

ОДЕССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

АГЕЕВ КОНСТАНТИН ВАЛЕРИЕВИЧ

УДК 666.1.031.2/.6:66.042.882.2

**РЕКУПЕРАТИВНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ
НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-ВИХРЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ
В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ И АППАРАТАХ**

Специальность

05.14.06 – «Техническая теплофизика и промышленная
теплоэнергетика»

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Денисова Алла Евсеевна
доктор технических наук, профессор

Одесса 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
РАЗДЕЛ 1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ И ТЕНДЕНЦИЙ КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ, ПУТИ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ	13
1.1. Рекуперативный подогрев воздуха как метод повышения энергоэффективности в технологических процессах.....	13
1.2. Технология импактных струй в активных вставках рекуператоров.....	23
1.3. Современные тенденции конструирования металлических рекуператоров со вставками.....	31
1.3.1 Традиционные рекуператоры.....	32
1.3.1.1. Схема рекуператора «обдув пластины».....	32
1.3.1.2. Рекуператоры на основе технологии импактных струй.....	34
1.3.1.2.1. Схема рекуператора «обдув перфорированной пластины».....	35
1.3.1.2.2. Схема рекуператора «истечение струй из цилиндрической стенки».....	37
1.3.3. Рекуператоры на основе вихревой технологии.....	37
1.3.4. Струйно-вихревые рекуператоры.....	40
1.4. Выводы к разделу 1.....	43
РАЗДЕЛ 2 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ С АКТИВНЫМИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ: МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ	48
2.1. Критический анализ теории вихрей.....	48
2.2. Особенности теплотехнических агрегатов на основе вихревого эффекта	49
2.3. CFD-исследование систем на основе вихревого эффекта.....	53
2.4. Конструкция аэродинамического стенда.....	55
2.5. Выбор параметров физической модели (полуэмпирическая методика).....	61

	2.6 Выводы к разделу 2.....	67
РАЗДЕЛ 3	ЧИСЛЕННОЕ CFD- И ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СТРУЙНО-ВИХРЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С АКТИВНЫМИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ.....	69
	3.1. Теоретические основы вихревого эффекта.....	71
	3.2. Аэродинамический расчет циклонных устройств.....	77
	3.3. Методика исследования.....	79
	3.4. Результаты CFD-моделирования струйно-вихревого рекуператора.....	84
	3.4.1. Результаты CFD-моделирования при параметре $H/D \leq 3$	87
	3.4.2. Результаты CFD-моделирования при параметре $H/D \geq 3$	102
	3.5. Выводы к разделу 3.....	108
РАЗДЕЛ 4	ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТОРОВ НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-ВИХРЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ.....	110
	4.1. Критерии эффективности перспективных рекуператоров.....	111
	4.2. Эффективность экономии топлива.....	118
	4.3. Техничко-экономический анализ.....	122
	4.4. Выводы к разделу 4.....	124
ВЫВОДЫ	125
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	129
	ПРИЛОЖЕНИЕ А Модельные уравнения, используемые в задачахвычислительной гидрогазодинамики.....	142
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б Результаты численного моделирования работы струйно-вихревого рекуператора с использованием прикладных программ ПЭВМ SolidWorks.....	145
	ПРИЛОЖЕНИЕ В Результаты обработки экспериментальных данных на основе комплексов Re, Nu.....	186
	ПРИЛОЖЕНИЕ Г Заключение о внедрении	189

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Согласно анализу показателей потребления природного газа отраслями национальной экономики Украины, основными его потребителями являются горно-металлургический комплекс, химическая и нефтехимическая промышленность, машиностроение [1]. Плавильные и нагревательные печи промышленных предприятий являются одними из наиболее крупных потребителей топлива. По данным Министерства промышленной политики Украины, в предкризисное время потребление природного газа в прокатном производстве составляло 1,2 млрд м³. Такие же объемы, из которых значительная часть использовалась в нагревательных и термических печах, потреблялись на предприятиях машиностроения. Большинство печей имеют низкий термический КПД (15–25 %), что обусловлено большими потерями теплоты с отходящими продуктами сгорания (50–60 % подводимой теплоты) [2].

Экономический рост Украины в до 2008 г. базировался на устаревших производственных структурах [3] и определялся конъюнктурой краткосрочного характера на внешних рынках химической и металлургической продукции — основных товарных группах украинского экспорта [4]. Однако в настоящее время высокочрезвычайные и капиталоемкие мероприятия по экономии энергоносителей (переход от мартеновской выплавки стали на конвертерный процесс, частичная замена природного газа пылеугольным топливом, введение систем непрерывного литья заготовок, использование внутренних энергоресурсов), не подкреплены бюджетным финансированием и переводятся на оборотные средства хозяйствующих субъектов. Поэтому необходимы мало-затратные энерготехнологические мероприятия, которые являются экономически рентабельными даже в условиях перманентного экономического кризиса. Согласно «Отраслевой программе энергоэффективности и энергосбережения на период до 2017 г.» Минпромполитики — это повышение эффективности использования топлива путем рекуперативной утилизации теплоты

внутренних энергоресурсов и тому подобное. Срок окупаемости компактных теплообменников должен составлять меньше одного года [5].

Невзирая на то, что общие закономерности процессов рекуперативной утилизации теплоты известны, решений относительно интенсификации тепловых процессов, которые предусматривают увеличение температуры дутья и одновременного существенного уменьшения габаритов рекуператоров, явно недостаточно.

Исследования, которые направлены на повышение эффективности использования рекуператоров, нуждаются в комплексном подходе относительно особенностей хода тепловых, гидродинамических процессов и схемно-конструктивных параметров, потому что только с учетом всех факторов влияния можно принимать рациональные инженерно-технические решения.

Перспектива использования рациональных конструкций рекуператоров актуальна, потому что приводит к экономии первичных энергоресурсов и, как следствие, улучшает состояние окружающей среды, соответственно Закону Украины «Об энергосбережении».

Теоретические и практические принципы для моделирования процессов в рекуператорах были заложены и развиты такими известными учеными: Губинский В.И., Майстренко А.Ю., Семикин Й.Д., Тайц Н.Ю., Тебеньков Б.П., Сабуров Е.Н., Карп И.М., Сорока Б.С., Жовтянский В.А. и др.

Одним из путей решения этой проблемы есть создание научных основ относительно использования новейших устройств — струйно-вихревых рекуператоров для теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами, что приведет к повышению эффективности промышленного производства.

Для выяснения перспектив использования струйно-вихревых рекуператоров для повышения эффективности утилизации внутренних энергоресурсов технологических процессов выполнен критический анализ состояния энерготехнологии в горно-металлургическом комплексе, химической и нефтехимической промышленности, машиностроении и определенно пути и ме-

тоды экономии энергоресурсов за счет интенсификации процессов теплообмена на воздушной стороне теплообменника, а также путем рационального его конструирования, которое может привести к дополнительному полезному эффекту — существенному уменьшению габаритов аппарата. Анализ исследований этого вопроса изложен в разделе 1 работы.

На основе обобщения результатов экспериментальных исследований струйно-вихревых рекуператоров для теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами (вихревые топки, камеры сгорания, сепараторы) определены влиятельные факторы, которые приводят к повышению удельной эффективности теплообменного аппарата при одновременном уменьшении его металло- и ресурсоемкости, и габаритов соответственно. Основные результаты исследований на аэродинамическом стенде изложены в разделе 2 диссертации.

На основе физического и имитационного моделирования процессов истечения ударных (импактных) струй (*impinging jets*) и формирования из них в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора, благодаря закручиванию, сформированного потока нагреваемого воздуха, установлены особенности процессов формирования неподвижными распорками-завихрителями общего вихревого спирального движения, для которого на аэродинамическом стенде экспериментальным путем определены входные и исходные параметры потока, а также реализовано CFD-моделирование газодинамических процессов в рабочем пространстве рекуперативного трубчатого теплообменника для разных схемно-конструктивных решений и разных температурных условий, соответствующих переменным режимам эксплуатации.

Анализ и обобщение результатов CFD-моделирования работы струйно-вихревого теплообменника относительно параметров потока на воздушной стороне рекуператора изложенные в разделе 3 работы.

Анализ технико-экономических характеристик струйно-вихревого рекуператора представлен в разделе 4 диссертации.

Таким образом, научно-техническая задача, которая решается в работе, направлена на повышение эффективности тепловых и гидродинамических процессов в струйно-вихревых рекуператорах для теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами, что приводит к существенному полезному повышению эффективности конвективного теплообмена на воздушной стороне металлических трубчатых рекуператоров и к уменьшению их габаритов.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Работа выполнена в соответствии с Законом Украины «Об энергосбережении», по направлению «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 г.» и в рамках ГБ НИР Министерства образования и науки Украины № 33-41 (0111U006721) «Эффективные технологии генерации и потребления энергоресурсов» 2011-2015 гг.

Цель и задачи исследования. Целью работы является повышение эффективности утилизации теплоты энерготехнологических объектов за счет интенсификации процессов теплообмена в струйно-вихревом рекуператоре.

Для достижения поставленной цели были сформулированы такие задачи:

– *выполнить* анализ эффективности использования технологии импульсных (ударных) струй для интенсификации процессов теплообмена в рекуператорах теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами (циклонных и вихревых) и установить факторы, которые приводят к одновременному уменьшению габаритов рекуператоров за счет улучшения аэродинамических характеристик;

– *предложить* технологию повышения эффективности утилизации тепла в металлических трубчатых рекуператорах с учетом интенсификации конвективного теплообмена на воздушной стороне, что приводит к дополнительному полезному эффекту — увеличению температуры подогрева дутья с одновременным снижением металлоемкости и габаритов теплообменников в 2...3 раза;

– *выполнить* экспериментальные исследования работы струйно-вихревых рекуператоров на физической модели, которая отличается тем, что перфорированная по спирали воздушная труба с распорками-завихрителями принадлежит к отдельному классу вихревых систем с активными гидрогазодинамическими режимами, в отличие от традиционных завихрителей циклонных аппаратов;

– *разработать* CFD-модель струйно-вихревого рекуператора, выполнить числовое моделирование параметров его работы на основе данных экспериментальных исследований, физического, имитационного моделирования на физической модели, на основании чего разработать рекомендации для практического использования струйно-вихревых рекуператоров на принципах энергосберегающих технологий;

– *установить* технико-экономические преимущества предложенной конструкции струйно-вихревых рекуператоров теплотехнических агрегатов с целью энерго- и ресурсосбережения.

Объектом исследования являются рекуперативные теплообменники, которые работают на основе струйно-вихревой технологии на принципах технологий энергосбережения.

Предметом исследования являются процессы конвективного тепло- и массопереноса и связанные с ними гидрогазодинамические процессы в пространственных спиральных вихревых структурах, которые формируются на воздушной стороне струйно-вихревого рекуператора, при переменных температурных и эксплуатационных условиях, которые определяют удельную эффективность теплообменного аппарата и конструктивные особенности с учетом аэродинамических сопротивлений рекуператора.

Методы исследования. Методы оценки эффективности работы теплообменников на основе общефизических представлений, имитационное и физическое моделирование аэродинамических процессов в рабочем пространстве рекуператора на физической модели, результаты которого являются основой для числового решения уравнения Навье-Стокса, и CFD-моделирования процессов

теплообмена в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора. Полученные результаты не противоречат выводам известных теорий, погрешность рассчитанных при CFD-моделировании температур нагрева отходного воздуха находится в диапазоне погрешности измерительной техники, которая применялась при проведении экспериментов на физической модели предложенного рекуператора.

Научная новизна полученных результатов:

– предложены научно-технические подходы и инструментарий по прогнозированию и практической реализации условий, повышающих эффективность теплообменных процессов на воздушной стороне рекуператоров, как традиционных, так и струйно-вихревых посредством управления параметрами аэродинамики аппаратов с учетом их конструктивных особенностей;

– предложена модель работы струйно-вихревой системы как системы двух взаимодействующих спиральных пространственных вихрей: вихря, что возникает под действием импактных (ударных) струй, и вихря, формируемого неподвижными распорками-завихрителями, а также физическую модель взаимодействия двух вихрей, аналогом которой являются две струны, которые колеблются с разными частотами и периодами, взаимно усиливая или подавляя друг друга, или образуя осцилляции;

– установлено, что по характеру процессов тепло- и массообмена, пульсаций энергии и спиральных траекторий течения в рабочем пространстве рекуператора струйно-вихревая технология и теплотехнические решения на ее основе отличаются от традиционных процессов в циклонных теплотехнических агрегатах и образуют новый класс вихревых систем с активными гидрогазодинамическими свойствами;

– на основе теоретического и экспериментального физического, имитационного и CFD-моделирования работы струйно-вихревого рекуператора получены зависимости для оценки влияния отдельных типов аэродинамических сопротивлений на эффективность работы рекуператора, которые являются

основанием относительно выбора схемно-конструктивных решений для теплотехнического оборудования на основе струйно-вихревой технологии.

Результаты работы внедрены:

– в фирме ООО «ЕВРОСЕДИЯ» Киевская область, Украина и в качестве рекомендаций к проектированию альтернативной энергоустановки учебного корпуса № 10 ОНПУ;

– используются в курсовом и дипломном проектировании студентов специальностей 7.05060101, 8.05060101 «Теплоэнергетика» и 7.05060105, 8.05060105 «Энергетический менеджмент» ОНПУ;

– включены в отчет по ГБ НИР 33-41 (0111U006721) «Эффективные технологии генерации и потребления энергоресурсов», этап 3, «Экономическая и экологическая эффективность интегрированных систем энергообеспечения по международным стандартам», 2013–2014 гг., Министерства образования и науки Украины.

Личный вклад соискателя заключается в формулировке цели и заданий исследования, в критическом анализе технологии импактных (ударных) струй и современных тенденций конструирования рекуперативных теплообменников. Личным вкладом автора является предложенная на основе этого анализа струйно-вихревая технология для повышения эффективности рекуперации теплоты и схемно-конструктивные решения относительно рекуперативного теплообменника с учетом экспериментальных исследований, анализ и обобщение теоретических и экспериментальных результатов.

Апробация результатов диссертации:

– Научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов из применения информационных технологий в энергетике с докладом на тему «Физическое моделирование и числовое исследование работы трубчатого теплообменника с активными перфорированными вставками и оребрением для повышения энергоэффективности печных агрегатов», г. Киев (Украина), 15–16 января 2014 г.;

– XIV Международная научно-техническая конференция «GRE'2014» с докладом на тему «Аэродинамические характеристики струйно-вихревого рекуператора», Опольский технический университет, г. Бельско Бяла (Польша), 16-18 июня 2014 р.;

– VI (XLVI) Международная научно-практическая конференция «Научный прогресс : Достижение и цели» с докладом на тему «Интенсификация рекуперативного подогрева воздуха в теплообменниках с активными вставками для повышения энергоэффективности печных агрегатов», г. Горловка (Украина), 19-20 июня 2014 р.;

– Международная конференция «Междисциплинарность как тенденция современной науки» с докладом на тему «Холодный стенд для исследования работы металлических рекуператоров с активными вставками для повышения энергоэффективности печных агрегатов», Научно-информационный центр «Знания», г. Донецк (Украина), 14 июня 2014 г.;

– V Международная научно-практическая конференция магистрантов, аспирантов и научных работников «CFD-моделирование работы струйно-вихревого рекуператора», Одесская государственная академия строительства и архитектуры (ОДАБА), г. Одесса (Украина), 12–13 декабря 2014 г.;

– Всеукраинская научно-техническая конференция молодых ученых, аспирантов и студентов «Состояние, достижение и перспективы холодильной техники и технологии» с докладом на тему «Рекуперативные теплообменники на основе струйно-вихревой аэродинамической схемы», Одесская национальная академия пищевых технологий (ОНАХТ), г. Одесса (Украина), 21 апреля 2015г.;

– XLIX научная конференция молодых исследователей ОНПУ с докладом на тему «струйно-вихревые теплообменники», Одесский национальный политехнический университет, г. Одесса (Украина), 25 мая 2015 р.;

– XI Международная научно-практическая конференция «Новейшие достижения европейской науки – 2015» с докладом «Струйно-вихревые рекуператоры как промышленные теплотехнические агрегаты с активными

газодинамическими режимами», ООД «БЯЛГРАД-БГ», г. София (Болгария), 17–25 июля 2015 г.;

– XXIII Международная научно-практическая конференция «Информационные технологии : Наука, техника, технология, образование, здоровье (MicroCAD-2015)», с докладом «Струйно-вихревые рекуператоры для печных агрегатов химических производств в контуре металлургического комбината», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков (Украина), 20–22 мая в 2015 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 научных работ, из них: 6 в научных профессиональных изданиях Украины (3 единолично), 3 статьи в журналах, которые входят в наукометрические базы данных, 1 патент на изобретение и 6 тезисов докладов на международных научно-технических конференциях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, общих выводов, списка использованных источников. Работа изложена на 190 стр., из них 48 рисунков на 16 стр., 2 таблицы на 2 стр., список литературы — 148 источников на 13 стр. и 4 приложения на 49 стр.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ И ТЕНДЕНЦИЙ КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ, ПУТИ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

1.1. Рекуперативный подогрев воздуха как метод повышения энергоэффективности в технологических процессах

Плавильные и нагревательные печи промышленных предприятий являются одним из наиболее крупных потребителей топлива в стране. Рекуперация теплоты обеспечивает экономию топлива, расширяет возможности его использования, повышает термический КПД печей. Рекуперативный подогрев воздуха обеспечивает уменьшение расхода топлива в зависимости от температуры, позволяет использовать низкокалорийные топлива [6].

Известно, что передача тепла между различными телами может осуществляться теплопроводностью, конвекцией и излучением. По характеру теплообмена в промышленной теплотехнике различают две основные группы утилизационных теплообменников: с аккумуляцией тепла (регенераторы) и без аккумуляции тепла (рекуператоры) [7], а также устройства смешанного типа, теплообмен в которых осуществляется при непосредственном контакте сред (тел), между которыми происходит теплообмен и отсутствует промежуточная стенка [8, 9].

Рекуперативные теплообменники — это агрегаты непрерывного действия, принцип работы которых основан на передаче тепла от нагретой среды через разделительную стенку к нагреваемой среде. Невозможность создания единой универсальной конструкции рекуператора, которую можно было бы с одинаковой эффективностью применять для различных промышленных печей, показана в [10, 11]. Поскольку в рекуперативных теплообменниках промышленных печей утилизация тепла отходящих дымовых газов осуществляется конвективной теплопередачей от нагретой стенки к обтекающему ее газу (воздуху), в дальнейшем будем рассматривать

лишь случай конвективного теплообмена при обтекании нагретой стенки рекуператора воздухом (газом).

По используемому материалу рекуперативные теплообменники в металлургическом производстве подразделяются на металлические и керамические (на основе огнеупорных материалов).

Керамические рекуператоры могут дать тот же уровень подогрева воздуха (утилизации вторичной теплоты), что и при регенеративном подогреве. По конструкции различают керамические рекуператоры из трубчатых элементов (температура подогрева воздуха 800–850 °С, температура дымовых газов 1200–1250 °С) и из керамических блоков (камней) (температура подогрева воздуха 500–750 °С).

Керамические рекуператоры имеют низкую герметичность, негазоплотность, связанную с утечками воздуха через трещины в стенках элементов керамических труб и кладки стен рекуператора. Это объясняется значительным градиентом температур и термическими напряжениями в верхнем ряду труб трубчатого рекуператора, куда подаются отходящие дымовые газы, излучением предрекуператорного пространства, а также градиентом температур в нижних рядах труб, омываемых холодным воздухом. Например, трещины в шамотных трубках образуются в интервале 375–425 °С и при перепаде температур наружной и внутренней стенки трубы свыше 250 °С. Утечка воздуха для керамических рекуператоров в холодном состоянии (в самом начале эксплуатации) обычно не превышает 12 % от количества воздуха перед рекуператором, а в процессе эксплуатации может увеличиваться до 30–40 %.

Керамический рекуператор из керамических блоков несколько уступает по газоплотности керамическому трубчатому рекуператору. Основным недостатком керамических рекуператоров можно назвать их чрезвычайную громоздкость, что существенно в условиях необходимости экономии производственных площадей и энергоносителей. Однако керамические рекуператоры незаменимы при необходимости подогрева воздуха до 700–1000 °С (нагревательные колодцы) [6].

Предварительный подогрев воздуха в металлических рекуператорах, исходя из практики производственного применения, целесообразно проводить до 600–700 °С [8]. Для металлических рекуператоров уровень подогрева воздуха зависит от

применяемых сталей. Влияние подогрева воздуха до 300–350 °С в рекуператорах из нелегированного металла на экономию топлив при отоплении природным газом и мазутом составляет 20–25 %, низкокалорийным углем — 35 % в обычных нагревательных печах при этом также показано, что с уменьшением теплотворности топлива величина его экономии возрастает [6, 12].

К преимуществам металлических рекуператоров относятся их относительная компактность, которая при одинаковой тепловой эффективности в 6–8 раз больше, чем керамических, возможность располагать металлические рекуператоры в любом месте по отношению к печи, а также высокая газоплотность [8, 13].

В [14] предложена оценка эффективности использования топлив в зависимости от состава топлива и окислителя, их температуры, основанная на разности полных энтальпий КПД использования топлива в предположении об «идеальной печи». Независимо от методики оценки эффективности такого подогрева воздуха полученные результаты имеют близкие значения.

Степень энергосбережения при использовании предварительного подогрева воздуха в рекуператорах различного типа и температурный диапазон нагрева воздуха при соотношении природный газ : воздух = 1 : 1 показана на рис.1.1.

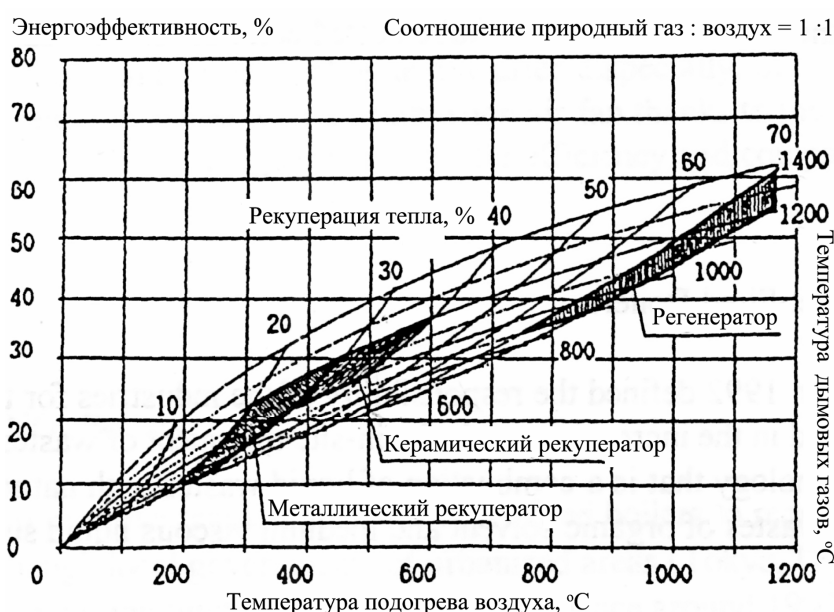


Рис.1.1 Степень энергосбережения при использовании предварительного подогрева воздуха в рекуператорах различного типа и температурный диапазон нагрева воздуха при соотношении природный газ : воздух = 1 : 1.

