \left(\frac{d}{a}\right)^{0.5} \quad (6)$$

$$\omega_{пр} = c \cdot u_n^2 \cdot \frac{d}{a} \quad (7)$$

где α — коэффициент избытка воздуха; a — коэффициент температуропроводности смеси, m^2/c ; d — диаметр горелки, м; u_n — нормальная скорость распространения пламени, м/с; c — опытный коэффициент.

При этом указано, что поле температур в затопленной свободной струе относится к полю скоростей следующим образом:

$$(T - T_{окр}) / (T_m - T_{окр}) = \sqrt{\frac{\omega}{\omega_m}} \quad (8)$$

В работах [5, 6, 7, 8] приведены способы определения плотности теплового потока через цилиндрическую поверхность, однако применение этих зависимостей в данном случае затруднено неопределенностью температуры в пограничном слое.

В монографии З.Б. Сакипова [9] на основании экспериментальных данных сделан вывод, что при наложении низкочастотных пульсаций на диффузионный факел происходит уменьшение его длины, а теплоотдача увеличивается на начальном участке развития факела.

Модель влияния турбулентных пульсаций скорости на горение в циклонных топках разработана в [10,11] и основывается на экспериментальных зависимостях влияния пульсаций скорости на интенсивность тепло- и массообмена:

$$N_u = N_u \left(1 + \frac{R_{en}}{R_e}\right) \quad (9)$$

где Nu , Re — критерии Нуссельта и Рейнольдса;

$$R_{en} = \frac{2\pi \cdot f \cdot A \cdot \delta}{\sqrt{2} \cdot \nu} \quad (10)$$

где f — частота пульсаций скорости; A — амплитуда пульсаций скорости; δ — диаметр частицы; ν — кинематическая вязкость газа.

Однако, в этих работах авторы исследуют влияние пульсаций внешнего потока на твердую частицу, тогда как закрученном потоке ПВЯ оказывает воздействие на внешний поток, хотя вращение самого ПВЯ можно принять как вращение твердого тела.

Л.П. Ярин в своей работе [12] предлагает уравнение для теплового режима факела с учетом влияния турбулентных пульсаций температуры. Однако использование его в рамках проблемы влияния ПВЯ на закрученный поток не представляется возможным, так как в уравнении нет связи с аэродинамикой потока.

В работе [13] приведена система уравнений, описывающая движение свободной конвекции при вращении жидкости, но принятое допущение о не влиянии центробежной силы на плотность потока применимо только для случаев со слабой круткой и отсутствием ПВЯ.

Э.Н. Сабуров в монографии [14] приводит для потока со «свободным максимумом» обобщающую формулу:

$$N_u = 0.316 \cdot D^{0.1} \cdot R_e^{0.7}, \quad (11)$$

которая, к сожалению, не учитывает пульсации ПВЯ в закрученном потоке и двухфазности потока.

Таким образом, использующиеся в настоящее время методики теплового расчета котельных агрегатов основаны на определении располагаемого тепла, которое в случае использования бытовых отходов можно определить только ориентировочно, а определение и уменьшение температурной зоны образования формальдегидов в топочном пространстве является определяющим критерием применимости предлагаемой технологии.

Характер движения двухфазного потока в процессе сжигания в циклонной топке определяется одновременным воздействием следующих основных факторов:

- динамического воздействия газовой струи на частицы ТБО;
- стеснения и перенаправления частиц вследствие действия центробежной силы и гравитации;
- изменения характера результирующего потока под воздействием температуры;

- процессов горения топлива в топочном пространстве;
- процесса отвода тепловой энергии из топки.

При этом технологические условия проведения процесса сжигания накладывают ограничения на распределение температуры в топке и величину определенных температурных зон. Таким образом, для определения оптимальных параметров (скорости, расхода, температурного режима в топке) при полном сжигании ТБО и максимальном использовании выделяющейся тепловой энергии, а также минимизации температурных зон образования вредностей необходимо исследовать закономерности аэродинамики циклонной топки под воздействием вышеперечисленных факторов.

Однако, в связи с тем, что анализ литературных источников выявил отсутствие адекватного описания исследуемого процесса существующими математическими методами, для решения поставленной задачи был выбран следующий алгоритм:

1. На основании основных факторов влияния составлялись системы уравнений, отдельно описывающие поток газа и гетерогенную струю с частицами ТБО.