Видно, что максимальный энергосберегающий эффект около 60 % может обеспечить только применение теплообменника регенеративного типа либо керамических рекуператоров, а температура подогрева воздуха может достигать свыше 1100 °С.

Экономичность при изготовлении металлических рекуператоров достигается возможностью использования мягких углеродистых и низколегированных сталей, а также возможностью применения сварочных работ. Углеродистые стали способны обеспечить подогрев воздуха в рекуператорах до 300 °С. Стойкость металлических рекуператоров, как правило, составляет 1,5–2 года, их замена связана с дополнительными расходами. Применение легированных сталей и чугунов с высоким содержанием Cr (12–18 %), Ni и Mo (до 0,6 %) расширяет температурный диапазон металлических рекуператоров при значительном удорожании их изготовления [15].

К недостаткам металлических рекуператоров следует отнести относительно высокую стоимость их изготовления вследствие дороговизны легированного металла, а также невысокие значения коэффициента теплоотдачи. Среди многочисленных конструкций металлических рекуператоров широкое распространение получили трубчатые рекуператоры благодаря простоте их изготовления, относительно легко достигаемой температурной компенсации при термическом расширении металла.

Гидродинамическая теория теплообмена гласит, что аэродинамическое сопротивление потока (потери давления) пропорционально связано с коэффициентом теплоотдачи α . При установлении связи между сопротивлением и теплоотдачей исходили из того, что турбулентный поток состоит из турбулентного ядра и пограничного ламинарного слоя, попадая в который, частицы ядра изменяют скорость движения и вытесняются постепенно обратно в ядро частицами с более высокой скоростью. Выделяют также турбулентный пограничный слой. Для движения в круглой трубе коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 1/8 (\xi c \gamma \omega E), \text{ ккал}/(\text{м}^2\text{с}\cdot\text{°С}),$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; c , γ , ω — значения физических параметров жидкости; E — поправка на движение ламинарного пограничного слоя.

Из данного уравнения в результате несложных преобразований получим основное уравнение в критериальном виде [16]: $Nu = 1/8 (\xi Pe E)$.

Таким образом, интенсификация конвективного теплообмена на воздушной стороне рекуператора за счет увеличения скорости воздушного потока, установки вставок различной формы и конструкции, использования эффекта натекания струй воздуха на отдающую теплоту поверхность, согласно гидродинамической теории теплообмена, связана с затратами энергии на турбулизацию воздушного потока.

В последнее время для повышения эффективности металлических трубчатых рекуператоров применяются внутренние вставки в трубы. Эти вставки могут иметь форму трубы, спирали и др. Установка вставок позволяет увеличить температуру подогрева воздуха до 80 °С при той же температуре уходящих газов или уменьшении температуры горячей стенки рекуператора на 70–80 °С при той же температуре подогрева воздуха, что значительно продлевает срок его службы в условиях агрессивных сред.

Вставки в трубы металлических рекуператоров являются пассивными и по существу несколько увеличивают теплообменные поверхности. В трубчатых рекуператорах со вставками и без них нагреваемый воздух движется вдоль поверхности теплообменника. Коэффициент теплопередачи конвекцией существенно увеличивается при увеличении угла атаки. Поэтому конструкция активных (перфорированных) вставок в рекуператорах предполагает истечение нагреваемого воздуха перпендикулярно горячей стенке рекуператора. При этом ожидается, что коэффициент теплопередачи возрастет от 20–25 до 70–75 ккал/(м²·ч·°С), что приведет к пропорциональному уменьшению габаритов рекуператора и снижению материалоемкости при его изготовлении. При струйном натекании воздуха на теплообменную поверхность интенсивность теплоотдачи увеличивается в 2–4 раза по сравнению с другими методами интенсификации теплообмена при одинаковых затратах энергии и равном подогреве воздуха.

Конструктивно турбулизация всего потока может осуществляться применением продольного оребрения в воздушном канале. Результаты исследования влияния прерывистых продольных ребер на теплообмен и турбулизацию всего потока за счет

применения оребрения в воздушном канале приведены в [17–19]. При этом теплоотдача увеличивается пропорционально увеличению скорости, а следовательно, и турбулизации потока: $Nu = 0,018 Re^{0,8}$.

По методике, предложенной в [20–23], по расчетным данным выполнено сравнение различных способов интенсификации теплообмена в рекуператорах для разных схем теплоотвода по энергетическому коэффициенту (рис.1.2, а) и по коэффициентам теплоотдачи (рис.1, б) [24].

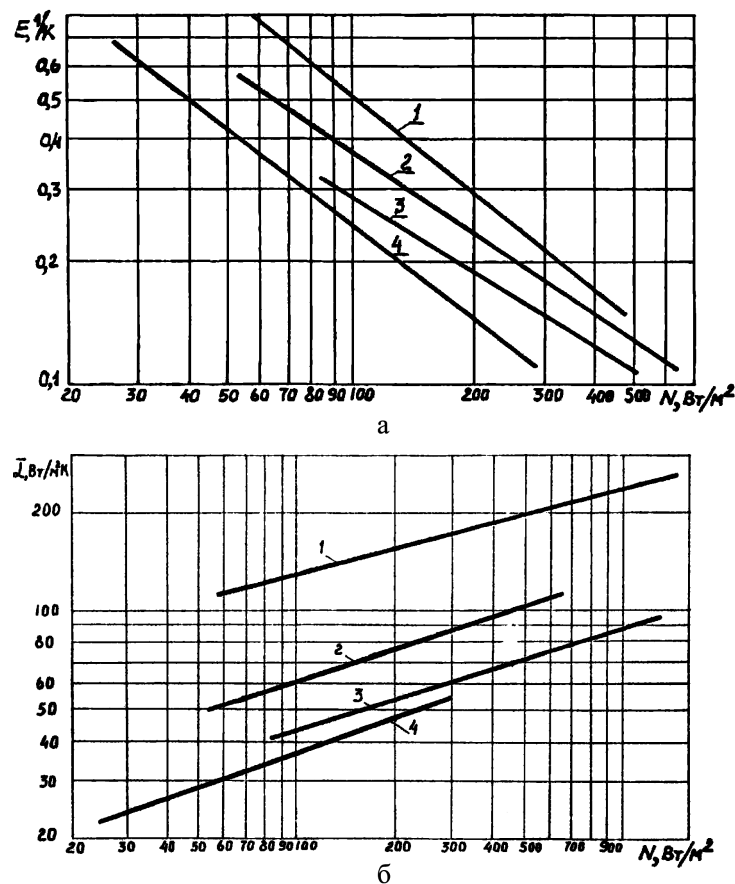


Рис.1.2. Зависимость энергетического коэффициента (а) и среднего коэффициента теплоотдачи (б) от затрат энергии на перемещение воздуха при различных схемах теплообмена: 1 — струйное натекание воздуха; 2 — канал типа диффузор-конфузор; 3 — канал с оребренной стенкой; 4 — канал с гладкими стенками.

Энергетический коэффициент является показателем энергоэффективности установки и определяется отношением количества тепла, переданного стенкой рабочему телу — воздуху, или, наоборот, к энергетическим потерям на сопротивление движению теплоносителя. Из рис.1.2, а видно, что энергоэффективность теплообменной установки со струйным натеканием при одинаковых значениях теплопотерь может быть примерно на 40 % выше, чем при теплообмене в канале с гладкими

стенками (традиционная конструкция металлического рекуператора без внутренних вставок). При этом тепловая устойчивость теплообменной поверхности также повышается за счет снижения температуры самой теплообменной стенки (повышения эффективности теплообмена воздуха со стенкой) при струйном натекании по сравнению с течением воздуха в канале с гладкими стенками в 1,3–2,2 раза. При сравнении поверхностей теплообмена в указанных выше схемах при равенстве перепада температур можно говорить о том, что при струйном натекании для нагрева воздуха до заданной температуры потребуется поверхность в 2–3 раза меньшей площади, чем для традиционной конструкции металлического рекуператора, и в 1,3–1,5 раза меньшая, чем для канала типа диффузор-конфузор.

Анализ кривых рис.1.2, а показывает увеличение коэффициента теплоотдачи от стенки к воздуху при увеличении затрат энергии на перемещение воздуха, что для струйного натекания может означать большую турбулизацию потока воздуха, чем при традиционной конструкции рекуператора, а следовательно, большую скорость воздуха в канале (или истечения из сопла), что подтверждается расчетными величинами, представленными в [24].

Однако увеличение затрат энергии на перемещение воздуха является лимитирующим фактором для энергоэффективности рекуперативной установки со струйным натеканием (импактными или ударными струями). Следовательно, достижение определенных значений этих затрат (согласно [24]) будет приводить к снижению энергоэффективности до 40 %. Поэтому оптимальной величиной потерь для схемы с импактными струями можно считать 100 Вт/м^2 , но не более 200 Вт/м^2 , при дальнейшем росте величины энергопотерь коэффициент теплоотдачи будет расти незначительно, а энергетический коэффициент (энергоэффективность) снизится в 1,7–2,5 раза (~ 40 %).

Расчетные кривые рис.1.2, б также позволяют сделать вывод о предельно допустимых значениях потерь энергии на транспортировку воздуха к охлаждаемой поверхности для традиционной конструкции рекуператора, которая составляет не более 100 Вт/м^2 . Увеличение потерь до 200 Вт/м^2 будет приводить к падению энерго-

эффективности традиционного рекуператора в 1,7 раза, а величина коэффициента теплоотдачи для традиционного рекуператора повысится незначительно.

Таким образом, наиболее приемлемыми с точки зрения энергоэффективности — степени рекуперации тепла отходящих газов, технологичности изготовления и отсутствия необходимости использования в конструкции высоколегированных сталей (возможно применение методов сварки), а также учитывая температурный диапазон отходящих газов до 600 °С, можно считать металлические трубчатые рекуператоры, энергоэффективность которых в случае применения активных теплообменных вставок можно повысить до 30 %, обеспечить большую компактность обменников этой конструкции.

При температурах отходящих продуктов сгорания (дымовых газов) 1100–1000 °С для металлических рекуператоров температура предварительного подогрева воздуха может составлять 200–500 °С, при перепаде температур 100–(600–500) °С рекуператор будет бесконечно большим и тяжелым [12]. При указанных температурах теплопередача будет осуществляться за счет конвективного теплообмена между нагреваемой дымовыми газами поверхности и воздухом при отсутствии лучевой составляющей теплообмена.

Таким образом, интенсификация теплообмена может быть достигнута за счет увеличения скорости движения газообразных продуктов сгорания, а следовательно, турбулизации потока. Начальная скорость воздуха в рекуператорах на практике не превышает 15–20 м/с вследствие увеличения затрат энергии на преодоление трения и естественного сопротивления каналов, которое с ростом скорости потока увеличивается пропорционально ее квадрату.

Выше была показана экономическая неэффективность управления величиной теплоотдачи посредством увеличения поверхности теплообмена. Увеличение энергоэффективности теплообменника (рекуператора) может достигаться при интенсификации местного теплообмена, для чего активно применяют охлаждение поверхностей с помощью импактных струй. Достижение необходимого распределения температуры теплоотдающей поверхности или теплового потока может происходить за счет изменения геометрических и режимных параметров струйного потока.

При использовании металлических трубчатых рекуператоров можно добиться утилизации тепла до 75 вместо традиционных 20–25 ккал/(м²·ч·°С) за счет создания рекуператора из множества труб с развитой поверхностью теплообмена, однако такой рекуперативный теплообменник является нетехнологичным и металлоемким в изготовлении [6].

Один из современных способов рекуперации тепла дымовых газов — конструктивное сочетание рекуперативного металлического (с возможным применением струйной технологии) либо керамического теплообменника и горелочного устройства (например, модель RECUMAT¹, ECOMAX со вставками из карбида кремния SICAFLEX) в одном изделии [25]. Температура подогрева воздуха в горелках данной конструкции может достигать 800 °С. Однако область применения рекуперативных горелок ограничена по мощности величиной около 500 кВт, в то время как регенеративные горелки позволяют получить большие значения мощности.

Принцип работы таких горелок состоит в подогреве сжигаемого воздуха теплом отходящих газов из рабочего пространства печи непосредственно в системе горелки и отвод через систему горелки отработанных газов печи. Возможность использования современных рекуперативных горелок с металлическим рекуператором типа RECUMAT ограничивается температурой процесса до 1150 °С. При применении полностью керамического зубчатого рекуператора RECUMAT возможна работа горелки при температурах до 1300 °С [13].

За рубежом рекуперативные горелки получили широкое распространение благодаря своим техническим показателям. Однако применение горелок с рекуператором требует решения вопроса газоплотности печи и режима циркуляции продуктов сгорания в ее рабочем пространстве, чтобы обеспечить устойчивое движение отходящих дымовых газов в теплообменник горелки.

В работе [19] разработан модельный ряд стандартных струйных модульных рекуператоров для установки в дымовых каналах промышленных печей (рис.1.3). Особенностью приведенной конструкции является то, что теплообменник состоит из

¹ Стоимость RECUMAT для предприятий Украины в докризисное время составляла 16 тыс. евро.

отдельных модулей, устанавливаемых в дымовом канале печи и образующих одну из его стенок.

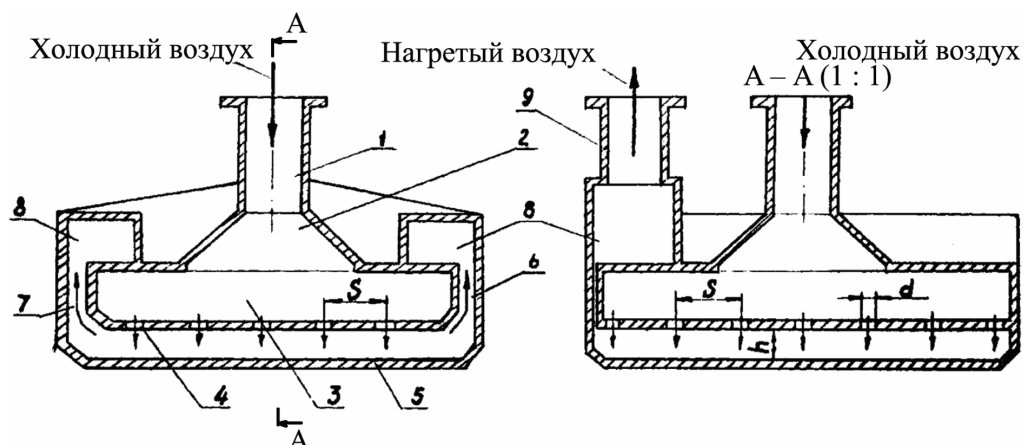


Рис.1.3. Схема модуля струйного рекуператора конструкции [19] : 1 — подводящий патрубок; 2 — диффузор; 3 — успокоительная камера; 4 — сопла; 5 — поверхность теплообмена; 6, 7 — щели для отвода воздуха; 8 — П-образный воздухоотборник; 9 — отводящий патрубок.

Принцип действия рекуператора состоит в следующем. Охлаждающий воздух подается по подводящему патрубку 1 и диффузору 2 в успокоительную камеру 3. Из нее воздух поступает к соплам 4 и через них набегают на целевую (охлаждаемую) поверхность 5, нагревается за счет конвективного теплообмена с поверхностью и отводится из рекуператора через щели 6, 7, П-образный воздухоотборник 8 и отводящий патрубок 9. К преимуществам данной конструкции можно отнести повышенную теплоотдачу от продуктов сгорания к поверхности теплообмена за счет излучения кладки дымового канала, а также возможность проектировать рекуператоры требуемой производительности по известным характеристикам одного модуля.

Теплообмен с помощью импактных (ударных) струй на сегодняшний день является признанным и хорошо зарекомендовавшим себя методом нагрева, охлаждения или сушки какой-либо поверхности и используется в рекуперативных теплообменниках для повышения энергоэффективности печных агрегатов и уменьшения расхода топлива. Данная технология широко применяется в промышленности в Украине и за рубежом. Например, охлаждение с помощью систем импактных струй применяют в современных газотурбинных двигателях для охлаждения лопаток турбин, работающих при высоких температурах, для увеличения энергоэффективности и тепловой мощности этих установок (рис.1.4).

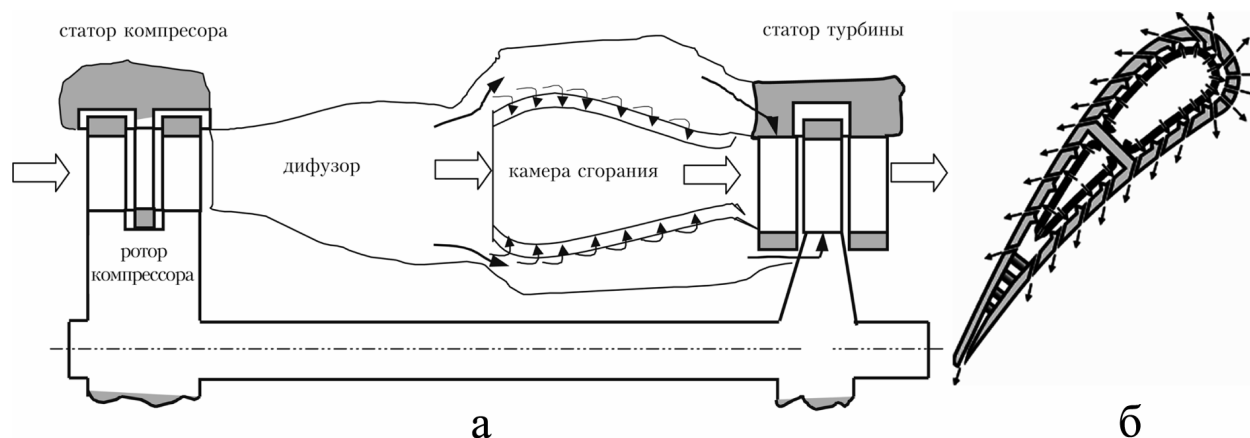


Рис.1.4. Схема струйного охлаждения камеры сгорания газовой турбины импактными струями и обычным набеганием воздуха (а), охлаждение лопаток турбин струями (б).

Для газовых турбин решающим фактором, ограничивающим мощностные характеристики, являются значительные термические нагрузки отдельных компонентов (в частности, лопаток турбин). Поэтому охлаждение системой импактных струй применяется не только для охлаждения лопаток, но и форсунок камер сгорания (рис.1.4). При этом охлаждающий воздух обычно подводится от компрессора и смешивается с горячим газом после прохождения системы охлаждения импактными струями, а также может применяться дополнительное охлаждение камеры сгорания через дополнительный слой импактных струй [26].

Обычно вся наружная поверхность лопаток турбин покрыта слоем, охлаждаемым импактными струями для предохранения от раскаленных рабочих газов. Кроме того, поверхность лопаток турбин охлаждается изнутри либо по обычным, либо по змеевидным каналам подачи воздуха. Импактные струи применяют при необходимости снизить чрезмерную тепловую нагрузку на лопатки (рис.1.4, б).

1.2. Технология импактных струй в активных вставках рекуператоров

Повышение энергоэффективности печных агрегатов и снижение потребления топлив за счет повышения эффективности их использования в условиях промышленности Украины является актуальной научной задачей. Рекуперация теплоты обеспечивает экономию топлив, расширяет возможности их использования, повы-

шает термический КПД печей. Рекуперативный подогрев воздуха обеспечивает уменьшение расхода топлива, позволяет использовать низкокалорийные топлива [6].

В последнее время для повышения эффективности металлических трубчатых рекуператоров применяются внутренние вставки в трубы. Эти вставки могут иметь форму трубы, спирали и др. Установка вставок позволяет увеличить температуру подогрева воздуха до 80 °С при той же температуре уходящих газов или уменьшить температуры горячей стенки рекуператора на 70–80 °С при той же температуре подогрева воздуха, что значительно продлевает срок службы теплообменника в условиях агрессивных сред.

Однако указанные выше вставки, по существу, можно охарактеризовать как пассивные. Применение таких вставок повышает эффективность работы рекуператоров благодаря повышению коэффициента теплоотдачи и увеличению поверхности теплообмена. Действительно, при диаметре вставки $d_{вст} \approx 1/2 d_{тр}$ поверхность теплообмена увеличивается на ~ 50 %, а если вставка выполнена в виде полосы, то поверхность теплообмена может увеличиваться до ~ 30 %.

Одним из методов дальнейшего повышения эффективности теплообмена в рекуперативной насадке является применение технологии импактных струй (impinging jets technology). При струйном натекании воздуха на теплообменную поверхность интенсивность теплоотдачи увеличивается в 2–4 раза по сравнению с другими методами интенсификации теплообмена при одинаковых затратах энергии и равном подогреве воздуха [13].

Зависимость теплоотдачи труб от угла атаки φ показана на рис.1.4. В практических расчетах изменение теплоотдачи в зависимости от угла атаки может быть учтено введением поправочного коэффициента ε_{φ} . Он представляет собой отношение теплоотдачи α_{φ} при угле атаки φ к теплоотдаче при $\varphi = 90^{\circ}$ [16].

Конструкция этих перфорированных активных вставок в рекуператорах предполагает увеличение коэффициента теплоотдачи за счет варьирования угла атаки воздуха по отношению к поверхности теплообмена (целевой поверхности — target plate) вплоть до истечения нагреваемого воздуха перпендикулярно горячей стенке

рекуператора. Технология импактных струй является универсальной по отношению к тому, ведется нагрев либо охлаждение целевой поверхности.

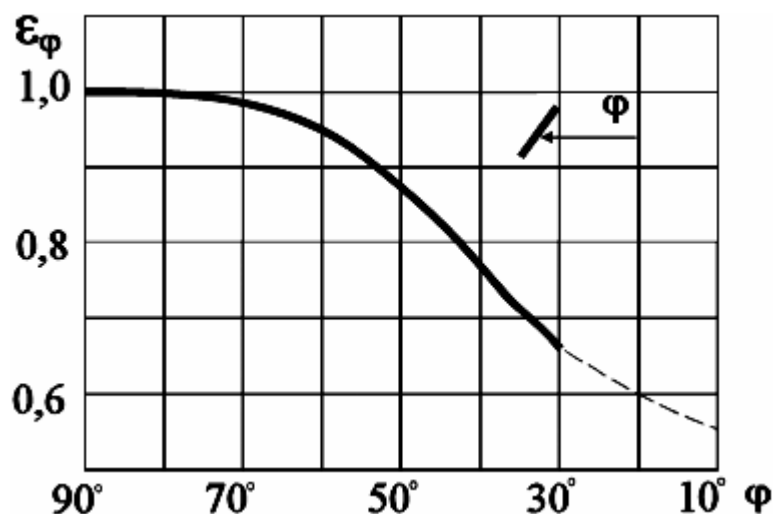


Рис.1.4. Зависимость теплоотдачи ϵ_ϕ цилиндра от угла атаки ϕ

Эффективностью ее применения и простотой конструктивной реализации обусловлено использование технологии импактных струй в различных теплообменных системах. К ним, по иностранным источникам, также относят системы струйного охлаждения лопаток турбин и их камер сгорания, струйные теплообменники с ребрением и компактные высокоэффективные охладители (CHIC — compact high intensity coolers), которые применяются в авиации благодаря пониженному весу установки [26].

Эффективность применения струйной технологии, параметры управления процессом конвективного теплообмена в струйной насадке, а также методики расчета струйной насадки рекуперативных теплообменников рассмотрены в [24]. Для оценки работы системы импактных струй также возможно использование методик расчета газогорелочных устройств в части развития и смешивания струй [27]. Указанные методики позволяют определять конструктивные параметры активной насадки теплообменника и площадь сопел на основании определения коэффициента теплопередачи методом последовательных приближений (итераций). Однако струйная система при этом рассматривается как так называемый «черный ящик» относительно процессов, происходящих непосредственно в самой насадке. При этом не

решается задача определения оптимальных параметров управления всей струйной системой, а именно : площадь сопел A_f , соотношение H/D , диаметр сопла d .

Таким образом, исследование процессов в струйной насадке рекуперативного теплообменника, в том числе с использованием методов моделирования процессов газовой динамики (CFD–моделирование), определение основных параметров управления эффективностью работы активной насадки в целом, оптимизация ее конструктивных размеров является актуальной научной задачей.

Рассмотрим некоторые аспекты технологии импактных струй. По конфигурации импактные струи можно разделить на ограниченные и неограниченные, плоские и осесимметричные, а по условиям истечения из сопел — на свободные и погруженные [26]. В зависимости от формы сопел импактные струи могут быть круглыми, щелевыми и эллиптическими (как разновидность щелевых).

Теплообмен при струйном натекании одиночной струи и системы струй на поверхность теплообмена (плоскую или выпуклую) исследовали отечественные и зарубежные ученые. Обобщающий анализ их работ приведен в [28, 29].

Были определены следующие параметры, влияющие на результирующее значение теплопередачи с применением импактных струй: форма сопла; направление и угол наклона струи; степень турбулизации потока (число Re); расстояние от сопла (jet plate) до целевой пластины (target plate); ее форма, а при использовании массива струй — и его конфигурация [24, 30–32].

Модель структуры потока импактной струи опирается на представления о турбулентном потоке в соответствии с гидродинамической теорией теплообмена. При этом в структуре импактной струи, натекающей на поверхность теплообмена, выделяют три характерные области: начальный участок ($L - 6d$); замороженного потока; пристенной струи [33–35]. Согласно иностранным источникам [26], это область свободной струи (free jet region), заторможенный участок (stagnation region) и пристенный участок струи (wall jet region) (рис.1.5).

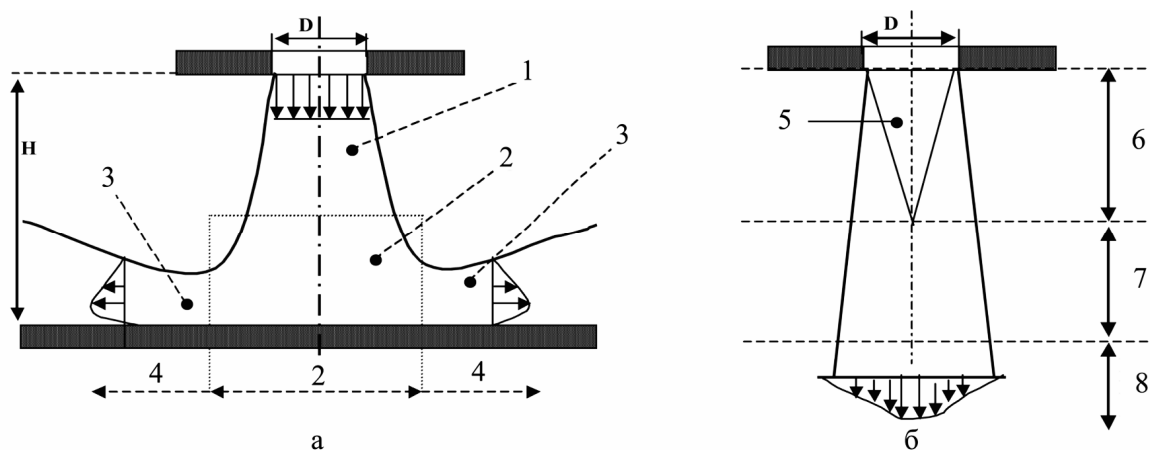


Рис.1.5. Зональная структура импактной струи ограниченной (а) и свободной (б): 1 — область свободной струи (free jet region); 2 — область замороженного потока (stagnation region); 3 — пограничный слой (boundary layer); 4 — пристенная область (wall jet region); 5 — потенциальное ядро (potential core); 6 — зона потенциального ядра (potential core zone); 7 — зона развития струи (developing zone); 8 — зона полного развития струи (fully developing zone).

Процесс натекания импактной струи на поверхность теплообмена можно описать следующим образом. Скорость импактной струи падает по мере приближения к преграде. Если эпюра скоростей в струе достаточно пологая, то в центре струи формируется потенциальное ядро. Средняя скорость потока в нем сохраняется такой же, как и на выходе из сопла. Давление в струе достигает максимального значения в той точке, где скорость струи падает до нуля. Это явление наблюдается в области заторженного потока (stagnation region), которая начинается на расстоянии 1,0–1,2 диаметра сопла от целевой поверхности [24]. В струе может возникать седловидный профиль пульсации в случае расположения преграды в диапазоне начального участка струи, когда безразмерный параметр, характеризующий соотношение размеров сопла и расстояния до целевой поверхности $L = H/D \leq 6$.

В работах [36, 37] была получена более точная структура потока и уточнена его модель. В окрестностях критической точки обнаружена зона, названная «циркуляционный рассекаатель». В ней образуются симметричные устойчивые циркуляционные вихри при соотношении расстояния от целевой поверхности до критической зоны струи к диаметру сопла равном 0,5–1,5. Толщина ламинарного слоя возрастает по мере растекания потока по целевой поверхности (wall jet region — пристенная зона). При отношении расстояния от целевой поверхности до критической зоны

струи к диаметру сопла равном 2–3 и неравномерном поле скоростей возникающая центробежная сила порождает спиралевидные вихри — «вихревые жгуты», которые разрушают ламинарный слой на поверхности и интенсифицируют теплообмен. Интенсивность вихрей в пристенной области падает, у стенки образуется вторичный ламинарный слой [24].

В работах [34, 38–40] показана пропорциональная зависимость интенсивности теплоотдачи и градиента скорости, а также большее значение коэффициента теплоотдачи одиночной осесимметричной струи и системы струй при взаимодействии с целевой поверхностью, чем для плоской струи. Аналитические и числовые решения для одиночных осесимметричных и плоских струй представлены в [41].

В [42–44] рассмотрены варианты форм сопел, в том числе с так называемыми генераторами завихрений — специальными вставками в канал сопла, имеющими форму, подобную сверлам с различными углами поворота граней, и сравнивали их эффективность по среднему значению критерия Nu . При этом изучалось влияние завихрителей на интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью тела и потоком газа — величину Nu в критической точке струи, а также при растекании струи по преграде. Конструкция завихрителей (swirl generator) с различными углами закручивания граней показана на рис. 1.6.

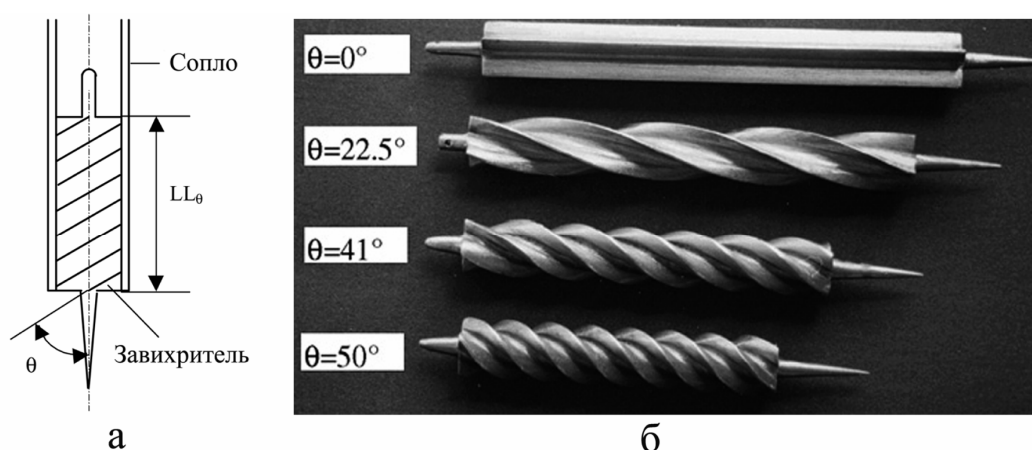


Рис. 1.6. Схема вставки-завихрителя (а) и конструкции завихрителей с различными углами закручивания граней θ (б).

Исследования истекания многоканальной струи (MCIJ — multi-channel impinging jet) с завихрителем в канале сопла с углом закручивания граней $\theta = 0^\circ$ [42] и расстоянием струя — поверхность, большим начального участка струи ($H/D = 8$),

показали незначительное преимущество перед обычным соплом (CIJ — conventional impinging jet) без завихрителя, а также падение величины теплообмена и турбулизации при увеличении этого угла. Эллиптическая форма сопел [43] обеспечивала большую турбулизацию струи при контакте с преградой, нежели круглая, влияние завихрителя было незначительным при большом расстоянии струя — поверхность $H/D > 10$ [44], при $H/D = 2$ для любых углов граней завихрителя сопла с рассекателями обеспечивали большую турбулизацию, чем простые сопла.

Анализ результатов исследований теплообмена при взаимодействии одиночной струи с нормально расположенной поверхностью в работах [45–50] показывает неоднозначность при определении оптимума теплоотдачи при различных расстояниях струя — поверхность. Так, в [45] оптимальным признано значение $H/D = 8$ для плоской струи и $Re = 1800–1900$, в [46], где исследуются сопла круглой формы большого диаметра (8–30 мм), отмечено монотонное падение теплоотдачи при $H/D > 6,2$, в [27, 28] также установлено монотонное падение теплоотдачи с ростом H/D . Применение результатов исследования теплообменных процессов одиночной струи или их аппроксимация для системы струй затруднительно, вследствие взаимодействия струй между собой и с целевой поверхностью и вызванного этим изменения характера теплообмена.

При исследовании теплопередачи системой струй дополнительными факторами, влияющими на теплоотдачу, будут сносящий поток, кривизна целевой поверхности, а также открытая свободная площадь струй $A_f = \Sigma F_o / F_{\text{тп}}$, где ΣF_o — суммарная площадь сопел, мм^2 ; $F_{\text{тп}}$ — площадь теплоотдающей поверхности со стороны продуктов сгорания, мм^2 .

В [51, 52] показано, что оптимальной является величина $A_f = 3–5 \%$ для струйной системы без учета расхода энергии на перемещение воздуха, в [52] для минимальных расходов воздуха на обдув $A_f = 0,5 \%$, а с увеличением A_f расход воздуха растет прямо пропорционально, средний коэффициент теплоотдачи увеличивается в меньшей степени. В [53] в качестве оптимальной величины площади струй приводится $A_f = 1,5 \%$. В [24] приведены экспериментальные данные по оптимизации геометрических и режимных характеристик струйных рекуператоров, предназна-

ченных для использования в промышленности со следующими характеристиками: размер сопла $d = 10$ мм; $4,5 \leq H/D \leq 5,0$.

В системе теплообмена струя — поверхность эффективность теплопередачи конвекцией будет оптимальной при протекании процесса с оптимальным расстоянием H от сопла (струи) до целевой поверхности. Величина этого расстояния определяется размерами потенциального ядра импактной струи [54]. Так, при небольших значениях H удар импактной струи о поверхность теплообмена будет приводить к падению скорости струи. При увеличении H турбулизация струи увеличивается за счет перемешивания, будет возрастать коэффициент теплоотдачи α , критерий Nu и, следовательно, эффективность теплообмена. При увеличении расстояния до целевой поверхности (поверхности теплообмена) H эффективность теплообмена падает за счет перемешивания струи с окружающей средой. Следовательно, варьирование расстоянием от среза струи до целевой поверхности необходимо вести в диапазоне расстояний существования потенциального ядра импактной струи. Однако значения величины ядра, полученные разными исследователями, различны.

Для исследования процессов, протекающих в системе струй, применяют различные методы. Визуализация процесса теплопередачи от импактных струй к целевой поверхности осуществляется методом жидких кристаллов для измерения температур поверхностей с использованием цифровых кадровых захватчиков (фото- и видеокамер) и фиксации температурных полей. Этот метод широко используется зарубежными исследователями [26, 55–57].

Результаты визуализации процесса теплообмена конвекцией между нагретым воздухом, пропускаемым через диффузор и пластину с круглыми соплами при $H/D = 1–8$, для разного количества сопел приведены в [26]. Распределение температур целевой поверхности показывает, что некоторое количество струй не добивают до целевой пластины из-за сносящего потока. Показано, что при $H/D = 4–8$ с увеличением количества сопел от 24 до 54, эффективность работы струй (число струй, добивающих до целевой поверхности) снизилась.

1.3. Современные тенденции конструирования металлических рекуператоров со вставками

Современные теоретические представления о процессе теплопередачи в рабочем пространстве печи как о радиационно-конвективном режиме теплообмена, в отличие от представлений этого процесса как основанного преимущественно на передаче лучистой энергии (радиационный режим), показывают, что основной вклад в интенсификацию теплообмена вносит аэродинамика движения газов, определяющая линии их тока, степень турбулентности в определенных местах дымовых каналов и местные аэродинамические сопротивления печи [58].

Повышение энергоэффективности работы металлических трубчатых рекуператоров на стороне дымовых газов может достигаться за счет увеличения поверхности теплообмена (диаметров либо длины нагреваемых труб рекуператоров), изготовления рекуператоров с фасонными нагреваемыми поверхностями, использования изогнутых трубных пучков [59]. Повышение энергоэффективности рекуператоров может достигаться в том числе за счет размещения нагреваемых труб рекуператоров в дымовых каналах печей под углами, обеспечивающими максимально эффективный теплообмен с дымовыми газами (обычно перпендикулярно их движению), за счет интенсификации процессов конвективного теплообмена на воздушной стороне рекуператора посредством увеличения скоростей воздуха либо увеличения пути его движения вдоль нагретой стенки (рекуператоры для больших металлургических печей и многозаходные рекуператоры) [6] или посредством размещения различных вставок в рекуператоры и ребрений для повышения турбулентности потока.

Известны классификации теплообменного оборудования, основанные на различных отличительных характеристиках. Так, по принципиальной конструкции теплообменников выделяют следующие типы теплообменников: типа «труба в трубе», кожухотрубные, пластинчатые теплообменники, пластинчато-ребристые или матричные теплообменники, теплообменники со вспомогательными техническими средствами и теплообменники специализированных конструкций (других типов) [60].

По схеме движения дымовых газов и воздуха в рекуператорах выделяют рекуператоры, построенные по схеме прямого тока, противотока, перекрестного тока и комбинации перекрестного тока с прямотоком либо противотоком [61]. По материалу рекуператоров и режимам теплообмена выделяют конвективные рекуператоры из чугунных труб, термоблоки (чугунно-стальные рекуператоры), чугунные рекуператоры из гладких стальных труб, радиационные и комбинированные рекуператоры [6].

При анализе рассмотренных конструкций рекуператоров используется предлагаемая автором классификация на основе применяемых в них аэродинамических схем движения нагреваемого воздуха для интенсификации теплообмена на воздушной стороне рекуператора.

1.3.1 Традиционные рекуператоры

Анализ изобретений России (данные Федерального института промышленной собственности, РФ, <http://www.fips.ru>), Украины (данные ГП «Украинский институт промышленной собственности» <http://www.uipv.org/>), стран СНГ и дальнего зарубежья (European Patent Office, <http://worldwide.espacenet.com/>), а также литературы дает основание говорить о том, что до 1970-х годов металлические рекуперативные теплообменники в СССР разрабатывались на основе традиционных подходов, использовалась аэродинамическая схема, где нагретый и нагреваемый воздух подаются на разных уровнях либо попеременно, подобно регенераторной системе мартеновских печей, в пространство теплообменника [62]. В подобном направлении двигалось и зарубежное научное сообщество [63].

1.3.1.1. Схема рекуператора «обдув пластины». Так, известен пластинчатый рекуперативный теплообменник с перекрестным током, представляющий собой конструкцию из теплообменных пластин 5, соединенных известным способом (болтами либо сваркой) с холодными 3 и горячими 4 переборками (пластинами) [63]. Теплообменные пластины и переборки формируют перекрестно расположенные каналы: горячий 1 для потока дымовых газов и холодный 2 для охлаждающего возду-

ха. В рекуператор подают перекрестно направленные потоки газов и воздуха, при этом за счет теплопередачи и конвекции достигается утилизация тепла дымовых газов за счет разогрева и охлаждения теплообменных пластин 5 (рис. 1.7).

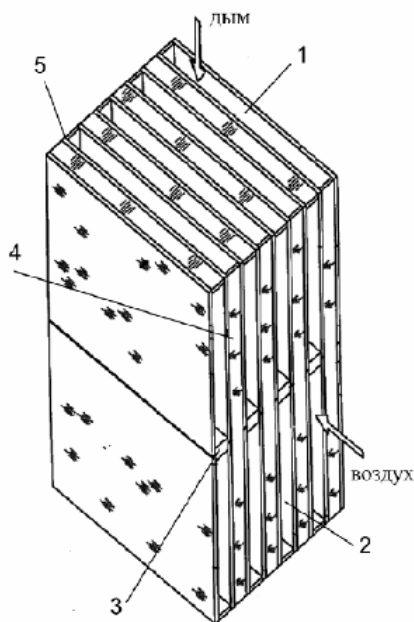


Рис. 1.7. Пластинчатый рекуперативный теплообменник с перекрестным током [63]: 1 — горячий канал (дымовые газы); 2 — холодный канал (воздух); 3 — холодная переборка; 4 — горячая переборка; 5 — теплообменная пластина.

Пластинчатые рекуператоры используются при температурах подогрева теплоносителя до 150–273 °С, состоят из ряда параллельных гофрированных пластин, обеспечивающих турбулизацию потока, а также обладающих достаточной жесткостью. Последнее условие требует изготовления самих пластины в ограниченной номенклатуре толщин (0,1–1 мм), типоразмеров для строго определенной области применения [60].

К недостаткам указанных рекуператоров можно отнести необходимость применения исключительно тонкостенных ребер малой высоты, что связано с необходимостью сохранения работоспособности ребер по всей высоте и необходимостью недопущения «выхолаживания» ребра, которая проявляется в снижении эффективности при высоте ребер более 4 мм [64]. В настоящее время в рекуперативных теплообменниках, сконструированных по этой аэродинамической схеме, активно применяются фасонные профили для теплообменных поверхностей [65].

К рекуператорам традиционных конструкций также можно отнести рекуператоры для больших металлургических печей, обычно применяемые для подогрева воздуха до 500–700 °С. В нем нагреваемый воздух движется в трубах большого диаметра и длины, рекуператор обеспечивает многозаходность циркуляции нагреваемого воздуха. К недостаткам этого рекуператора можно отнести сложность и металлоемкость конструкции. Нагреваемые металлические трубы за счет прогорания от переизлучения из предрекуператорного пространства требуют установки дополнительной сложной системы противовесов-рычагов для предотвращения их провисания, а также установки перед входом в рекуператор дополнительных защитных, обычно радиационных, рекуператоров, подобных конструкции, описанной в [6].

1.3.2. Рекуператоры на основе технологии импактных струй

Активное использование принципа рекуперации тепла от нагретой стенки теплообменника за счет формирования системы натекающих на нее импактных (ударных) струй завоевало популярность в СССР в конце 1970-х годов и успешно применяется до настоящего времени. Зарубежные источники показывают широкое использование технологии струй, в том числе импактных совместно с применением сложных фасонных профилей, в системах охлаждения и рекуперации тепла: в высокоэффективных компактных теплообменниках [66], в системах вентиляции и кондиционирования [67], в турбинной технике, авиации и пр. [68].

Теоретическое описание процессов истечения струй из перфорированного воздуховода (вставки) и расчет его коэффициента сопротивления приводятся в работах по аэродинамике [69], в теории турбулентных струй [70] рассматриваются теоретический расчет коэффициента сопротивления при движении потока в зазоре коаксиальных цилиндров и его верификация данными эксперимента, накоплен значительный практический опыт расчетов истечения струй из отверстия в стенке и их траекторий в сносящем потоке внутри горелочных устройств [27], а также для неизотермических струй, влияние рассекателей и завихрителей различной формы исследовались, в том числе в работах, проведенных в рамках исследований по про-

граммам УНТЦ [71], влияние воздушных решеток, лопаток турбин рассматривается в теории авиационных лопаточных машин [72].

1.3.2.1. Схема рекуператора «обдув перфорированной пластины». Во многих случаях при конструировании рекуператоров и в настоящее время применяется аэродинамическая схема обдува перфорированной пластины-рассекателя с отверстиями разных диаметров и формы [73] (рис. 1.8), либо приведенная ранее система [59], которая представляет собой пакет перфорированных пластин или пучков труб без перфорации, куда нагретый и охлаждающий воздух подаются на разных уровнях либо попеременно, подобно регенераторной системе мартеновских печей.