2. Методами численного моделирования производилось решение полученных систем уравнений, а характеристики результирующего потока определялись с помощью методов наложения.

3. Полученные результаты интерпретировались как качественная модель процесса, на основании которой производился выбор оптимальных характеристик потока, используемых для определения области экспериментальных исследований конструкции топки.

4. Испытывались натурные образцы циклонной топки, реализующие предложенный способ сжигания ТБО с целью определения оптимальных характеристик топки.

Математическое описание движения двухфазной струи в топке при сжигании твердых частиц производилось согласно ранее выбранного алгоритма. При составлении указанного описания процесса использован ряд допущений, при решении задач механики сложных многофазных сред:

- расстояние между дисперсными частицами можно считать малыми по сравнению с характерными линейными размерами течений;
- столкновение, дробление и коагуляция частиц в дисперсной фазе отсутствует;
- теплопроводность и вязкость чистых фаз не учитывается, их учет производится только лишь в процессе межфазного взаимодействия;
- взаимодействие между частицами и стенкой циклонной камеры принято идеальным (угол падения равен углу отражения).

Получение адекватной картины физического процесса, т. е. изменение физических параметров в пространстве и времени, возможно в результате его математического моделирования. Поскольку физические процессы — результат действия законов физики, то наиболее адекватные физическим процессам математические модели представляют собой систему отражающих законы физики дифференциальных или интегральных уравнений (с привлечением, если надо, полуэмпирических и эмпирических констант и зависимостей) с граничными и начальными условиями, привязывающими данную математическую модель к поставленной конкретной физической (инженерной) задаче, т. е. определяющими данные физические процессы в этой задаче.

В связи с тем, что используемые в математической модели системы дифференциальных или интегральных уравнений в данном случае не имеют аналитического решения, они должны быть приведены к дискретному виду и решаются с помощью выбранной расчетной сетки. Естественно, решение математической задачи существенно зависит как от способа дискретизации уравнений, так и от способа решения полученных в результате уравнений. Очевидно, решение математической задачи будет тем точнее, чем лучше расчетная сетка разрешает области нелинейного поведения решения уравнений, что, как правило, достигается использованием более мелкой расчетной сетки в этих областях. Решение данной задачи было выполнено на основе математического аппарата.

Моделирование выполнено с использованием программы SolidWork и ее приложения – FlyWork, позволяющие получить пространственное распределение линий тока при численном решении уравнений Навье-Стокса с заданными граничными условиями для данной задачи, приведенными в приложении. В данной модели использования «внутренняя» задача – то есть воздух, природный газ и частицы ТБО (размером 0,01 м) подавались с определенным расходом через тангенциальный патрубок (воздух и газ с расходом 0,1 кг/с, с массовыми долями 0,3 и 0,7 соответственно), а твердые частицы со скоростью 15 м/с и массовым расходом 1 кг/с. Температура воздуха задавалась равной 20°C, а природного газа и твердых частиц – 1100°C. Удаление продуктов сгорания осуществлялось через выхлопной патрубок в верхней части камеры, а зольный остаток – через отверстие в нижней части камеры с заданием пониженного давления в патрубке – 80 кПа, в нижнем отверстии – 90 кПа. При этом для моделирования процесса отбора тепловой энергии через поверхность стенки были заданы коэффициент теплопроводности стенки, температура стенки (200°C) и температура теплоносителя (вода, 20° С). Общий вид модели представлен на рис. 1.