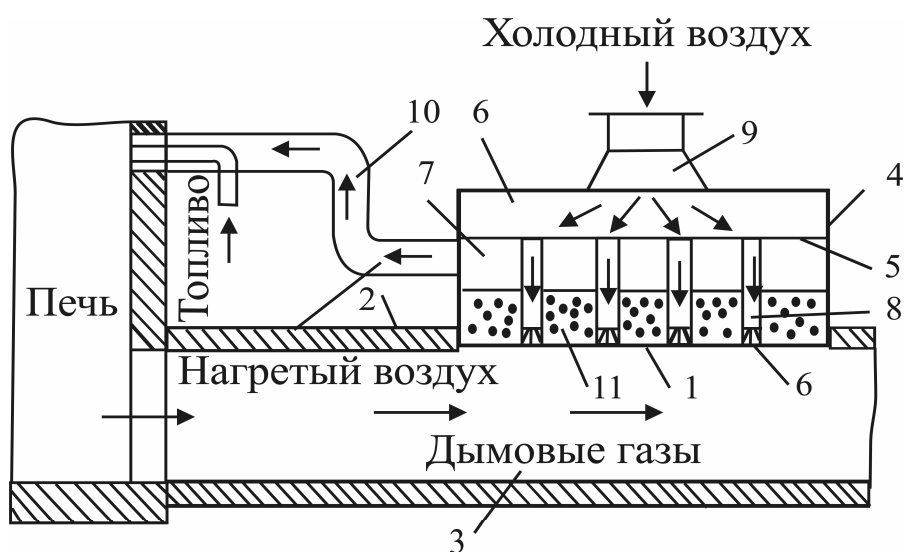


Рис. 1.8. Схема способа рекуперативного подогрева воздуха [73]: 1 — теплообменная поверхность; 2 — стенка; 3 — газопровод; 4 — воздушный короб; 5 — перегородка; 6 — раздающий воздушный отсек; 7 — собирающий воздушный отсек; 8 — воздухоподающий патрубок; 9 — воздухоподводящая труба; 10 — воздухоотводящая труба; 11 — расплав синтетического шлака.

Это объясняется простотой расчета аэродинамики движения газа и учета местных сопротивлений в таком теплообменнике [69], поскольку схема истечения струй из отверстий (сопел) в цилиндрической стенке не позволяет обеспечить их натекание под оптимальными (в диапазоне $45\text{--}90^\circ$ [70]) углами и, следовательно, такая аэродинамическая схема затрудняет управление эффективностью рекуперации теплоты.

Рассмотренная выше аэродинамическая схема натекания охлаждающего воздуха на перфорированную пластину положена в основу струйного рекуператора конструкции [74]. При работе рекуператора формируется хорошо управляемая и аэродина-

мически достаточно просто рассчитываемая система истекающих (под углами, близкими к 90°) импактных струй, которая обеспечивает максимальную эффективность теплопередачи в точке контакта (удара). Популярность применения указанных конструктивных решений обусловлена и тем, что аэродинамический расчет данной схемы базируется на теоретических зависимостях, полученных благодаря аналитическому решению уравнения Навье-Стокса для случая обтекания воздухом бесконечной пластины при различных режимах потока [70].

Если жидкость можно считать несжимаемой, то в силу уравнения непрерывности $\operatorname{div} v = 0$, замкнутая система уравнений относительно параметров объема v и давления p будет описываться системой уравнений движения вязкой несжимаемой жидкости — уравнением Навье-Стокса следующего вида:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad} p + \nu \Delta v + f,$$

где dv/dt — изменение объема по времени; ρ — плотность; p — давление; v — объем; ν — удельная вязкость.

Промышленные образцы рекуператора [74] при температурах дымовых газов (рекуператор РМС 1000) в рабочей камере $t_{\text{ПС}} = 700\text{--}1065$ °С и теплообменной поверхности $t_{\text{ТП}}$ до 750 °С позволили получить температуру подогрева воздуха на выходе $t_{\text{в}}$ до 330 °С, для рекуператора РМС 500 $t_{\text{ПС}} = 870\text{--}990$ °С, $t_{\text{ТП}} = 230\text{--}390$ °С, $t_{\text{в}}$ до 280 °С. Данный рекуператор относится к теплообменникам радиационного типа и предназначен для работы при температурах продуктов сгорания до 800 °С [75].

Несмотря на простоту конструкции рекуператора и эффективность рекуперации тепла на воздушной стороне для приведенной аэродинамической схемы такой рекуператор при установке в рабочем пространстве печного агрегата будет на дымовой стороне недостаточно участвовать в конвективном теплообмене с печной атмосферой, отходящими дымовыми газами, разогреваясь лишь за счет лучистого теплообмена и переизлучения от кладки. Следовательно, для обеспечения эффективности нагрева его рабочей поверхности может потребоваться его установка в предтопках, либо непосредственно в рабочем пространстве печи (ретортные методические печи).

1.3.2.2. Схема рекуператора «истечение струй из цилиндрической стенки».

Учитывая указанные выше ограничения для рекуператоров, построенных по аэродинамической схеме обдува перфорированной пластины [73] (рис. 1.9.), применение технологии струй в рекуператорах параллельно развивалось по схеме истечения струй из отверстий в цилиндрической стенке. Конструктивно это выражалось в попытках установки различных вставок (в том числе перфорированных или так называемых активных) в трубчатые металлические рекуператоры и рекуператоры других конструкций [75].

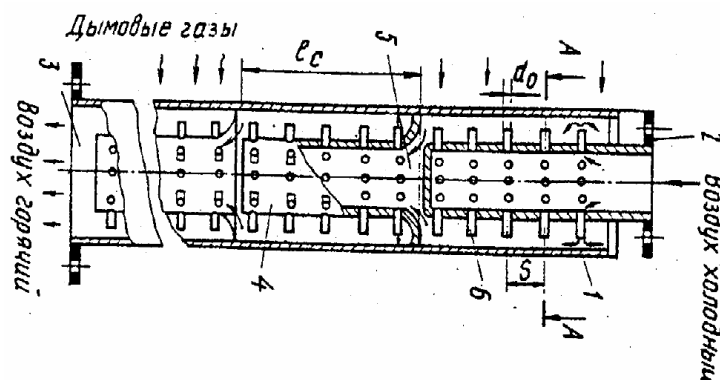


Рис. 1.9. Струйный рекуператор [76]: 1 — корпус; 2 — патрубок подачи холодного воздуха; 3 — выходной патрубок нагретого воздуха; 4 — полая вставка; 5 — входной проем; 6 — газовыпускное отверстие с патрубком

Для нивелирования сносящего потока, который формируется при аэродинамической схеме истечения струй из отверстий в цилиндрической стенке, применялись струеобразователи в форме патрубков, расположенных перпендикулярно активной перфорированной вставке [76] (рис. 1.3.3), перфорация выполнялась под углом 45° (сопла располагались в шахматном порядке либо были выполнены равномерно по длине вставки [77]).

1.3.3. Рекуператоры на основе вихревой технологии

Создание универсального рекуперативного теплообменника невозможно, поэтому технология струй в совокупности со вставками и оребрением различной формы применялась и для модернизации традиционных конструкций рекуператоров: U-образных, термоблоков и др., что позволило повысить эффективность рекуперации тепла при их неизменных габаритах. Прообразом активных вставок можно считать

рекуператор двойной циркуляции [6] и его более поздняя зарубежная реализация фирмой Didieder-Werke AG [78].

Например, известен U-образный теплообменник, в котором внутри воздушных U-образных труб для повышения эффективности теплоотдачи на воздушной стороне установлены закрученные ленточные вставки с различным шагом закрутки [79].

С 1990-х годов до настоящего времени состояние дел в промышленности Украины характеризовалось резким падением количества патентуемых государственными НИИ конструктивных решений по рекуперативным теплообменникам. В основном патентная защита оформлялась на модернизированные теплообменники старых конструкций советского производства, которые реально показали свою эффективность в рамках того или иного предприятия. При этом рекуператоры, сочетающие в своей конструкции комбинации перечисленных выше подходов к интенсификации теплообмена и техническому исполнению, предлагались хозяйствующими субъектами с акционерной формой капитала, общественными фондами, либо индивидуальными изобретателями.

Известен радиационно-конвективный спиральный теплообменник, имеющий конусообразную, спирально-ступенчатую форму с патрубками подвода и отвода греющей и нагреваемой сред, в стенке которого имеется канал L-образного (углового) сечения в виде конической спирали. В теплообменнике противоток движутся вихри нагреваемого воздуха и высокотемпературных дымовых газов [80] (рис. 1.10.).

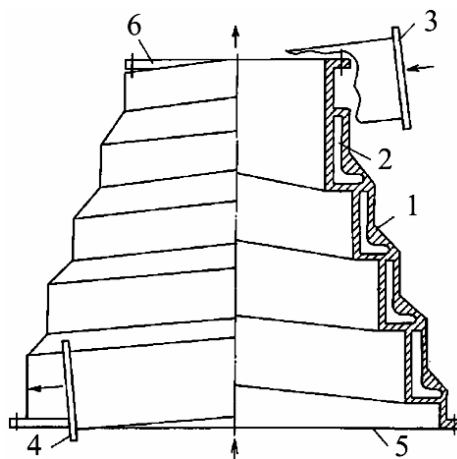


Рис. 1.10. Радиационно-конвективный теплообменник спирального типа [80]: 1 — корпус; 2 — L-образное сечение в корпусе; 3 — патрубок подвода нагреваемой сре-

ды; 4 — патрубок отвода нагреваемой среды; 5 — подвод греющей среды; 6 — отвод греющей среды

При этом множественная циркуляция достигается установкой внутри конусообразного корпуса фасонного патрубка с внутренним и наружным спиральным оребрением, которое согласуется по направлению винтовой линии со спиральными поверхностями внутреннего профиля конусообразного корпуса [81].

Также известен противоточный цилиндрический рекуператор для систем цеховой вентиляции и отопления, который представляет собой оребренную поверхность, выполненную в виде винтовых спиральных ребер [82]. Теплообменник включает внешнюю и внутреннюю трубные вставки с оребренными поверхностями, которые выполнены в форме винтовых продольных спиральных ребер, представляющих продольные спиральные завихрители. Эти спиральные завихрители на поверхности внешней и внутренней трубных вставок расположены коаксиально и с обоих концов теплообменника образуют кольцевой распределитель с входным и выходным каналами для впуска цехового и выпуска холодного воздуха одновременно (рис. 1.11.).

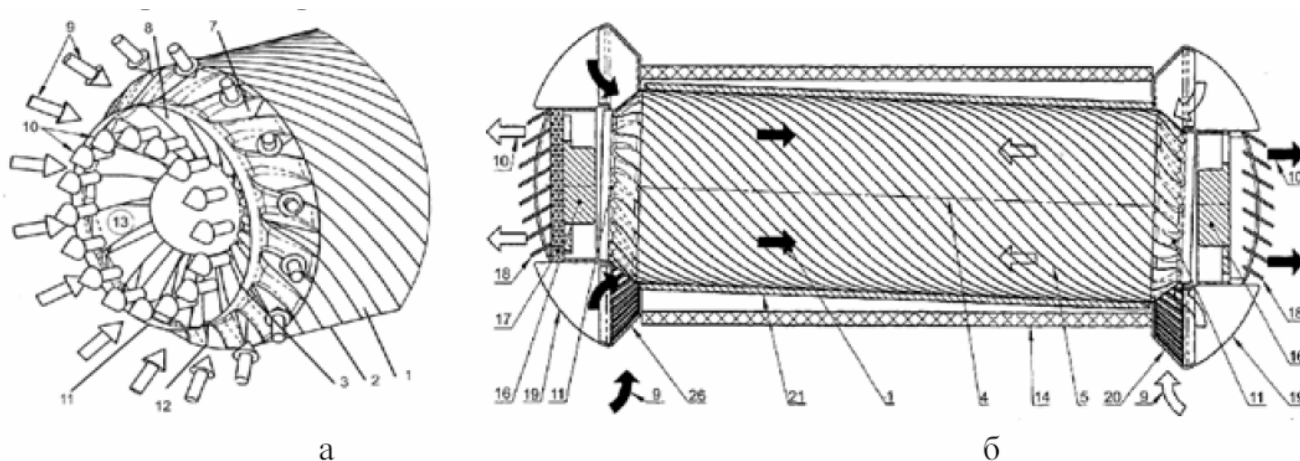


Рис. 1.11. Противоточный цилиндрический рекуперативный теплообменник [82]: 1 — рекуперативный теплообменник; 2 — наружная труба; 3 — внутренняя труба; 4 — продольная ось; 5 — поверхность теплообмена; 6 — внешняя винтовая линия; 7 — входной канал; 8 — выходной канал; 9 — подвод воздуха; 10 — отвод воздуха; 11 — распределитель; 12 — внешняя распределительная зона; 13 — внутренняя распределительная зона; 14 — корпус; 15 — внешняя защитная труба; 16 — нагнетатель; 17 — фильтр; 18 — выхлопная решетка; 19 — крышка; 20 — решетка всасывания; 21 — наружная трубная вставка.

1.3.4. Струйно-вихревые рекуператоры

Однако существует объективный предел повышения эффективности рекуперации на стороне дымовых газов за счет наращивания площади теплообменной поверхности, а также очевидны недостатки истечения струй из отверстий в перфорированной цилиндрической вставке. И если для компактных металлических теплообменников целесообразна модернизация на основе технологии струй, установки вставок и оребрения, то для крупных рекуператоров (длиной 5 м и более) основное влияние будет оказывать фактор масштаба, сложность инженерного расчета и изготовления теплообменника больших размеров, что по-прежнему вынуждает применять в таких случаях традиционные подходы при их конструировании, а именно: многократность циркуляции нагретого воздуха (многозаходный рекуператор), увеличение диаметров и длины труб, либо их изгиб [83].

Таким образом, задача повышения эффективности рекуперации тепла в настоящее время решается на основе комбинирования режимов (прямоток, противоток, комбинированный противоток) взаимного перемещения нагретых дымовых газов и охлаждающего воздуха в рабочем пространстве рекуператора. При этом очевидно достижение эффекта синергии за счет совместного действия различных факторов интенсификации теплообмена таких, как установка оребрений, применение в рекуператоре труб фасонного сечения, применение технологии импатных (ударных) струй [74], формирование многозаходного потока газов и воздуха и прочие решения, которые объединяют в одной конструкции металлического теплообменника сразу несколько из рассмотренных выше подходов.

Предлагаемая автором оценка эффективности конструкции рекуператора на основе аэродинамической схемы, применяемой для повышения эффективности теплообмена конвекцией на воздушной стороне, в отличие от других оценочных критериев (таких как рабочие температуры, материал либо особенности конструкции) открывает возможности для интенсификации научно-технического творчества и позволяет на основе физических принципов давать оценку этим новым конструктивным решениям. В особенности это касается перспективных конструкций теплооб-

менников, которые можно отнести к специализированным типам (рекуператоры других конструкций) [60], для оценки энергоэффективности и расчетов которых неприменимы либо не существуют стандартные методики и нет достоверных данных стендовых экспериментов и промышленных испытаний.

Именно на основании описанного выше подхода, согласно патенту № 109992 от 26.10.15, Бюл. № 20 по патентной заявке на изобретение № а 2014 08823, предложен рекуператор с прямыми трубчатыми каналами, аэродинамика работы которого основана на принципе комбинированной струйно-вихревой технологии (рис. 1.12.) [84].

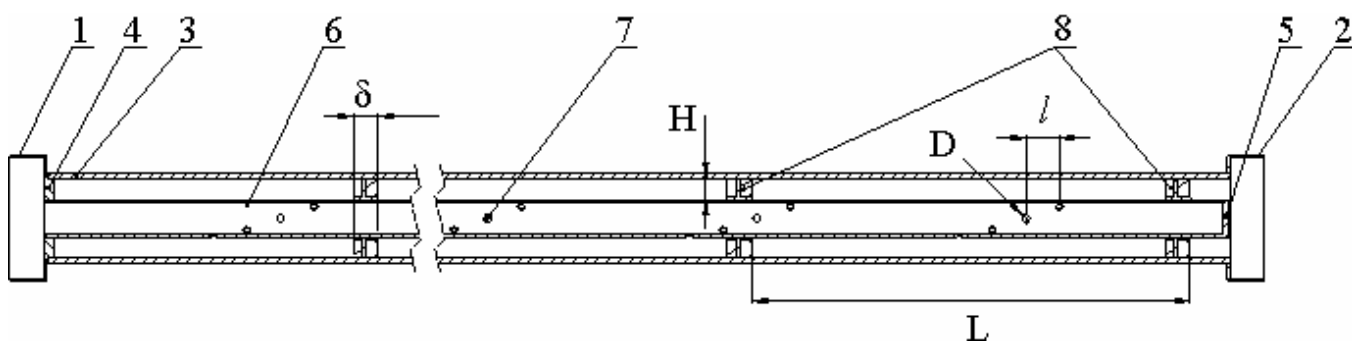


Рис. 1.12. Рекуператор [84]: 1 — входящий воздушный короб; 2 — выходной воздушный короб; 3 — нагреваемая труба; 4 — входная перфорированная крышка; 5 — заглушка; 6 — внутренняя воздушная труба; 7 — отверстия-сопла; 8 — лопасти в форме винтовой крыльчатки.

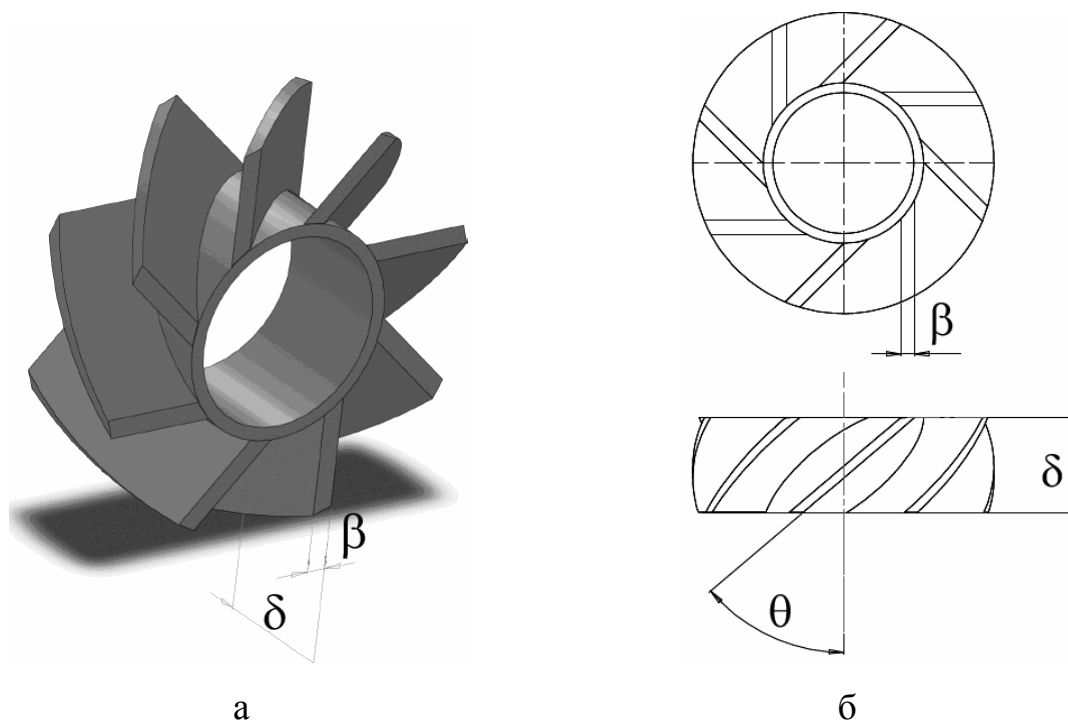


Рис. 1.13. Лопасти рекуператора [84]: форма лопастей и их относительные размеры (а), чертеж лопасти с относительными размерными параметрами (б).

Рекуператор может быть использован в печах для нагревания и выплавки металла и в других печных агрегатах для повышения эффективности использования топлива посредством подогрева воздуха для горения за счет использования теплоты уходящих газов. Предлагаемый рекуператор может быть установлен в канале отвода дымовых газов. Решена задача усовершенствования рекуператора конструкции типа «труба в трубе», в котором в результате установки внутри нагреваемой трубы внутренней перфорированной трубы (перфорированной вставки) с отверстиями, расположенными по спирали, и лопастей в форме винтовой крыльчатки (ВК) вдоль нее обеспечивается повышение эффективности теплоотдачи конвекцией и повышение температуры подогрева отходящего дутьевого воздуха, за счет чего снижается металлоемкость рекуператора и повышается ресурс его эксплуатации [84].

Теплообменник работает следующим образом. По дымоходу из рабочего пространства печи двигаются горячие дымовые газы. На пути своего движения они обтекают расположенные в шахматном порядке нагреваемые трубы 3 рекуператора, нагревая их поверхность до заданной температуры. Во внутренние воздушные перфорированные трубы 6 по входному воздушному коробу 1 подают холодный воздух (20 °С). Это воздух при прохождении по внутренним воздушным трубам 6 формирует турбулентный вихрь из импактных (ударных) струй, которые взаимодействуют с нагретой стенкой нагреваемых труб 3, охлаждают ее и нагреваются сами, чем обеспечивают рекуперацию тепла отходящих дымовых газов.

Спиральная перфорация внутренней поверхности труб 6 при истекании воздуха формирует турбулизированный вихрь, который двигается вдоль зазора **H** между нагреваемыми трубами 3 и внутренними воздушными трубами 6. Обтекание лопастей в форме винтовой крыльчатки 8 нагретым воздухом обеспечивает дополнительную турбулизацию сформированного вихря. Нагретый от стенки нагреваемой трубы 6 воздух подают к системе подогрева дутья горелочных устройств.

Совокупность характерных особенностей аэродинамической схемы рекуператора обеспечивает повышение эффективности теплоотдачи конвекцией за счет формирования турбулентного вихря из импактных (ударных) струй из расположенных по спирали перфорированных отверстий и дополнительное повышение эф-

фективности теплоотдачи конвекцией за счет закручивания формирующего вихря при обтекании распорок-завихрителей. При этом лопасти в форме винтовой крыльчатки выполняют двойную функцию: кроме закручивания турбулентного вихря и обеспечения удара по охлаждаемой поверхности под углами, близкими к оптимальным для достижения максимально эффективной теплоотдачи, лопасти предотвращают провисание перфорированной вставки в случае перегрева.