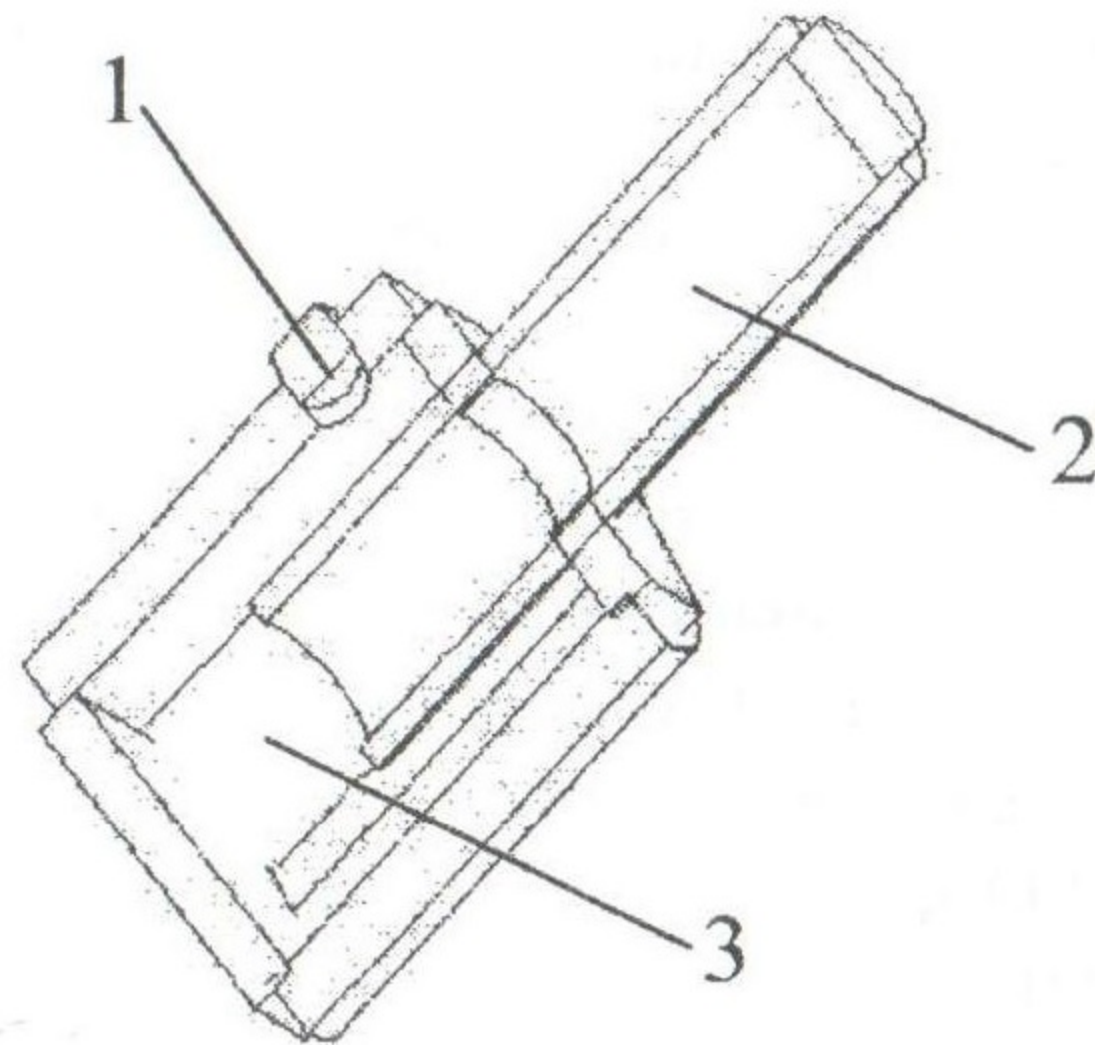


Рис.1 Общий вид модели 1 - подводящий патрубок; 2 - камера сгорания; 3 – выхлопной патрубок

В результате исследований при различных скоростях входа твердых частиц и температур получено то, что наиболее опасная температурная зона вторичного синтеза диоксинов и фуранов находится в нижней части циклонной камеры и занимает объем 10-15 % от общего объема камеры. При этом данная зона характеризуется уменьшением тангенциальной скорости движения газа и частиц и распределена практически равномерно в данной части топки.

Распределение температуры по линиям тока газовой составляющей (рис.2) позволяет сделать вывод, что наибольшая температура (зона горения) наблюдается в верхней части камеры, до среза газоотводящего патрубка, то есть в этой зоне возможен пережог конструктивных элементов топки. Для исключения последнего возможно установка тепло отводящих поверхностей (водяного кожуха) коаксиально отводящему патрубку в той части, которая находится в камере сгорания. Однако, значительного понижения температуры также нельзя допустить, поскольку зона опасных температур (вторичного синтеза диоксинов и фуранов) будет в этом случае увеличиваться, кроме того возникает опасность снижения температуры ниже температуры горения. То есть в данном случае наиболее рациональным будет формирование отдельного водяного контура со стороны внешней оболочки камеры в области входного патрубка, при чем температура воды в нем должна быть наиболее низкой (1-й контур – из системы отопления и смешанная с подпиточной водой).

Распределение твердых частиц в камере (рис.3) сгорания показало, что основной процесс сгорания твердых частиц происходит в центральной области камеры, при этом основная масса частиц успевает сделать 1-2 оборота вокруг выхлопного патрубка. Траектория частиц

имеет вид спирали, направленной вниз, что увеличивает (вместе с зоной горения газа) область горения и, соответственно, уменьшает зону температур 400-200°C, что благоприятно влияет на тепловую обстановку в камере сгорания.

Анализ зависимостей тока газовой составляющей и твердых частиц показывает, что температура в средней части изменяется от 1200 до 800 К, что свидетельствует о высокотемпературных процессах в топке и значительной теплонапряженности ее объема. Однако, из-за большой тангенциальной скорости и малого времени нахождения дымовых газов в топке температура уходящих газов оказывается в среднем равной 800 К, что требует установки после камеры сгорания второго (хвостового) теплообменника для снижения данной температуры до 120-150°C.

На основании анализа данных полученных в результате математического моделирования можно сделать следующие

ВЫВОДЫ:

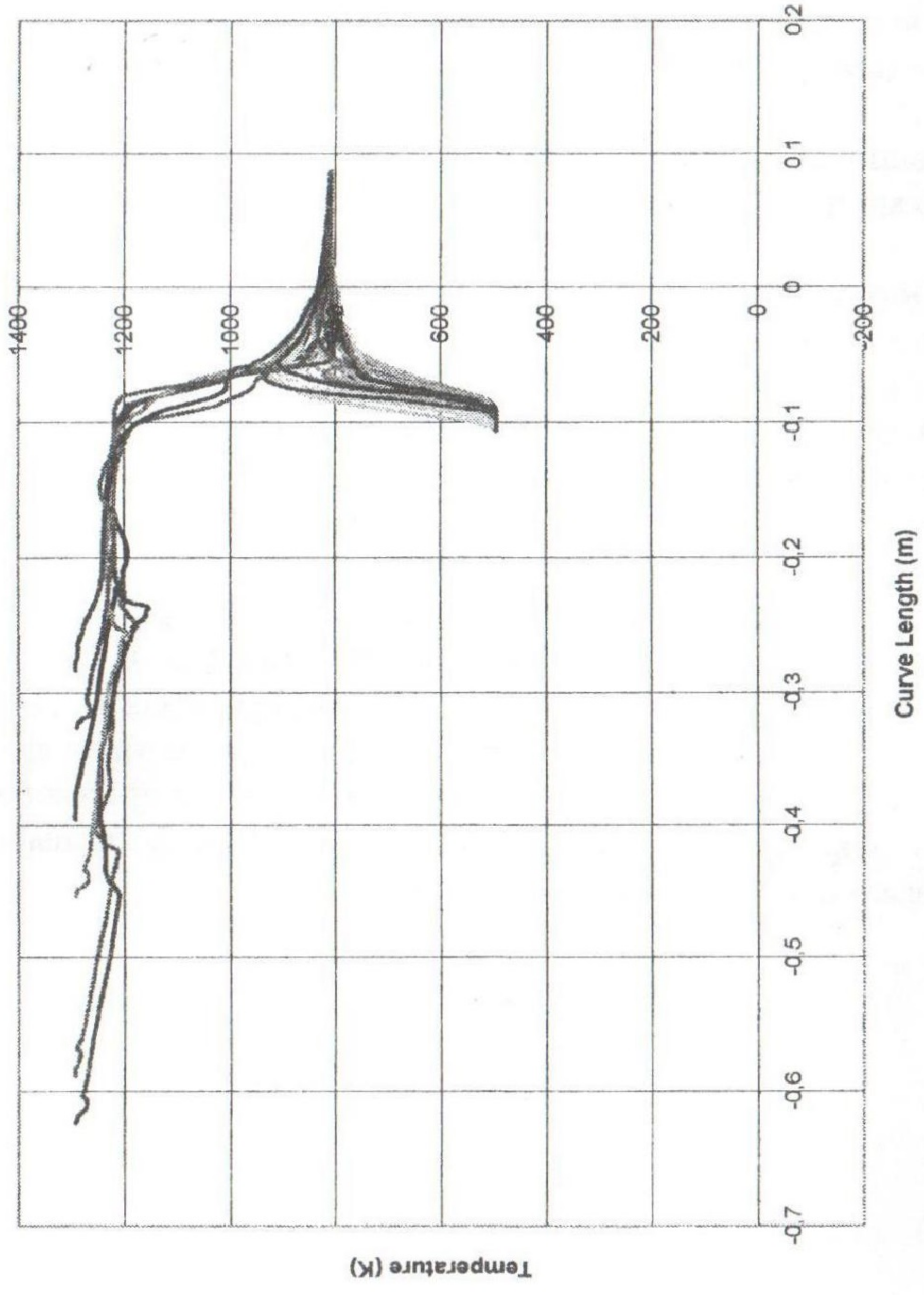
1. Определить тип камеры сжигания ТБО, наиболее эффективно нейтрализующий ТБО и позволяющий осуществить отбор тепловой энергии и ее передачу теплоносителю/