Очевидно, что предлагаемая в [84] конструкция рекуператора за счет спирального расположения сопел (отверстий) в воздушной трубе (перфорированной вставке) нивелирует взаимное сносящее действие истекающих из них струй, как основной недостаток аэродинамической схемы «истечение струй из цилиндрической стенки» и обеспечивает формирование импактных струй и их удар о нагретую поверхность под оптимальными для теплообмена конвекцией углами.

Кроме того, спиральное расположение сопел обеспечивает формирование закрученного турбулизованного вихря из импактных струй, который дополнительно закручивается и турбулизуется лопастями в форме винтовой крыльчатки.

1.4. Выводы к разделу 1

1. Для утилизации тепла отходящих газов в печах возможно применение двух методов: рекуперация и регенерация тепла. Преимуществами систем рекуперативной утилизации отходящего тепла являются относительная простота по сравнению с регенерационной системой, более низкие капитальные вложения и простота обслуживания рекуператоров. Невозможность создания единой конструкции рекуператора определяется разнообразием парка печей, выполняемых ими задач и температурных режимов их эксплуатации. Правильный выбор метода утилизации тепла дымовых газов для конкретного печного агрегата дает возможность осуществлять управление энергозатратами предприятия, увеличивает срок эксплуатации печного агрегата и самого рекуператора, а главное — обеспечивает снижение расхода топлива.

2. Установлено, что наиболее перспективной технологией интенсификации конвективного теплообмена в металлических рекуператорах является использование

технологии импактных струй (*impinging jets*). Данная технология обладает свойством универсальности относительно того, производится охлаждение или нагрев целевой поверхности (*target plate*). При струйном натекании воздуха на теплообменную поверхность интенсивность теплоотдачи увеличивается в 2–4 раза по сравнению с другими методами интенсификации теплообмена при одинаковых затратах энергии и равном подогреве воздуха, а также обеспечивается повышение эффективности теплообмена в рекуператорах с активными вставками по сравнению с традиционной конструкцией металлических рекуперативных насадок с пассивными вставками.

3. К основным недостаткам данной технологии можно отнести значительные аэродинамические потери в воздушном тракте, что связано с необходимостью достижения скорости истечения воздуха из сопел до 20 м/с для формирования турбулентного потока, а также опасность засорения воздушных сопел.

4. Применение струйной технологии при разработке конструкций металлических рекуператоров новых типов и исследование процессов, протекающих в активной струйной насадке, являются актуальной научной задачей и одним из современных методов повышения энергоэффективности в технологических процессах.

5. Экспериментальные данные по теплообмену конвекцией для одиночной струи с преградой плохо коррелируются с теплообменом системы струй из-за перемешивания и взаимодействия между ними. Показано, что для обеспечения эффективной работы активной струйной насадки скорость воздуха, величина параметра H/D и открытая свободная площадь струй A_f являются определяющими параметрами, а форма сопел и их взаимное расположение — второстепенными. Дополнительная интенсификация теплообмена ударной струи с целевой поверхностью может достигаться варьированием формы сопла (традиционная круглая, эллиптическая, щелевая, с завихрителем).

6. Установлено, что существует оптимальный диапазон величин расстояний струя — поверхность теплообмена. При этом удар струи о поверхность приходится на потенциальное ядро (начальный участок) струи, следовательно, максимальное

падение скорости струи достигается в критической точке и приводит к росту турбулизации потока и увеличению эффективности теплообмена конвекцией.

7. Выделяют три основных диапазона изменений безразмерного параметра H/D : менее 2–4; менее 4–8; более 8–10. Эти диапазоны характеризуются возможностью роста эффективности теплообмена в диапазоне $4 \leq H/D \leq 6$, при дальнейшем увеличении диаметра сопла $H/D \geq 6$ могут генерироваться дополнительные перемешивания струй и сносящего потока, снижая эффективность теплообмена.

8. Оптимальной величиной открытой свободной площади струй A_f для металлических рекуператоров можно считать диапазон 1,0–5,0 %. Использование щелевых отверстий-сопел может быть эффективно при $H/D > 6–9$, когда диаметр традиционных сопел будет столь мал, что эффективность теплообмена с их помощью будет значительно снижаться. Уменьшение диаметра сопел при увеличении их количества свыше некоторой величины ($H/D > 9–10$) будет снижать эффективность теплообмена конвекцией. Увеличение H свыше оптимальных значений приводит к падению эффективности теплоотдачи за счет перемешивания струи с окружающей средой.

9. Квадратные осесимметричные сопла не обеспечивают необходимой эффективности теплоотдачи за счет дополнительных затрат энергии на истечение струй, они также нетехнологичны и малоэффективны.

10. Показана возможность установки рассекателей (вихребразователей) в канале сопла традиционной круглой формы с разными углами поворота граней насадки θ до 50° . Однако установка завихрителей в самих соплах насадки по экономическим и технологическим соображениям затруднительна. Таким образом, определены основные параметры управления эффективностью работы системы струй в струйной насадке металлических рекуператоров: A_f , H/D , d , форма сопел в зависимости от параметра H/D и диапазоны варьирования этих параметров для повышения энергоэффективности технологических процессов и аппаратов.

11. Использование высокоскоростной подачи воздуха и технологии истечения струй из отверстий в перфорированной цилиндрической стенке (трубе) с одновременным формированием с их помощью, а также благодаря завихрителям и оребре-

нию единого вихревого турбулентного потока не применялось ранее для рекуператоров, а в основном использовалось при конструировании горелочных устройств. В частности, это можно наблюдать на примере конструктивных решений, принятых для плоскопламенной со шнеком и убывающим шагом (либо с насадкой типа «Щ») горелки [58].

12. Однако в случае горелочных устройств задачей является не интенсификация теплообмена и рекуперация тепла, а обеспечение заданных параметров смешивания топлива с воздухом и формирование факела (струи) пламени с заданными параметрами. Несмотря на это, указанный подход, а именно: высокоскоростная подача воздуха в рекуператоры в сочетании со струйным истечением охлаждающего воздуха и его дополнительной турбулизацией в зоне нагрева за счет установки ребрений и трубных поверхностей сложной формы – очевидно, с успехом может применяться и для создания компактных высокоэффективных металлических рекуперативных теплообменников, что вполне соответствует современным представлениям о способах повышения тепловой эффективности рекуператоров, адекватно уровню отечественных и зарубежных научно-технических разработок.

13. Конструктивные решения и их эффективность рассматриваются исходя из представления о режиме теплообмена в печах (рекуператорах) и других энерготехнологических агрегатах, как конвективно-радиационном. В этом случае одним из определяющих факторов повышения эффективности теплообмена на воздушной стороне, совместно с температурой процесса, может считаться аэродинамическая схема рекуператора. При этом полагается, что управление аэродинамикой работы теплообменника на воздушной стороне является инструментом повышения эффективности теплообмена конвекцией.

14. Выделены следующие аэродинамические схемы рекуператоров: движение воздуха внутри трубы круглого (фасонного) сечения, обдув пластины струями перфорированной насадки, истечение струй из отверстий в трубной цилиндрической стенке, закручивание потока струй внутренними ребрениями, выступами, фасонными частями, формирование многозаходного потока охлаждающего воздуха.

15. Такой подход к конструированию рекуператоров и повышению их эффективности положен в основу предлагаемого, согласно патенту № 109992 по патентной заявке на изобретение № а 2014 08823, теплообменника с активной перфорированной вставкой и ребрениями, где истекающие из перфорированных отверстий спирального расположения струи охлаждающего воздуха дополнительно закручиваются лопастями в форме винтовой крыльчатки с формированием единого турбулентного вихря между активной вставкой и нагреваемой дымовыми газами наружной трубой [84].

Поскольку для реальных технологических процессов, процессов конвективного теплообмена в рабочем объеме предложенного рекуператора перспективной струйно-вихревой конструкции невозможен аналитический расчет параметров эксплуатации и аэродинамических характеристик, для прогнозного определения эффективности конвективного теплообмена и эксплуатационных параметров необходимо создание адекватной физической модели для изучения аэродинамики и дальнейшего физического имитационного моделирования работы предлагаемого рекуператора на основе струйно-вихревой технологии. Вопрос создания такой адекватной физической модели (холодного аэродинамического стенда) для изучения работы предлагаемого рекуператора на основе струйно-вихревой технологии рассмотрен в разделе 2.

РАЗДЕЛ 2

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ

С АКТИВНЫМИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ: МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ

2.1. Критический анализ теории вихрей

Интерес к исследованию вихревых процессов, как правило, получал новый импульс после экспериментального обнаружения неизвестных ранее явлений, имеющих вихревую природу. Научные работы по теории вихрей берут базироваться на трудах Декарта, Гюйгенса и Бернулли, однако, теория вихревого движения является несовершенной из-за ограничений, которые определялись существовавшим уровнем техники, Ньютоновская теория гравитации и ее практическая верификация постепенно вытеснили вихревую теорию. Одной из причин этого могли быть как субъективные причины научной полемики, так и объективные сложности экспериментальной фиксации исследуемых сложных вихревых процессов наблюдателем. Однако, ньютоновская гидродинамика относится к исключительно потенциальному (безвихревому) течению в идеальной жидкости [85].

В современном понимании началом существования теории вихрей можно считать работу [86], в которой доказаны основные теоремы движения идеальных жидкостей без потенциала скоростей, движение которых было впервые названо вихревым. Важным следствием этой работы является теорема Гельмгольца о вмерзности вихревых линий, согласно которому вихревые массы можно рассматривать как аналогичные массам в классической механике материальные объекты.

Следующим шагом была постановка вопроса об устойчивости системы из N точечных вихрей, размещенных в вершинах правильного многоугольника. Экспериментальная проверка данной гипотезы была проведена на модели, представляющей собой совокупность одинаковых магнитов, плавающих во внешнем

магнитном поле. В частности, в работе [87] была доказана устойчивость структуры из семи точечных вихрей ряда неудачных попыток проведенных в работах [88, 89].

В современных работах [90, 91] предложены различные модели математического описания вихревых процессов, плохая применимость которых для решения научно-практических задач и ряд неточностей, а также несогласованность и взаимная критика результатов подтверждают важность комплексного изучения гидрогазодинамических процессов тепломассообмена в системах с вихревыми спиральными структурами закрученных потоков.

Наиболее перспективным с точки зрения практического применения теории вихрей является экспериментальное и математическое исследование вихревых спиральных структур и их устойчивости. Из существующих аппаратов максимальной эффективностью обладают устройства с активными гидрогазодинамическими режимами — циклонными и вихревыми, анализ использования которых на предприятиях показал, что такие устройства значительно превосходят теплообменники других типов аналогичного назначения [92].

Например, современные рекуператоры, согласно практическим мероприятиям Энергетической стратегии Украины до 2030 г., должны отвечать следующим требованиям: изготовление из нелегированных сталей, компактность, пониженная металлоемкость, а следовательно, повышенный коэффициент энергоэффективности как отношение степени рекуперации тепла к весу теплообменника. Поэтому разработка устройств, в которых реализуются вихревые движения, и исследование протекающих в них активных гидрогазидинамических процессов является актуальной научной задачей, решение которой может стать основой конструирования энергоэффективных теплообменных аппаратов с высокими удельными рабочими показателями.

2.2. Особенности теплотехнических агрегатов на основе вихревого эффекта

Существенным преимуществом теплотехнических агрегатов — вихревых устройств, таких как вихревые топки, камеры сгорания, сепараторы,

рекуперативные теплообменники и многие другие, получивших значительное распространение в промышленности благодаря работе в активных гидрогазодинамических режимах, является их высокая удельная эффективность при пониженной металло- и ресурсоемкости, а также уменьшенные габариты. При этом одной из наиболее важных особенностей указанных устройств является значительная зависимость эффективности их работы от режимных и конструктивных параметров [92].

Согласно данным [93], в мировой научно-технической литературе за период 1960–1990 гг. было представлено более 3800 научных работ, из которых больше половины публикаций принадлежат ученым советским ученым. Патентный поиск и проведенный в [92] анализ баз патентов СССР (России) и ведущих западных стран за последние 20 лет (1970–1990 гг.) показал аналогичную ситуацию в этой сфере. Из 2600 изобретений и патентов на различные устройства гидроциклонного типа и способы их применения больше половины защищены авторскими свидетельствами СССР. Обзор [94] показывает, что в России изучение гидродинамики процессов разделения, разработка методов расчета, создание и внедрение в промышленное производство новых оригинальных конструкций вихревых аппаратов ведутся более чем в сорока вузах и отраслевых НИИ.

Технические решения для теплотехнических агрегатов, в которых используется вихревой эффект (эффект Ранка) — эффект расслоения при движения в трубе расширяющегося закрученного высокоскоростного потока газа, при котором температура пристенного (периферийного) слоя выше температуры центрального слоя ядра закрученного потока [95], по сути представляют собой вихревые трубы в различном конструктивном исполнении [96].

Несмотря на большое разнообразие типов и конструкций циклонно-вихревых камер, наибольшее применение в промышленности в качестве нагревательных и теплообменных устройств получили обычные циклонные камеры круглого поперечного сечения, в которых цилиндрическая заготовка расположена коаксиально [97].

Примерами разнообразия и универсальности циклонно-вихревых устройств по применению в теплотехнических агрегатах могут быть циклонный теплообменник вращающейся печи [98] (рис. 2.1.), выносная вихревая низкотемпературная топка (рис. 2.2.), вихревой теплообменник (рис. 2.3.).

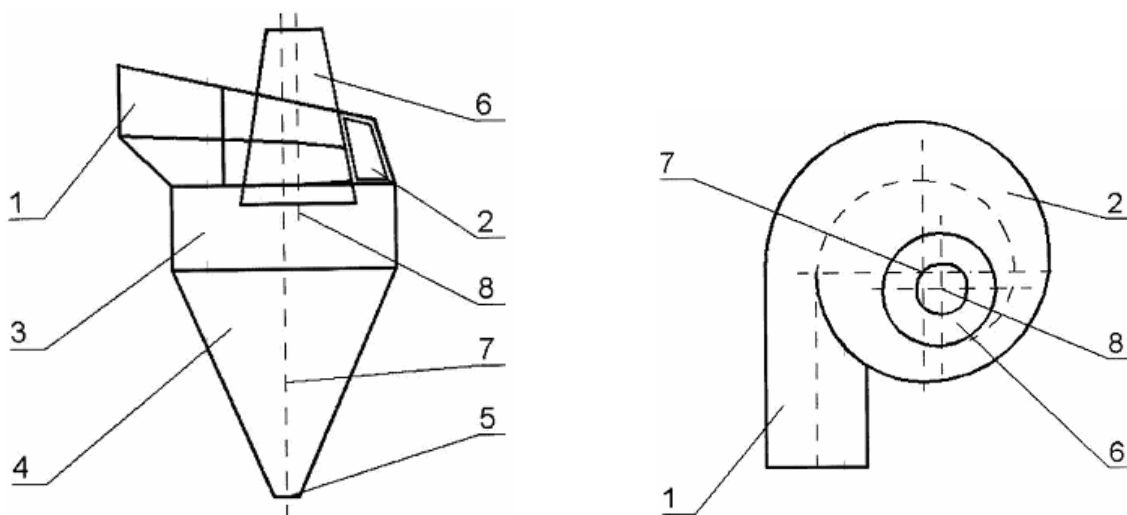


Рис. 2.1. Циклонный теплообменник вращающейся печи [98]: 1 — входной патрубок; 2 — спираль; 3 — цилиндрическая камера; 4 — коническая секция; 5 — выпускное отверстие; 6 — выходной патрубок; 7 — ось циклонного теплообменника; 8 — ось выходного патрубка.

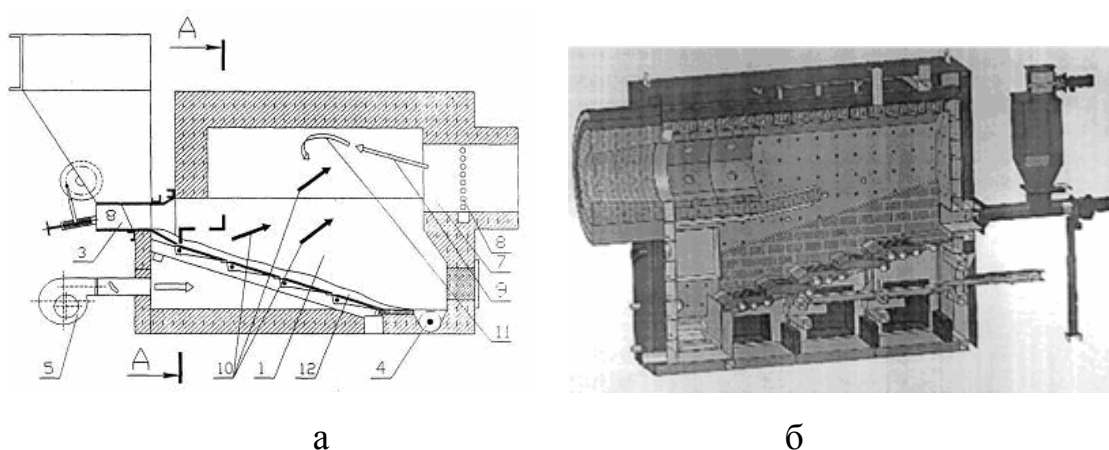


Рис. 2.2. Выносная вихревая низкотемпературная топка [99] (а), трехмерный эскиз в изометрии (б): 1 — топка; 2 — топливная решетка; 3 — устройство подачи топлива; 4 — устройство для золоудаления; 5 — вентилятор первичного дутья; 6 — вентилятор вторичного дутья; 7 — окно газоотвода; 8 — сопла вторичного дутья; 9 — траектории движения вторичного дутья; 10 — траектории движения продуктов сгорания; 11 — траектории движения дымовых газов в зоне локальной циркуляции; 12 — насыпной слой топлива.

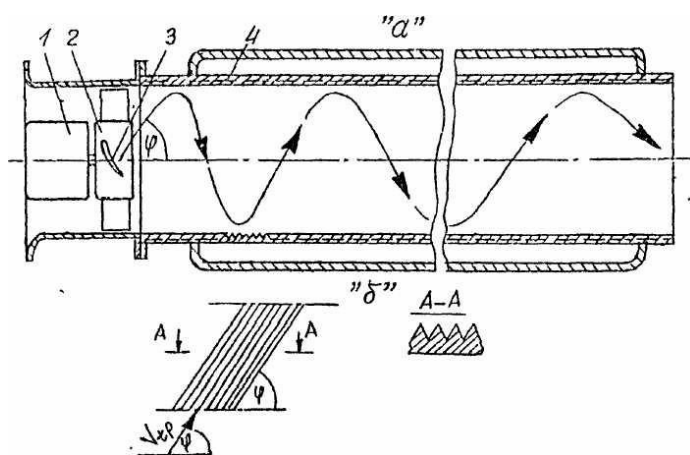


Рис. 2.3. Вихревой теплообменник [100]: 1 — нагнетатель; 2 — рабочее колесо; 3 — лопасти нагнетателя; 4 — теплообменник.

Примером перспективной конструкции рекуператоров может быть предложенный в [84] на основе глубокого патентного поиска струйно-вихревой рекуперативный теплообменник, в основу работы которого положен эффект синергии от совместной работы системы импактных (ударных) струй, формирующих вихревую спиральную структуру движения охлаждающего воздуха по всей длине теплообменника при дополнительном закручивании и турбулизации лопастями в форме винтовой крыльчатки. Традиционные методики малопригодны для расчетов предложенной струйно-вихревой конструкции теплообменника, классификации его конструкции по материалу рекуператора и температуре эксплуатации, что, очевидно, сдерживает научно-технические изыскания в этом направлении. Конструкция основана на принципе вихревого спирального движения, поэтому изучение современных теоретических представлений о вихревом движении и существующих технических решений является актуальной научной задачей.

Необходимо также учитывать, что области применения теории вихревого движения достаточно широки и разнообразны, что связано с необходимостью изучения природных явлений, имеющих вихревую природу, таких как формирование в атмосфере циклонов и антициклонов, поведение термоклинных линз, формированием которых объясняется нагрев разных по глубине пластов воды в океанах, глубоководная конвекция, аэродинамика крыла самолета и др. Все реальные течения можно считать вихревыми. Действительно, достаточно трудно в

условиях реальных производств или процессов наблюдать ламинарное или безвихревое истечение жидкостей и газов из отверстий-сопел либо прохождение ими местных аэродинамических сопротивлений без формирования турбулизованных флуктуаций и диссипаций потока, поэтому в настоящей работе основное внимание уделено аспекту практического применения вихрей в технике.

2.3. CFD-исследование систем на основе вихревого эффекта

Повышение эффективности использования топлива в печах для нагревания и выплавки металла и других печных агрегатах при помощи подогрева воздуха для горения за счет использования теплоты уходящих газов в рекуператорах получила широкое распространение в промышленности как эффективный способ повышения технико-экономических и энерготехнологических показателей работы печей. Большинство печей имеет низкий термический КПД, иногда в пределах 15–25 %, что обусловлено большими потерями теплоты с отходящими продуктами сгорания, составляющими 50–60 % теплоты, подводимой в печь [6].

Рекуперация теплоты обеспечивает экономию топлив, расширяет возможности их использования, повышает термический КПД печей. Рекуперативный подогрев воздуха обеспечивает уменьшение расхода топлива в зависимости от температуры, позволяет использовать низкокалорийные топлива.

В последнее время для повышения эффективности металлических трубчатых рекуператоров применяют вставки в трубы, что позволяет увеличить температуру подогрева воздуха до 80 °С. Указанные вставки по существу являются пассивными, воздух движется вдоль поверхности теплообмена. При струйном натекании воздуха на охлаждаемую поверхность (использовании так называемых активных вставок) интенсивность теплоотдачи увеличивается в 2–4 раза по сравнению с другими методами интенсификации теплообмена при одинаковых затратах энергии и равном подогреве воздуха. Конструкция таких активных (перфорированных) вставок предполагает истечение воздуха на поверхность теплообмена перпендикулярно через систему сопел различной геометрии и пространственного расположения.

Хорошим примером является установленный на ПАО «Днепропетровский металлургический завод им. Петровского» промышленный рекуператор с трубами больших диаметров длиной 3–5 м, перфорированными вставками и подвижной крышкой, полученная температура подогрева воздуха в котором может достигать 300 °С [101].

Эффективность конвективного теплообмена струйной системы определяется степенью турбулизации струи воздуха в точке контакта с поверхностью теплообмена (параметр Re), скоростью истечения воздуха из сопел, параметром H/D и свободной площадью струй [68]. Однако аэродинамическая схема истечения струй из отверстий (сопел) в цилиндрической стенке обладает рядом существенных недостатков. Для эффективного теплообмена конвекцией при работе системы струй формируется сносящий поток, а также наблюдается истечение струй из сопел под углами, отличными от оптимальных [69].

В основу разработанного рекуператора был положен анализ современных конструкций теплообменников на основе аэродинамической схемы, применяемой в них для интенсификации теплообмена на воздушной стороне. Интенсификация теплообмена на воздушной стороне данного рекуператора достигается за счет получения эффекта синергии от формирования закрученного истекающего турбулентного вихря из перфорированных по спирали сопел и дополнительной турбулизации потока лопастями в форме винтовой крыльчатки.

При работе струйно-вихревого рекуператора, построенного на основе указанной «струйно-вихревой» аэродинамической схемы, предложенной в работе [84], нивелируется взаимное сносящее действие истекающих из спирально расположенных сопел струй, как основной недостаток аэродинамической схемы «истечение струй из цилиндрической стенки» и обеспечивает формирование импактных струй и их удар о нагретую поверхность под оптимальными для теплообмена конвекцией углами. Также за счет формируемой спиральной траектории движения турбулизированного вихря в зазоре между вставкой и нагреваемой трубой рекуператора увеличивается длина пути взаимодействия вихря с нагретой стенкой теплообменника [84].

Однако такая конструкция теплообменника может быть отнесена к специализированным типам (рекуператорам других конструкций) [60], для оценки энергоэффективности и расчетов которых необходима разработка специальной методики расчета, так как в этом случае неприменимы либо не существуют стандартные методики или нет достоверных данных стендовых экспериментов и промышленных испытаний.

2.4. Конструкция аэродинамического стенда

Известно значительное количество теоретических работ в области турбулентных газовых струй, однако расчетные соотношения для описания свойств этих струй, предлагаемых авторами, таковы, что практическое их использование затруднительно, а систематической экспериментальной проверки теоретических выводов этих авторов не производилось [33].

При конструировании рекуператоров возможно применение высокоэффективного способа турбулизации потока, основанного на особенностях теплообмена и гидродинамики в оребренных каналах. Суть такой рациональной интенсификации теплообмена заключается в том, что в гидравлически гладких каналах при перемежающихся переходном и турбулентном режимах течения турбулентные пульсации потока теплоносителя у стенки выражены слабо и достигают максимальных значений в ядре потока. Интенсивность переноса тепла наоборот достигает максимума на стенках канала, далее убывает по мере удаления от них и на оси потока равна нулю. Следовательно, интенсификация теплообмена будет достигаться за счет повышения турбулентной теплопроводности в узком диапазоне пристенной области канала [64].

При нерентабельности либо невозможности (так называемый «запрещенный эксперимент») проведения экспериментов с физическим изменением системы (параметров работы рекуперативного теплообменника) для исследования ее функционирования и выяснения взаимосвязей между компонентами переходят к исследованию физической либо математической модели системы, при этом

последняя может исследоваться аналитически (если модель имеет аналитическое решение и достижение этого решения является эффективным с точки зрения затраты ресурсов) либо исследования проводят при помощи имитационного моделирования, которое иногда называется «методом последней надежды» [102]. Согласно другим подходам, под имитационным моделированием понимают конструирование модели по реальной системе и проведение над ней экспериментов, которые включают аналитическое представление модели и его применение при изучении некоторой проблемы [103].

Современным подходом при решении научно-практических задач является применение полного цикла конструирования изделия (в том числе экспериментального стенда) на основе системы САПР, охватывающий все этапы от постановки научной задачи до реализации прототипа в металле. Практикуется создание твердотельной модели изделия в среде САПР с последующим изготовлением по ней конструкторской документации. В среде современных САПР-программ, которые условно подразделяются на научные (ANSYS, Flow Vision) и инженерные пакеты (SolidWorks) с возможностью моделирования различных инженерных процессов, параллельно с полным циклом создания инженерной документации и твердотельных моделей проводят численное исследование (моделирование) исследуемых процессов, в том числе CFD-моделирование. Известно, что совокупность работ по цепочке жизненного цикла продукции (от фундаментальных исследований до выхода на рынок) требует определенного времени. Описанный выше подход позволяет сократить затраты времени и уменьшить величину капитальных затрат, а следовательно, повысить конкурентоспособность научных идей и созданной на их основе наукоемкой продукции.

Современным методом исследования процессов теплообмена, движения потоков воздуха, процессов сушки/нагрева ими рабочего тела и пр. также является создание аэродинамического холодного стенда (физической модели), в том числе в уменьшенном масштабе с сохранением по критериям подобия адекватной связи с объектом исследования натуральной величины для получения прямыми измерениями граничных условий процесса, визуализации и фиксирования

полученных результатов с помощью скоростной фото- и видеосъемки для последующего CFD-моделирования протекающих в рабочем пространстве исследуемого объекта процессов [104].

Например, в работе [105] исследования были выполнены методами физического моделирования на аэродинамическом стенде с использованием двухлучевого лазерного доплеровского анемометра фирмы «Dantec Measurement Technology A/S» для получения распределений осредненных и пульсационных значений тангенциальной и осевой составляющих вектора скорости с последующим численным исследованием программного комплекса ANSYS-CFX и модели турбулентности Shear Stress Transport k - ω .

В работе [106] экспериментальное наблюдение вихревых структур проводилось, в частности, на гидродинамическом стенде для исследования турбулентных закрученных течений, который представляет собой замкнутый гидравлический контур (производительность по воде 8 л/с, напор — 1 атм) с рабочей камерой из оргстекла квадратного сечения длиной 625 мм. Полученные в рабочем пространстве закрученные вихревые структуры фотографировались с последующим CFD-моделированием протекающих вихревых процессов на основе решений уравнений Навье-Стокса, осредненных по параметру Рейнольдса.

Кроме того, на основе результатов имитационного и CFD-моделирования предлагались различные алгоритмы оптимизации работы вихревых камер. Например, в работе [107] был предложен алгоритм, который позволил бы обеспечить заданные параметры на выходе вихревой трубы при варьировании параметров давления и температуры на ее входе.

В [101] предложен нагревательный (горячий) стенд для исследования рекуператоров на основе технологии импактных струй. Стенд состоит из нагреваемой наружной трубы с помощью Ni–Cr жаропрочной спирали, на которую подавали после выпрямителя ток от сварочного трансформатора мощностью 4 кВт. Внутри нагреваемой стальной трубы размещена перфорированная трубная вставка. Снаружи нагреваемые элементы изолированы огнеупорными материалами и закрыты стальным легким корпусом.

После анализа выше рассмотренных подходов для исследования сложных турбулентных процессов, протекающих на воздушной стороне рекуператора струйно-вихревой конструкции [84], на начальном этапе была создана физическая модель (аэродинамический холодный стенд) для измерения граничных условий для последующего математического CFD-моделирования струйно-вихревого теплообменника и имитационного моделирования струйно-вихревой системы посредством вдувания в рабочее пространство цветного дыма и воздуха (рис. 2.4.). Установка состоит из физической модели рекуператора, измерительной аппаратуры и вычислительного блока.

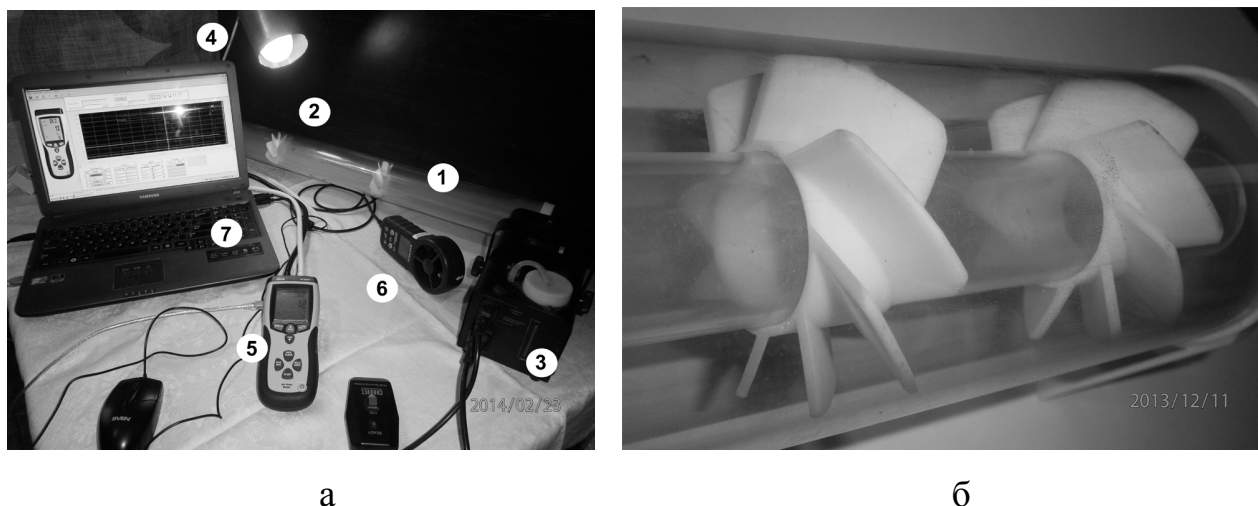


Рис. 2.4. Экспериментальная установка — холодный аэродинамический стенд (физическая модель) для исследования процессов, протекающих в рекуператоре на основе «струйно-вихревой» схемы. Установка в сборе [108] (а), макеты лопастей рекуператора [84] (б) : 1 — физическая модель в сборе; 2 — лопасти в форме винтовой крыльчатки, изготовленные методом 3D-печати (ABS пластик); 3 — генератор дыма (дым-машина Chauvet Hurricane 700 производительностью 150 фут³/ч); 4 — источник зеленого света (RGB LED лампа с дистанционно управляемым выбором цвета); 5 — цифровой дифференциальный манометр-термоанемометр DT-8920; 6 — вспомогательный импеллерный термоанемометр MS6252B; 7 — вычислительный блок.

Физическая модель (рис. 2.5.) представляет собой две коаксиально собранные трубы, изготовленные из оргстекла (Plexiglas) длиной 1000 мм: наружная труба 2 и внутренняя труба 3, имеющая спиральную перфорацию соплами круглой формы 5. Для соединения труб и придания жесткости, а также подключения измерительного

оборудования на входе и выходе коаксиально расположенных труб установлены входная крышка 1 с боковым патрубком и подставкой и выходная крышка с подставкой 6. Во внутреннем пространстве физической модели установлены, согласно патенту [84] неподвижные лопасти в форме винтовой крыльчатки (ВК), изготовленные из ABS-пластика методом объемного стереолитографического прототипирования (3D-печать).

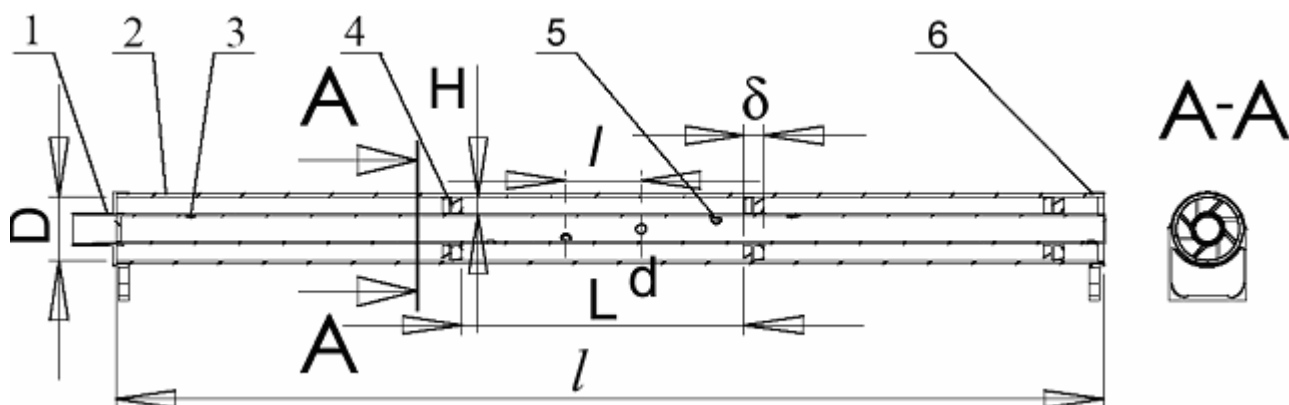


Рис. 2.5. Конструкция и основные параметры физической модели «струйно-вихревого» рекуператора [84]: 1 — входная крышка с боковым патрубком для одновременной подачи дыма и воздуха и подставкой; 2 — наружная труба; 3 — перфорированная внутренняя вставка; 4 — модель лопасти в форме винтовой крыльчатки; 5 — сопло; 6 — выходная крышка с подставкой.

В качестве измерительной аппаратуры при подаче воздуха во внутреннюю перфорированную по спирали вставку применялись цифровой дифференциальный манометр-термоанемометр DT-8920 с трубкой Пито-Прандтля, позволяющей измерять дифференциальное давление, избыточное полное давление, температуру и рассчитывать скорость и объемный расход, а также импеллерный анемометр MS6252B с функцией измерения температуры, скорости потока и объемного расхода воздуха до температур 50 °С. Измерение указанных характеристики потока производилось тем же прибором DT-8920. Оба прибора через USB-порт подключают к ПК, что позволяет фиксировать данные измерений скоростей, давлений, расходов и температур в режиме реального времени в программной среде, которая поставляется вместе с приборами. Технические характеристики измерительных приборов DT-8920 и MS6252B приведены в таблице 1.

Таблица 1. Технические характеристики термоанемометра DT-8920

Единицы	Диапазон	Дискретность	Погрешность
Давление			
Pa (Па)	5 000	1	± 0,3 % от диапазона при 25 °C
Максимально допустимое давление		50 000 Па	
Повторяемость		± 0,2 % (макс. ± 0,5 % от диапазона)	
Линейность/гистерезис		± 0,29 % от диапазона	
Время отклика		0,5 с	
Скорость			
m/s (м/с)	10,00...80,00	0,01	± 2,5 % при 10 м/с
Температура			
°C	0,0...+50,0	0,1	± 1°C

Аэродинамический стенд (физическая модель рекуператора) работает следующим образом. На вход аэродинамического стенда из нагнетателя подается воздух со скоростями более 20 м/с, который поступает в воздушную перфорированную трубу 3 с шагом между перфорированными соплами 1. Подаваемый воздух при прохождении по внутренней воздушной трубе 3 при истекании из перфорации 5 формирует турбулентный вихрь из исследуемых импактных (ударных) струй, аэродинамические характеристики которых как граничные условия для последующего CFD-моделирования необходимо получить в результате экспериментов. Импактные (ударные) струи взаимодействуют с наружной плексигласовой трубой аэродинамического стенда диаметра D, которая моделирует нагретую стенку внешней трубы рекуператора, происходит диссипация струй, разбиение на вихревые флуктуации, искривление траектории и пр.

Сформированный при истекании воздуха из внутренней воздушной перфорированной трубы турбулентный вихрь проходит вдоль зазора H между внутренней перфорированной по спирали трубой и наружной трубой физической модель рекуператора. Вдоль внутренней перфорированной по спирали трубы 3 расположены лопасти в форме винтовой крыльчатки с углом закрутки и

отношением ширины к толщине лопасти, обеспечивающие дополнительную турбулизацию сформированного вихря.

Для обеспечения фото/видеофиксации работы стенда и протекающих в его рабочем пространстве процессов турбулизации истекающих из перфорированных сопел струй, формирования суммарного турбулентного вихря из импактных струй и дополнительного закручивания при натекании общего турбулентного вихря на стенку наружной трубы 2 в рабочее пространство стенда подавали дым, генерируемый дымовой машиной Chauvet Hurricane 700. Указанный дым представляет собой аэрозоль, получаемый возгонкой до парообразного специального концентрата («fog fluid»), представляющего собой нетоксичный и негорючий раствора глицерина в воде с последующим распылением через сопло дым-машины.

2.5. Выбор параметров физической модели (полуэмпирическая методика)

При создании аэродинамического стенда для исследования работы струйно-вихревого рекуператора одной из основных задач является расчет перфорированного по спирали воздуховода (активной вставки) либо внутренней воздушной трубы, согласно патенту [84]. Номограммы для расчета перфорированных воздухопроводов круглого или квадратного сечения по методикам расчета систем вентиляции и кондиционирования либо из работ по аэродинамике для решения данной задачи малоприменимы. В основном это связано с размерами предлагаемых для систем вентиляции воздухопроводов, которые начинаются от 100 (200)–250 мм. Диапазон типоразмеров стальных труб, применимых для струйно-вихревых рекуператоров, разрабатываемых как компактные и легкие теплообменники малой стоимости, имеет смысл ограничить 90–100 мм.

Это связано, во-первых, со значительными толщинами стенок реальных стальных труб (холоднотянутых, бесшовных и горячекатаных) для указанных выше диапазонов. Во-вторых, выбор диапазона диаметров наружных нагреваемых труб рекуператоров (90–100 мм) опирается на анализ всей совокупности внутренних диаметров представленной в промышленности номенклатуры труб и всей

совокупности диаметров перфорированных по спирали вставок [109], которые обеспечивали бы геометрические характеристики рекуператора: параметр H/D , диаметр сопла D и шаг между соплами в близких к оптимальным диапазонах, рассмотренных в [68], позволяющих достигнуть максимального повышения энерготехнологических характеристик теплообменника за счет эффективной работы системы импактных струй на его воздушной стороне. Из конструктивных соображений предлагается также выбирать диаметр перфорированных сопел d . Если для нужд эксперимента может быть целесообразным и оправданным изготовление перфорированной по спирали вставки с уникальным параметром H/D и диаметром сопел d , то при серийном производстве рекуператоров и деталей их конструкции требуется выбирать размер сопел для перфорированной по спирали вставки, руководствуясь рядом стандартных типоразмеров [109].

Типоразмеры деталей, в частности, диаметры перфорированных сопел и труб, выбранные согласно [109], обеспечивают гарантированное наличие в промышленности инструментов для их изготовления (сверл требуемых диаметров, фильер либо фрез), номенклатуру диаметров труб, изготавливаемых в промышленности (горяче- и холоднотянутые, сварные, бесшовные и др.), требуемый станочный парк, чем достигается целостность цепочек производства добавленной стоимости в наукоемкой высокотехнологичной продукции.

Необходимо учитывать при этом, что струйные устройства, где рекуперация тепла от охлаждения нагретой наружной стенки теплообменника достигается за счет ударяющихся под углами, близкими к оптимальным для максимальной теплоотдачи конвекцией (либо под прямым углом), струй с короткими длинами пути воздуха вдоль нагретой поверхности, в условиях реальных технических задач имеют истекающие из сопел турбулентные струи. При интенсивном обмене энергией импульса, равной произведению массы соударяющейся струи воздуха и третьей производной пути ее перемещения при условии принятия за нулевую точку отсчета срез сопла, с окружающим воздухом струя линейно расширяется до момента достижения границы этого расширения — твердого тела нагретой стенки рекуператора [110].

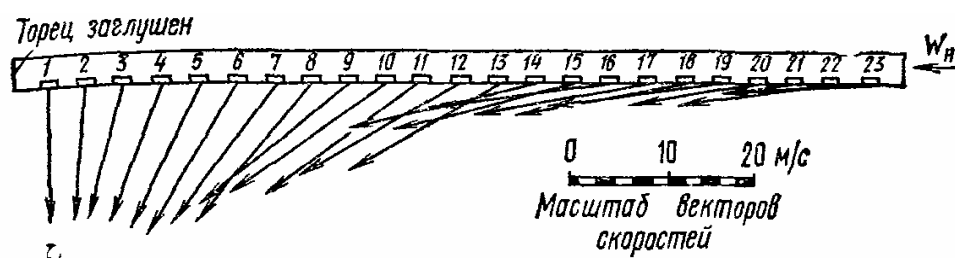


Рис. 2.7. Векторы скоростей и углы истечения струй из перфорированной вставки (воздуховода) [69].

При этом, номограммы для определения сопротивлений при истечении из перфорированной вставки с различным расположением сопел, приведенные в [111] (рис. 2.8.) удобны в том случае, когда точно известна величина скоростей сносящего потока w_∞ и при проектировании исследовательского стенда, в котором эффективность теплообмена конвекцией достигается за счет эффекта синергии от истечения ударных струй, их закручивания за счет спирального размещения перфорированных сопел с дополнительным закручиванием образовавшегося общего турбулентного вихря поперечным оребрением в форме винтовой спиральной крыльчатки определение w_∞ представляет значительные трудности и возможно лишь на основе обобщения полученных экспериментальных данных. Поэтому аэродинамический расчет внутренней перфорированной по спирали воздушной трубы был проведен по методике расчета перфорированного воздуховода, изложенной в [112].

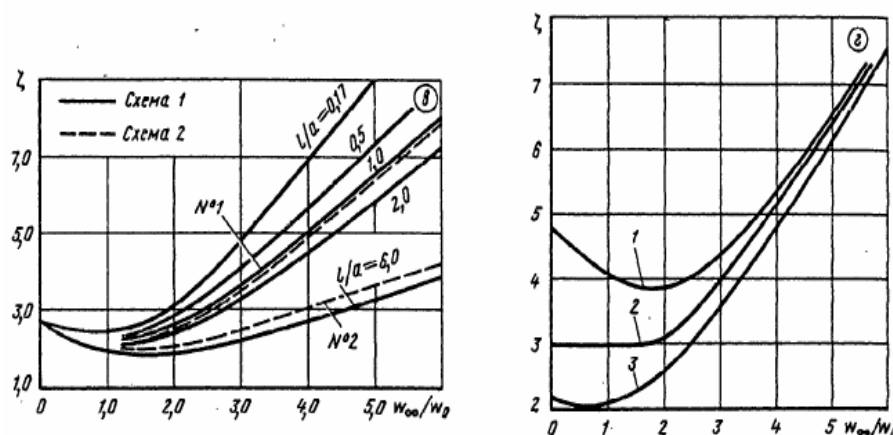


Рис. 2.8. Номограммы для определения величины местных сопротивлений ζ для истечения струи скорости w_0 в сносящий поток скорости w_∞ [111].

Поскольку струйно-вихревая конструкция предлагаемого рекуператора как теплообменника с активными гидрогазодинамическими режимами на воздушной

стороне предполагает высокую компактность для обеспечения повышенных удельных показателей, прогноз эффективности рекуператора на основе близкого к оптимальному взаимного расположения круглых сопел был проведен по номограмме для совокупности круглых сопел (рис. 2.9) в зависимости от параметров взаимного размещения сопел: соотношений диаметров сопел D , шага между соплами L и зазора между перфорированной трубой и нагреваемой стенкой H [60].