2. Анализ существующих концепций тепловых расчетов показал, что отсутствуют приемлемые для практического использования расчетные зависимости процесса сжигания измельченных ТБО в циклонных топочных камерах.

5. Выполненное численное моделирование процесса сжигания измельченных ТБО в циклонных топочных камерах позволило получить линии тока при различных скоростях, температурах и массовых расходах входа природного газа, воздуха и ТБО в циклонную камеру.

6. Определена зона температур возможного вторичного синтеза диоксинов и фуранов в циклонной камере— 0,1-0,2 от высоты камеры, располагающаяся в нижней ее части.

Сборка 1.SLDASM [По умолчанию (1)]



- Flow Trajectories 2_0
- Flow Trajectories 2_1
- Flow Trajectories 2_2
- Flow Trajectories 2_3
- Flow Trajectories 2_4
- Flow Trajectories 2_5
- Flow Trajectories 2_6
- Flow Trajectories 2_7
- Flow Trajectories 2_8
- Flow Trajectories 2_9
- Flow Trajectories 2_10
- Flow Trajectories 2_11
- Flow Trajectories 2_12
- Flow Trajectories 2_13
- Flow Trajectories 2_14
- Flow Trajectories 2_15
- Flow Trajectories 2_16
- Flow Trajectories 2_17
- Flow Trajectories 2_18
- Flow Trajectories 2_19
- Flow Trajectories 2_20
- Flow Trajectories 2_21
- Flow Trajectories 2_22
- Flow Trajectories 2_23
- Flow Trajectories 2_24
- Flow Trajectories 2_25
- Flow Trajectories 2_26
- Flow Trajectories 2_27
- Flow Trajectories 2_28
- Flow Trajectories 2_29

Рис 2. Распределение температуры по высоте камеры (газ)