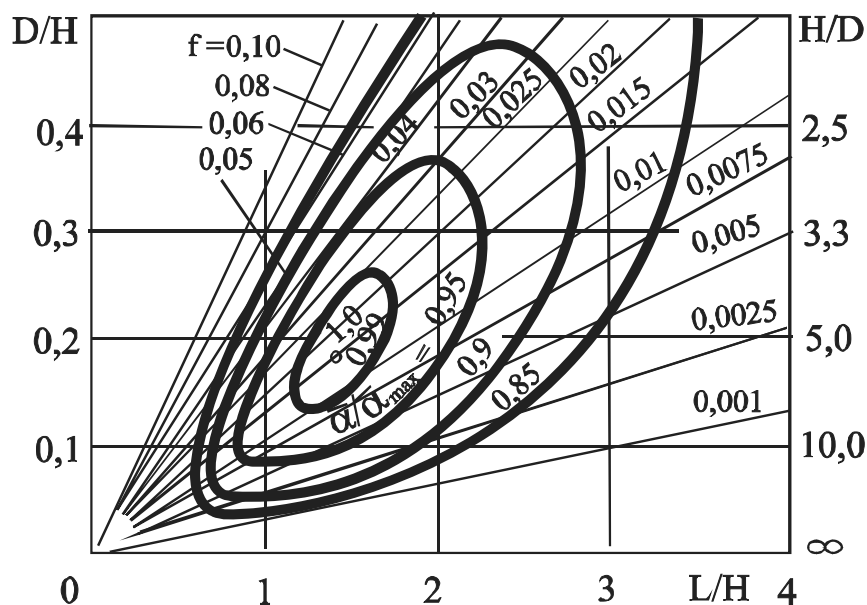


Рис. 2.9. Номограмма оптимизации струйной системы для теплообменников [60]: D — диаметр сопла; H — зазор между перфорированной трубой и нагреваемой трубой (стенкой) рекуператора; L — шаг между соплами; f — площадь сопел.

Для решения задачи пространственного размещения сопел и определения сопротивления внутренней воздушной трубы — генератора импактных (ударных) струй и первичного генератора вихревого спирального движения в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора, очевидно, либо в малой степени, либо вовсе не могут быть применимы стандартные методики расчетов металлических трубчатых рекуператоров, приведенных в [6]. На первом этапе была выбрана круглая форма сопла и отвергнуты эллиптические сопла [60], как сложные в изготовлении и щелевые отверстия, как снижающие механические свойства перфорированной по спирали вставки.

Номограмма оптимизации струйной системы для круглых сопел (рис. 2.9.) представляет собой проекцию на плоскости некоей пространственной трехмерной поверхности отношений средних коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ к максимальным

средним коэффициентам теплоотдачи $\bar{\alpha}_{\max}$ для некоторой температуры нагрева наружной стенки рекуператора и пространственного взаимного размещения сопел.

Анализ номограммы (рис. 2.9) дает возможность прогнозировать диапазон соотношений H/D и L/H , учитывая площадь сопел (то есть фактически учитывая теоретически возможный расход воздуха). Так, с увеличением площади сопел и увеличением расхода максимальное соотношение $\bar{\alpha}/\bar{\alpha}_{\max} \sim 0,95$ может быть достигнуто при $H/D = 2-11$ и $L/H = 1-2,8$. Достижимый на практике показатель $\bar{\alpha}/\bar{\alpha}_{\max} \sim 0,85$ (эффективность 85 %) показывает, что рекуператоры на основе технологии импактных струй могут применяться в самом широком диапазоне размеров сопел, расходов воздуха и диаметров труб.

Для предлагаемой в настоящей работе струйно-вихревой технологии, кроме оптимизации форм, диаметров сопел и их размещения, существенное влияние на эффективность рекуперации тепла будет оказывать наличие неподвижного оребрения в форме лопастей, которое обеспечивает дополнительную закрутку турбулизованного потока нагретого воздуха. Следовательно, возможно повышение эффективности такой системы до 0,9–0,95 или даже больших значений $\bar{\alpha}/\bar{\alpha}_{\max}$. Однако такое повышение эффективности, согласно номограмме (рис. 2.9.), будет накладывать некоторые ограничения на область параметров H/D и L/H , сдвигая их к $H/D \leq 3-4$, а $L/H \leq 1-2,5$. Повышение параметра H будет неблагоприятно влиять на работу неподвижного оребрения, поскольку большая высота лопастей будет способствовать проявлению при их обтекании эффектов, наблюдаемых при обтекании крыльев самолетов либо кавитационных эффектов за плоскостью гребного винта.

Измерения параметров воздушного потока проводились отдельно для входа и выхода аэродинамического стенда, время одного измерения составляло 100 с, включающих 10 с работы измерительной аппаратуры без подключения нагнетателя воздуха и 90 с после подачи воздуха в рабочую полость стенда при неизменных параметрах перфорированной вставки и расположения лопастей, с частотой записи данных 1 с измерение дифференциального давления (P_{diff}), избыточного полного давления (P_{total}), температуры и расчет скорости (м/с) и объемного расхода (м³/мин) проводились циклично по 3 раза для получения статистически достоверной выборки

данных и возможности усреднения полученных результатов измерений. По данным измерений, расчетным путем были получены значения статического давления (статического напора) (P_{stat}), массового (кг/с) и расхода воздуха (m^3/c) для стандартных условий — температура 20 °С, плотность воздуха 1,2 г/м³.

Выводы к разделу 2

1. Современные представления о вихревом движении и причинах формирования спиральных пространственных вихревых структур базируются на математических моделях, анализ которых демонстрирует неустойчивость и нестабильность вихревых спиральных структур при числе вихревых нитей $N > 3$, поэтому наиболее перспективным с точки зрения практического применения теории вихрей является экспериментальное и математическое исследование устойчивости вихревых спиральных структур.

2. На сегодняшний день максимальной эффективностью среди тепло-технических аппаратов обладают циклонные и вихревые устройства — устройства с активными гидрогазодинамическими режимами на основе вихревого эффекта. Анализ использования рекуператоров на основе вихревого эффекта на предприятиях показал их значительное превосходство над теплообменниками других типов аналогичного назначения за счет относительной простоты конструкции, пониженной металлоемкости и, как следствие, повышенных удельных эксплуатационных характеристик.

3. Предложенная для исследования работы струйно-вихревого рекуператора физическая модель представляет собой полноразмерный макет теплообменника с установленной соосно внутри наружной нагреваемой трубы воздушной, перфорированной по спирали круглыми соплами разного диаметром с шагом $L = const$ — с регулярным (равномерным) размещением вдоль воздушной трубы. Размерные характеристики труб физической модели являются максимально приближенными к существующей номенклатуре стальных холоднотянутых труб.

4. Размещение круглых сопел вдоль воздушной перфорированной трубы проведено в соответствии с номограммой обобщенных экспериментальных данных,

учитывающей шаг между соплами L , диаметр сопла D , зазор между соплом и целевой поверхностью (нагретой стенкой) H , а так же показатель суммарной площади сопел (фактически — показатель расхода воздуха) для струйной технологии без учета влияния неподвижного оребрения (лопастей в форме винтовой крыльчатки).

Поскольку в основе существующих программных комплексов для численного исследования гидрогазодинамических процессов (CFD-моделирования) необходимо задание параметров, присутствующих в системе дифференциальных уравнений Навье-Стокса, осредненных по параметру Re , а их адекватное задание требует точного определения граничных условий протекания процесса, которые невозможно рассчитать аналитически для реальных технологических процессов, необходимо численное CFD-моделирование работы струйно-вихревого теплообменника на основе результатов физического имитационного исследования на физической модели (холодном аэродинамическом стенде). Результаты физического имитационного и CFD-моделирования работы струйно-вихревого рекуператора на предложенной физической модели рассмотрены в разделе 3.

РАЗДЕЛ 3

ЧИСЛЕННОЕ CFD- И ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ СТРУЙНО-ВИХРЕВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С АКТИВНЫМИ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ

Энерготехнологические агрегаты с активными гидрогазодинамическими режимами, такие как вихревые предтопки, циклонные нагреватели, теплообменники и вихревые горелочные устройства, основанные на применении закрученных высокотурбулентных потоков теплоносителей и вихревого эффекта Ранка — циклонные и вихревые устройства, — в настоящее время широко используются в различных отраслях промышленности: энергетической, химической, металлургической, холодильной благодаря высокой энергоэффективности, определенной простоте конструкции, надежности и компактным габаритным размерам при одновременном достижении высоких удельных эксплуатационных характеристик.

Значительные успехи достигнуты в области исследования циклонно-вихревых потоков и камер различного технологического назначения. Устройства данного семейства — аппараты вихревых конструкций — позволяют обеспечить значительную интенсификацию конвективного и лучистого теплообмена, повысить скорость, полноту и экономичность процессов тепловой обработки деталей и глубину утилизации тепла продуктов сгорания печных агрегатов промышленности, эффективность и экономичность нагрева с одновременным решением вопросов охраны окружающей среды и энергоменеджмента в масштабах предприятий, снижения капитальных и эксплуатационных затрат.

Несмотря на большое разнообразие типов и конструкций циклонно-вихревых аппаратов обычные циклонные камеры круглого поперечного сечения нашли наибольшее применение в промышленности в качестве нагревательных и теплообменных устройств.

Согласно существующим представлениям, весь рабочий объем циклонной камеры по характеру изменения компонент скорости условно можно разделить на три основные области: ядро потока, приторцевые зоны течения и периферийную при-

стенную зону. В процессе работы циклонно-вихревой камеры в ее рабочем объеме наблюдаются вихри сложной пространственной формы и направления: прямой и обратный периферийные, осевой обратный и кольцевой выходной вихри. При этом осесимметричный выходной вихрь обеспечивает стабилизацию потока [113].

Сложность исследования и последующего численного описания процессов в рабочем объеме циклонных камер объясняется формированием сложного поля осевых скоростей, что обусловлено неравномерностью распределения тангенциальных скоростей потока по длине рабочего объема (в периферийной и приторцевых областях). Такое распределение определяется геометрией самой камеры, трением потока о стенки, а также возникающим в некоторых случаях разрежением в приосевой зоне. Кроме того, сложность картины наблюдаемого процесса дополняется взаимодействием возникшего течения с ядром потока [97].

Начало исследовательских работ по вихревой тематике относится к середине 1950-х гг., а уже с начала 1960-х гг. предпринимаются попытки создания общих теорий вихревого движения. Например, в работе [114] было исследовано влияние конструктивных параметров циклонных камер на их основные аэродинамические характеристики. Показано, что устройства, загруженные коаксиальной цилиндрической вставкой по основным аэродинамическим характеристикам закрученного турбулентного потока, обеспечивают значительную интенсификацию теплообмена.

До настоящего времени сохранились основные характерные черты направлений исследований вихревых процессов в технике, заложенных в то время:

— создание полуэмпирических методик расчета для вихревых аппаратов на основе экспериментальных исследований. Так, вследствие существенной зависимости характеристик работы вихревых аппаратов от конструктивно-режимных особенностей постановка задачи разработки высокоэффективных конструкций вихревых аппаратов представляют собой отдельную область исследований.

— исследования различных возможностей применения вихревых процессов;

— создание теории вихревых процессов и соответствующего математического аппарата. Данная область исследований и по сегодняшний день остается самой малоизученной. При этом можно говорить о создании нескольких частных теорий в

области аэродинамики потока, однако все они описывают протекающие в вихревых аппаратах процессы в привязке к конкретным конструкциям либо, в лучшем случае, к определенному классу аппаратов [92].

Кроме того, существуют факторы, которые тормозят внедрение вихревых технологий в промышленности, несмотря на эффективность вихревых аппаратов и вихревой технологии как таковой, что отмечается всеми авторами, проводящими исследование их работы. Это может быть связано с тем, что в некоторых случаях обеспечение вихревого характера процессов, протекающих в этих аппаратах, связано со значительными затратами энергии. Например, согласно данным [115], гидравлическое сопротивление закрученного потока может до 5 раз превышать его значение для течений без крутки.

Поэтому исследование работы струйно-вихревых теплообменников и разработка математического описания рабочих процессов на воздушной стороне рекуператоров на основе струйно-вихревой технологии, предложенных в [84], как современных вихревых теплоутилизационных аппаратов с активными гидрогазодинамическими режимами является актуальной научной задачей.

3.1. Теоретические основы вихревого эффекта

Теория вихрей, как совокупность работ, призванных теоретически обобщить наблюдаемые в природе и технике процессы формирования вихревых спиральных структур и течений, например, смерчей и торнадо, которые имеют ярко выраженную винтовую форму, либо процесс формирования так называемых термоклинных линз в океанах из-за разности солености по глубине пластов воды, оперирует сложным математическим аппаратом и специфическим языком, не свойственным теплотехнической науке [85]. Поэтому сугубо теоретические и математические выкладки теории вихрей сложно применять для решения научно-практических задач настоящего исследования. Кроме того, математические исследования в теории вихрей оперируют таким основным понятием гидродинамики (научной абстракцией), как точечный вихрь (вихревая нить), который является простой моделью реальных вихрей, на ос-

нове которой возможно построение математических моделей более сложных вихревых течений — модели потоков с вихревой симметрией.

При этом из теории вихрей при рассмотрении модели движения системы вихрей внутри вращающегося цилиндра [116] следует важный вывод о высокой неустойчивости таких вихревых спиральных образований и систем вихрей при $N > 3$.

Известно, что устойчивая пара винтообразных вихрей наблюдалась неоднократно в различных вихревых потоках, в том числе в вихревых камерах с различными конструктивными параметрами и различного технологического назначения, при спаривании вихревых структур в турбулентных потоках, а также в ядрах торнадо, в кавитационных следах за гребным винтом либо пропеллером. Уже триплет винтовых вихрей возникает в потоках существенно реже, а конфигурация из четырех вихревых структур представляет собой еще более неустойчивое явление [116].

Экспериментальные исследования системы вихрей в вихревой камере показали, что система из четырех вихрей наблюдалась в течение короткого промежутка времени, а затем структура распадавалась, что подтверждает вывод о значительной неустойчивости реальных вихревых структур [117].

Принимая во внимание вывод о неустойчивости вихревых спиральных структур и значительное число работ, посвященных теории вихрей, практический интерес может представлять теория концентрированных вихрей, которая основана на обобщении и систематизации опытных данных. Согласно этой теории, наиболее характерными являются возмущения винтовой либо спиральной формы, широко распространенные в природе и технике. Изучению процессов с прецессирующим вихревым ядром (вихрем винтовой формы) [92] в настоящее время исследователи уделяют большое внимание. Данные экспериментов показывают, что вихревые нити также отклоняются от прямолинейной траектории движения вследствие свойства вихревого ядра быть проводником возмущений [118]. В то же время в процессе существования вихревых структур наблюдается явление распада вихря. Необходимо также учитывать, что в реальных течениях условие винтовой симметрии потока по длине (высоте) z вихревой камеры не выполняется, поскольку по мере удаления потока от за-

кручивающего устройства его вихревая структура претерпевает значительные изменения, начиная от распада вихря и заканчивая его полным затуханием.

В качестве закручивающих устройств для придания потоку вращательного движения и частичной крутки применяют три группы завихрителей. Первые (тангенциальные) сообщают закручиваемому потоку вращательное движение за счет тангенциального либо улиточного подвода потока в торцевую часть циклонного устройства, которое в основном канале переходит во вращательно-поступательное движение (тангенциальный и улиточный завихритель, тангенциально-лопаточный завихритель) (рис. 3.1.). Ко второй группе завихрителей относятся решения, обеспечивающие придание потоку одновременно вращательного и осевого движения, а к третьей относят так называемые протяженные завихрители, обеспечивающие закрутку потока по всей длине канала вихревого устройства [119].

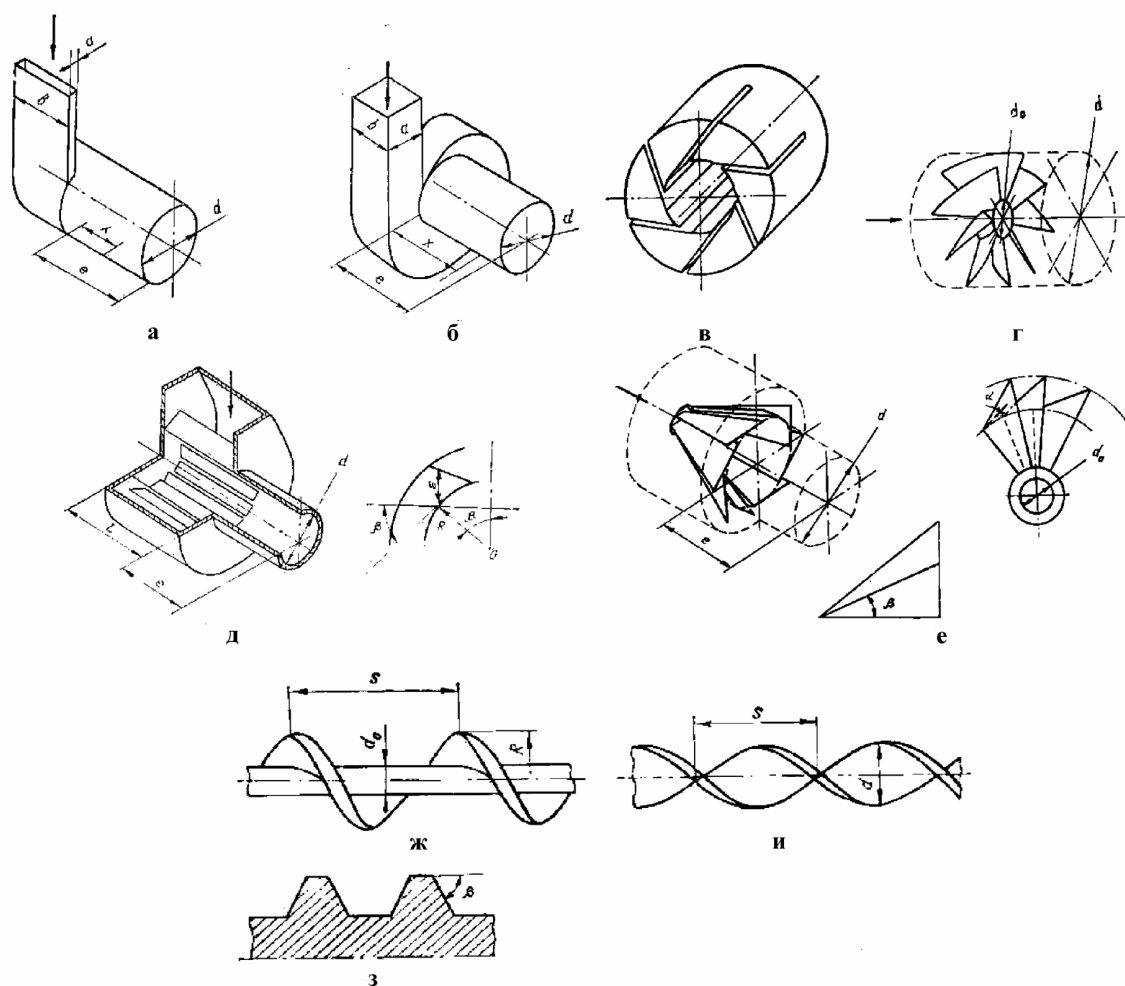


Рис. 3.1. Применяемые в циклонных аппаратах типы завихрителей (по данным [119]): а — тангенциальный; б — улиточный; в — тангенциально-щелевой, г — аксиально-лопаточный; д — тангенциально-лопаточный; е — аксиально-

тангенциальный; шнековые с прямоугольной (ж) и трпецевидной (з) канавкой; и — ленточный.

Теория концентрированных вихрей вводит модели распада вихревых структур — закрученных потоков, которые являются сами по себе во многих случаях неустойчивыми, а неустойчивость приводит к формированию вторичных движений и может быть причиной распада вихря (vortex breakdown) [118]. Данный феномен проявляется в кардинальной перестройке вихревого течения и оказывает существенное влияние на тепломассообменные процессы в теплообменных аппаратах. Поскольку одним из типов концентрированных вихрей является система вихревых шнуров, которые образуются за вдуваемой в сносящий поток несимметричной струей [120], что соответствует условиям истечения импактных струй и формирования общего турбулизированного вихря в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора [84], рассмотрим модели распада вихревой структуры подробнее.

Согласно данным работы [121], можно выделить несколько моделей распада вихря в слаборасширяющемся канале, а именно: конический, осесимметричный закрытый (пузырьковый), осесимметричный открытый, спиральный распад и его модификация, уплощенный пузырьковый, двуспиральный, искажение нити (рис. 3.2). Необходимо отметить, что на уровне качественной оценки типов (моделей) распада вихря в настоящее время не существует достаточно полного описания этих вихревых структур [118].

Коническая модель распада вихря (рис. 3.2, а) представляет собой спираль с конической формой огибающей, которая вращается вместе с потоком. Этот тип распада был обнаружен хронологически в последнюю очередь. Исследования проводились авторами методом визуализации так, что в вихревую камеру подавалась жидкость и подкрашенная струя таким образом, что при частоте фотофиксации 6 нс конический распад, который вначале представлялся авторам исследования как турбулизированный конический след при больших значениях Re [122], оказался в действительности пространственной структурой, состоящей из нескольких (двух или более) переплетенных спиралей с конической формой огибающей [123]. При этом ко-

нический распад формировался из пузырькового (рис. 3.2, б, в), в [124] конический распад фиксировали в тангенциальной камере как вращающуюся спираль.