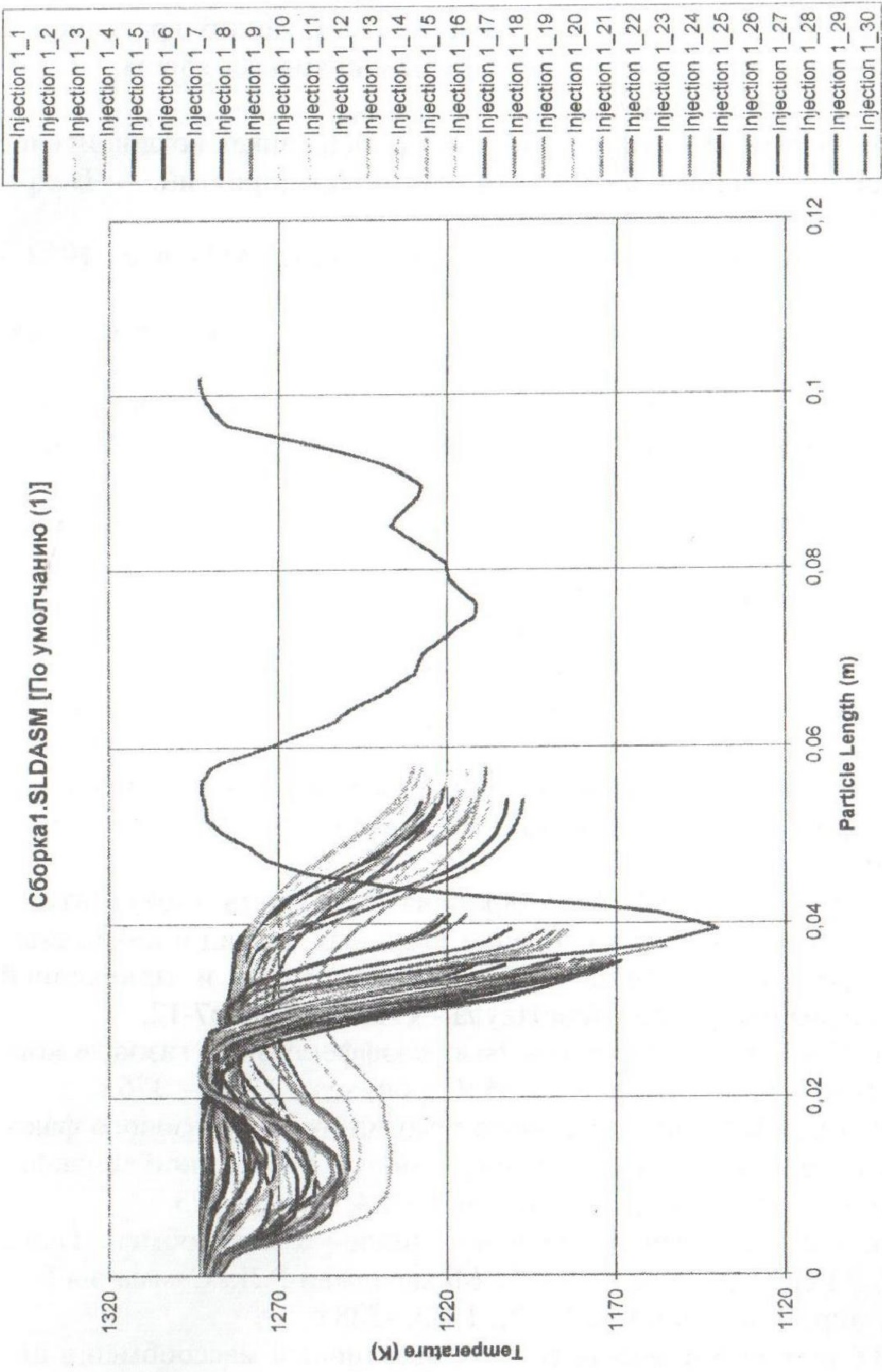


Рис 3. Распределение температуры по высоте камеры (твердые частицы)

Литература

1. О.Н. Зайцев. Аэродинамика взаимодействующих вращающихся газовых потоков с прецессирующим вихревым ядром. – Одесса:ТЭС. 2005. – 140 с.
2. В.М.Чепель, И.А.Шур Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий. – Недра, 1980. -591 с.
3. А.А. Иванов Газогорелочные устройства. –М.Недра, 1972 - 168с.
4. А.С.Иссерлин Основы сжигания газового топлива. Справочное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.Недра 1987. -336с.
5. А.Н. Альбовский, И.А.Недужий Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. Пос. 3-е изд., перераб. и доп. –К.Выща школа 1990. -255 с.
6. Г.В. Арсеньев, В.П.Белаусов, А.А.Данченко Тепловое оборудование и тепловые сети: Учеб для вузов. М.Энергatomиздат,1988. -400 с.
7. А.П.Баскалов, Б.В.Берг,О.В.Виттиу Теплотехника: Учебник для вузов. - М.Энергatomиздат,1991. -224 с.
8. А.В.Лыков Тепломассообмен: Справочник – М.Энергия,1071. - 560с.
9. З.Б.Сакипов Теория и методы расчета полуограниченных струй и настильных факелов. – Алма-Ата: Наука КазССР,1978. – 204 с.
10. М.Р. Кумаргалиев,Н.А. Андрoнова О влиянии турбулентных пульсаций скорости на горение угольных частиц в циклонных топках// В сб. «Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. – Алма-Ата:Наука.- 1975.- №10 – с7-12.
11. Ю.П.Соснин, Е.Н.Бухаркин Высокоэффективные газовые контактные водонагреватели. – М.:Стройиздат, 1988. – 376 с.
12. Л.П. Ярин К теории теплового режима горения газового факела //В сб. «Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики». – Алма –Ата: Наука. -1967. -№4. – с.167-173
13. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен: Пер.с англ./ Герхат,Б.,Джалурия И., Махараджан Р.Л., Саммакия Б. – М.: мир, В двух книгах. Кн.2., 1983. -528 с.
14. Э.Н.Сабуров Аэродинамика и конвективный массообмен в циклонных нагревательных установках. – Л.: Издательство Ленингр. Ун-та. 1982. – 240 с.