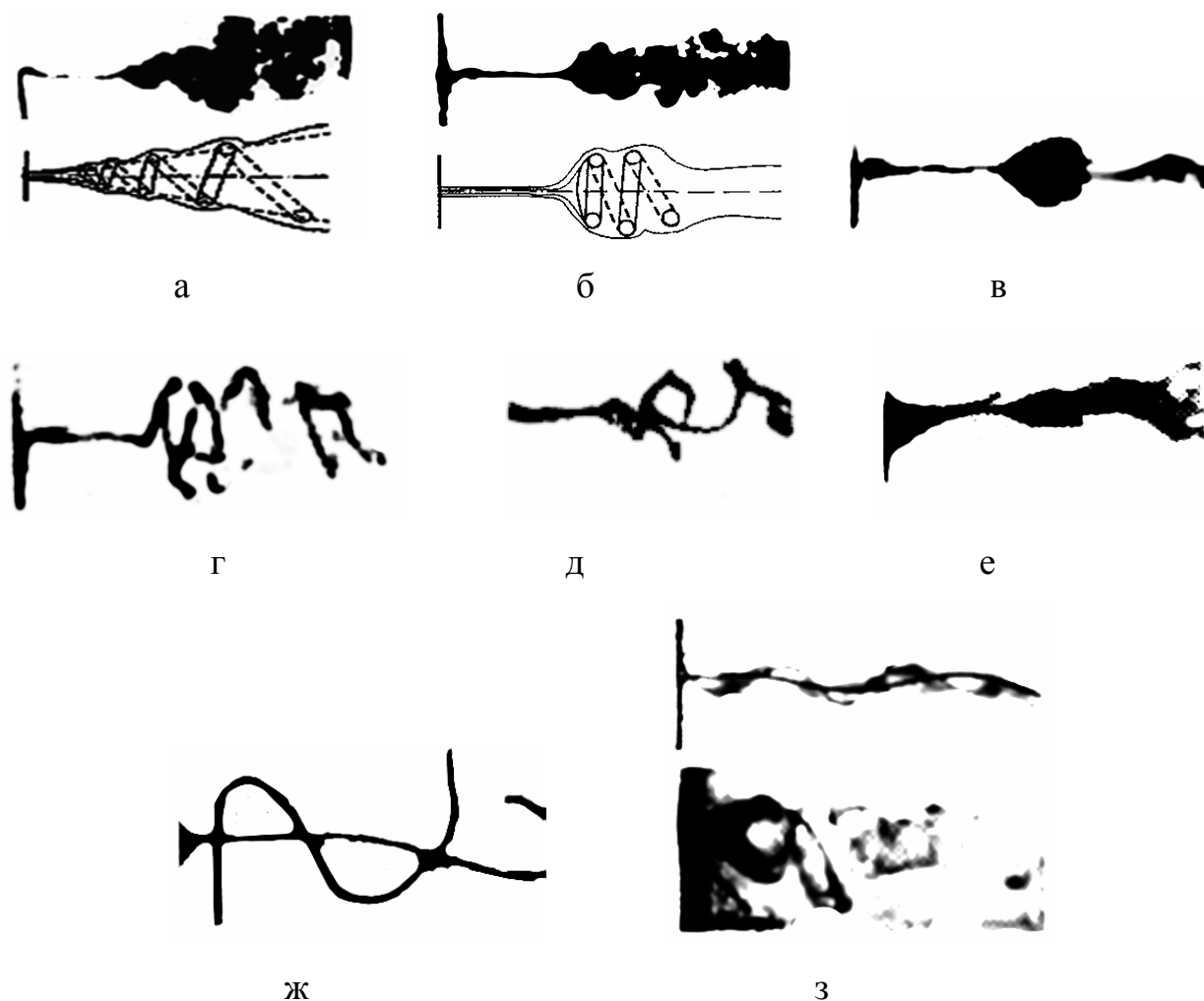


Рис. 3.2. Модели распада вихря в неограниченном потоке, полученные методами физического моделирования и визуализации по данным [121], обобщенные в работе [118]: а — конический распад ($Re = 3,5 \cdot 10^3$); б — открытый пузырьковый распад ($Re = 3,0 \cdot 10^3$); в — закрытый пузырьковый распад ($Re = 2,5 \cdot 10^3$); г — спиральный распад ($Re = 10^3$); д — искаженный спиральный распад ($Re = 750$); е — уплощенный пузырьковый распад ($Re = 750$); ж — искажение нити ($Re = 10^3$); з — двуспиральный распад.

Спиральный распад — spiral breakdown (рис. 3.2, г) имеет обширную область существования по параметру Re и является преобладающим типом распада. Так, в неограниченном пространстве спираль распада вращается вместе с потоком и закручена против потока, а в расширяющемся канале — напротив, спираль закручена по потоку. Кроме того, спиральный распад может переходить в типы закрытый и открытый пузырьковый. Четкая форма спирального распада может наблюдаться в

вихревой камере с тангенциальным подводом в закрученной струе, которая истекает в пространство.

Теория концентрированных вихрей оперирует такими наиболее простыми идеализированными объектами (научными абстракциями) для представления вихревых структур, как вихревая пелена (одномерная), бесконечно тонкая вихревая нить и ее двумерный аналог — точечный вихрь (двухмерна), бесконечно тонкое вихревое кольцо конечного диаметра — замкнутая вихревая нить, вортон (трехмерная структура), а к более сложным объектам теория относит ненулевые пространственные завихренности.

Обобщение результатов и исследований параметров распада вихревой структуры в вертикальной вихревой камере, где спиральные вихревые структуры формируются вращающимся дном как генератором завихрений, выполненное авторами [118] на основе данных работ [125–128] в форме номограммы (карты) режимов распада вихря в координатах Re и отношения высоты (длины) вихревой трубы к ее радиусу R , приведено на рис. 3.3.

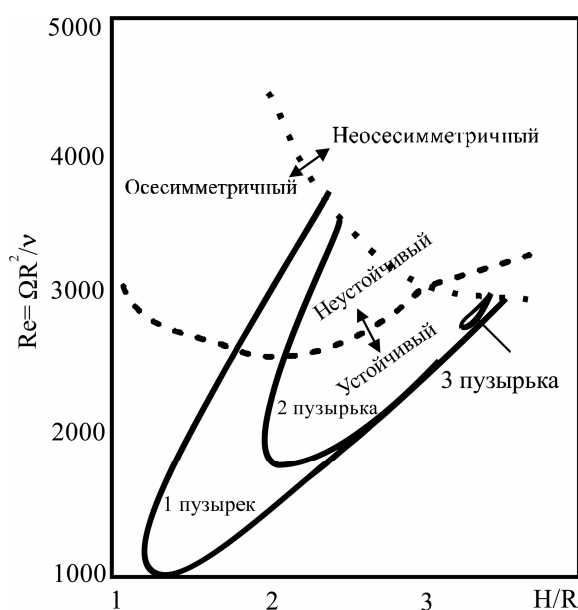


Рис. 3.3. Карта режимов распада вихря для экспериментов в сосуде с вращающейся крышкой согласно [118].

Анализ номограммы показывает, что для вихревой трубы, высота H которой равна не более, чем нескольким радиусам R , обеспечивает соотношение $H/R \leq 3-4$ при величине $Re \leq 3000$, характерной для переходного режима и зарождения флук-

туаций при формировании турбулентного течения, распад вихревой структуры происходит согласно пузырьковой модели, а при турбулентном режиме $Re \geq 3000$ наблюдается осесимметричный распад вихря ($H/R \leq 2-3$) и неосесимметричный распад ($H/R \geq 4$).

Величина параметра $Re \approx 3000$ соответствует не только переходному режиму ламинарного течения, в котором флуктуации формируются в недостаточном для турбулизации всего потока количестве (в турбулентный режим), но и является границей перехода вихревой структуры в нестабильный режим. На основе анализа номограммы можно говорить также и о том, что с увеличением длины вихревой трубы при повышении параметра Re более характерным будет распад вихревой структуры по неосесимметричной модели, что соответствует представлениям о стабильности вихревой спиральной структуры в границах длины вихревой трубы в несколько калибров, и в этом случае возможно применение модельных упрощений вихря как пространственной спирали, а также нестабильности вихря и его распада на больших длинах вихревых труб.

Номограмма косвенным образом подтверждает тезис о том, что все реальные течения в технике фактически являются турбулентными, а сами турбулентные течения, как совокупность хаотичных флуктуаций, завихрений и диссипаций потока в некоторой области могут представлять собой последствия распада вихревой структуры по неосесимметричной модели при $Re > 3000$ и $H/R > 3-4$.

3.2. Аэродинамический расчет циклонных устройств

Существующие на сегодняшний день методики расчета циклонных устройств на основе аэродинамических представлений о вихревом потоке в основном являются полуэмпирическими, полученными за счет обобщения экспериментальных данных методиками, которые позволяют аппроксимировать величину теплоотдачи к стенкам вихревой камеры следующей обобщенной зависимостью:

$$Nu = A \cdot Re^B,$$

где A , B — полуэмпирические коэффициенты, а для определенных случаев в аппроксимационное уравнение добавляется сомножитель Pr^C , где C также некоторая константа, зависящая от условий работы вихревого устройства и его геометрии. Рассмотренные методы расчета получили наибольшее распространение в связи с использованием уравнений движения турбулентного потока [97].

В ряде работ, например в [129], использованы интегральные соотношения для пограничного слоя в совокупности с эмпирическими законами задания профиля скорости или нарастания толщины струи. Указанный метод применялся для решения динамической задачи в пристенных зонах у торцевой или боковой поверхностях. Впервые в [130] предложена схема расчета циклонного вихревого течения, как полой вращающейся турбулентной струи, обращенной пограничным слоем к оси камеры.

Первые методики аэродинамического расчета циклонных устройств основывались на применении уравнений движения идеальной жидкости [131]. В некоторых из этих методик использовались экспериментально установленные коэффициенты потерь напора, в других применяли физические представления о движении жидкости в центробежной форсунке [97], использовали принцип максимального расхода при сохранении вдоль радиуса камеры момента количества движения из уравнения Бернулли [132]. В [133] отмечена бесперспективность совершенствования физической модели потока в гидравлической постановке задачи из-за грубой схематизации потока.

Развитие получил подход, основанный на применении уравнения Бернулли для движения жидкости в спиральной камере [134], однако данный метод не получил распространение, поскольку требовал предварительного определения некоторых функциональных зависимостей от геометрических и конструктивных параметров циклонного устройства.

Прогноз эффективности поперечного оребрения струйно-вихревого теплообменника в виде лопастей в форме винтовой крыльчатки возможен на основе расчетного графика (рис. 3.4) [119].

Анализ представленного графика показывает, что в зависимости от соотношения диаметра ступицы и диаметра лопастей аксиального завихрителя (рис 3.4.) угол наклона лопаток φ , обеспечивающий максимальную эффективность крутки находится в диапазоне $45\text{--}60^\circ$, иначе говоря, с ростом диаметра лопаток и при уменьшении диаметра ступицы аксиального завихрителя максимальное значение крутки возрастает по абсолютной величине в пределах $0,2\text{--}0,8$ (20–80 % соответственно) с достижением этих показателей при смещении максимального угла в сторону больших величин, а следовательно, эффективность крутки определяется только величиной угла закрутки лопаток аксиального завихрителя φ .

Такой вывод хорошо коррелируется с распределением эффективности теплообмена при варьировании углов натекания на цилиндрическую поверхность (в частности, на наружную стенку трубчатых рекуперативных теплообменников).

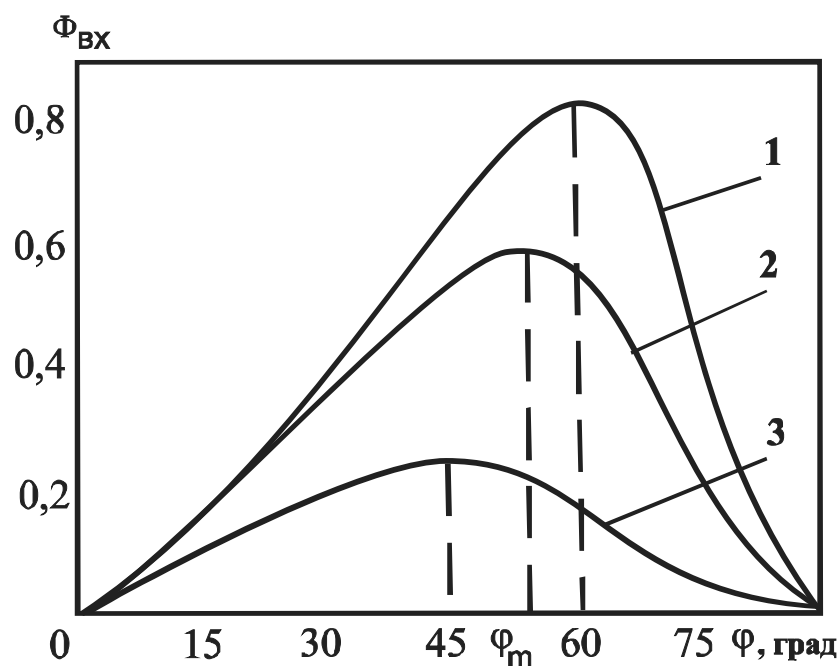


Рис. 3.4. Интенсивность частичной закрутки потока $\Phi_{вх}$ лопастями аксиального завихрителя с углом закрутки φ , радиусом лопастей r_1 радиусом ступицы r_0 с прямыми лопатками [119]: 1 — $r_0 = 0,5; r_1 = 0,9$; 2 — $r_0 = 0,65; r_1 = 0,9$; 3 — $r_0 = 0,5; r_1 = 0,8$.

3.3. Методика исследования

Исследование работы струйно-вихревого рекуператора с активными гидрогазодинамическими режимами проводилось на физической модели (холодном стенде) с

последующим CFD-моделированием процессов теплообмена на воздушной стороне рекуператора в научно-практическом комплексе SolidWorks Flow Simulation. Физическая модель (ФМ) была выполнена в компоновке согласно конструкции рекуператора [84] из оргстекла (Plexiglass[®]), лопасти в форме винтовой крыльчатки выполнялись из ABS-пластика методом стереолитографического прототипирования (3D-печати) с допусками до 0,1 мм при минимальной шероховатости. Прецизионное изготовление ФМ и ее компонентов по допускам- посадкам в совокупности с последующим CFD-моделированием исследуемых процессов на фактически идеализированной трехмерной твердотельной САД-модели рекуператора, сборка которой отличается посадками «с натягом» и полной воздухоплотностью и бесшовностью, дает возможность получить на выходе математическую модель с минимальными вносимыми погрешностями за вычетом погрешности измерения (погрешность прибора) и погрешности, вносимой самим исследователем в форме погрешности выбранного метода.

При численном CFD-исследовании модели в среде SolidWorks почти идеальные условия исследования ФМ были уточнены за счет задания нелегированной стали 10/20 как материала изготовления лопастей в форме винтовой крыльчатки, наружной нагреваемой трубы рекуператора и внутренней воздушной перфорированной спирально трубы, а также введения параметра шероховатости стенок, согласно [135] чем была достигнута высокая степень сходимости полученных данных CFD-моделирования с работой струйно-вихревого рекуператора в реальных условиях.

Таким образом, в самом методе исследования для решения предлагаемой научно-практической задачи была изначально заложена возможность сокращения цикла НИР/НИОКР для производства нового наукоемкого изделия, сокращение капитальных затрат на изготовление промышленного образца и его сертификационные испытания.

Выбор стали 10/20 в качестве материала для CFD-модели рекуператора обусловлен материаловедческими предпосылками, а именно: согласно диаграмме состояния железо—углерод, указанная сталь является доэвтектической и при высоких температурах для нее не происходят процессы закалки деталей, при которых в изде-

лиях возникают специфические термические напряжения и могут наблюдаться термические деформации. Это явление для струйно-вихревого теплообменника с установленной соосно наружной нагреваемой трубе, которая фактически опирается на внутреннюю стенку наружной нагреваемой трубы внутренним поперечным оребрением в форме лопастей может стать причиной выхода рекуператора из строя либо серьезной поломки.

Расчет ФМ на основании принятых соотношений H/D [84] проводился для внутренней воздушной перфорированной вставки с количеством перфорированных сопел 12 и 36. Измерение граничных условий (параметров на входе и выходе) при аэродинамических исследованиях ФМ выполняли в течении 100 с по три раза для каждого конструктивного исполнения ФМ (количество сопел, размещение лопастей), при этом число лопастей варьировалось от 1 до 6. Размещение такого поперечного оребрения выполнялось в виде равномерного размещения лопастей в форме винтовой спиральной крыльчатки с прямыми лопастями вдоль продольной оси ФМ. Полученные данные усредняли и вводили в CFD-модель SolidWorks для задания ее граничных условий.

Температура нагрева наружной нагреваемой трубы варьировалась в диапазоне 100–400 °C с шагом 100 °C. На ФМ также проводилась визуализация протекающих в системе процессов путем введения в рабочее пространство ФМ белого дыма из раствора на основе глицерина, производимого специализированной дымовой машиной Chauvet Shurricane 700 (производство США), применяемой в киноиндустрии для создания эффектов. Имитационное моделирование процессов в ФМ проводили для различных вариантов ее конструктивного исполнения по числу перфорированных сопел и лопастей.

Научно-практический программный комплекс SolidWorks Flow Simulation был выбран для численного исследования и CFD-моделирования работы струйно-вихревого рекуператора по следующим соображениям. Этот комплекс позволяет оперировать твердотельными САД-моделями сразу после их выполнения программными средствами SolidWorks, не требует, в отличие от Flowvision компании ООО «Тэсис» (РФ), создания в отдельной программной САД среде твердотельной модели

(фактически моделируемой детали) и ее импорта в формат для стереолитографии STL, с которым в дальнейшем и работает вычислительное ядро программы Flowvision (так называемый «решатель»). К недостаткам SolidWorks с точки зрения программирования научных CFD-моделей можно отнести скрытый алгоритм задания расчетных микрообъемов исследуемого пространства (cell), поскольку программа сама выбирает размер, форму расчетных ячеек, а также те места модели, где требуется их «сгущение», уплотнение ячеек для управления точностью моделирования. Именно на основе этого программа SolidWorks и была отнесена к научно-практическим пакетам. Сугубо научные, а не только конструкторские CAD-программы, такие как ANSYS и Flowvision, требуют «сгущения» микрообъемов вручную, Flowvision (и ANSYS) требуют совместимых с ними CAD-пакетов, файлы, которые необходимо импортировать в формате STL, часто содержат ошибки кодирования и требуют внесения исправлений в их геометрию также во внешних программах.

В SolidWorks Flow Simulation движение и теплообмен среды моделировали с помощью уравнений Навье-Стокса, которые описывают законы сохранения массы, импульса и энергии среды в нестационарной постановке задачи:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) &= 0, \\ \frac{\partial (\rho u_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_k} &= S_i, \\ \frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho E + P) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i &+ \frac{\partial}{\partial x_k} = S_k u_k + Q_H, \end{aligned}$$

где t – время; u – скорость текучей среды; ρ – плотность текучей среды; P – давление текучей среды; S_i – внешние массовые силы, которые действуют на единицу массы текучей среды: $S_{i\text{pirous}}$ – действие сопротивления пористого тела, $S_{i\text{gravity}}$ – действие гравитации, $S_{i\text{rotation}}$ – действие вращения системы координат: $S_i = S_{i\text{pirous}} + S_{i\text{gravity}} + S_{i\text{rotation}}$; E – полная энергия единичной массы текучей; Q_H – тепло, выделяемое источником тепла в единичном объеме текучей среды.

Кроме того, были использованы уравнения состояния компонентов текучей среды и эмпирические зависимости для вязкости и теплопроводности этих компонентов. Для моделирования турбулентных течений систему уравнений. Для моделирования турбулентных течений уравнения Навье-Стокса подвергали осреднению по параметру Re . Таким образом, учитывали осредненное влияние турбулентности на параметры потока при малом временном масштабе, а для давления, скоростей, температуры продолжительные изменения учитывали за счет введения соответствующих производных по времени. Для замыкания полученной системы уравнений в SolidWorks применяются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации а рамках так называемой $k-\epsilon$ модели турбулентности.

Численное исследование и CFD-моделирование для всех конструкций ФМ было проведено в SolidWorks с установкой максимальной точности моделирования, что соответствует программному ограничению в 8 циклов по 239 итерациям уравнения Навье-Стокса. Основным допущением при создании численной модели работы струйно-вихревого рекуператора конструкции [84] было предположение о том, что характер линий тока и углы истечения импактных струй будут сохраняться при различных температурах нагрева наружной нагреваемой трубы.

На основе этого предположения были выбраны параметры численного исследования, а именно: CFD-моделирование проводили с количеством ячеек охлаждающего воздуха в модели Fluid cells > 260000 до 100000 штук, неполных ячеек (вследствие «сгущения») Partial cells > 150000 штук, объемы численных CFD-исследований были ограничены величиной 300–400 итераций после проведения моделирования для конструкции с одной лопастью на конце внутренней воздушной перфорированной по спирали трубы [84] с числом итераций 1500–1700 (~7,9 цикла) длительностью 32–35 часов машинного времени. Температура нагретого воздуха на выходе из струйно-вихревой системы измерялась цифровым дифференциальным манометром-термоанемометром DT-8920 с трубкой Пито-Прандтля. Величина погрешности измерения температуры $\pm 1^\circ\text{C}$.

Обработка данных численного CFD-моделирования аэродинамики работы струйно-вихревого рекуператора проводилась на основе расчета обобщенных критериев (комплексов) теории подобия Nu и Re без учета критериев Pr и Gr , поскольку режим течения был принят как свойственный техническим системам — турбулентным, а конвекция — принудительной. Для того, чтобы аналитически выразить зависимость между критериями подобия Re , Nu как функцию $Nu = f(Re)$, результаты экспериментов изображали графически нанесением на график значений $LgNu$, $LgRe$ с последующей аппроксимацией полученного массива точек полиномом первой степени (прямой) вида $y = kx + b$. Уравнение прямой получают логарифмированием обеих частей уравнения $Nu = C Re^n$ с получением уравнения прямой в логарифмических координатах $LgNu = LgC + n LgRe$, где n — показатель степени, который является угловым коэффициентом прямой линии ($n = \lg \varphi = k$). Величина LgC представляет собой коэффициент b уравнения прямой линии $y = kx + b$. Путем несложных преобразований уравнений $LgNu = LgC + n LgRe$ по правилам операций с логарифмами получали зависимость между критериями (комплексами) подобия для различного исполнения ФМ струйно-вихревого рекуператора в программном пакете MS Office Excel 2003 опцией «добавить линию тренда».

3.4. Результаты CFD-моделирования струйно-вихревого рекуператора

Для исследований струйно-вихревого рекуператора ФМ была выполнена в следующих конструктивных исполнениях (рис. 3.5.) в зависимости от числа лопастей и перфорированных по спирали сопел.

Для определения пределов аппаратных мощностей расчетного комплекса (ПК процессор Core i7 3770 к 8 ядер, 16 Гб ОЗУ) и целесообразности расчетов CFD-модели с точностью более 300–400 итераций для конструкции с 1 лопастью и 12-ю соплами было проведено численное исследование длительностью более 7 циклов (≥ 1500 итераций). Необходимо учитывать, что это исполнение рекуператора требует, очевидно, значительно меньшего количества расчетных ячеек (микрообъемов) для достижения заданной точности из-за простоты конструкции.

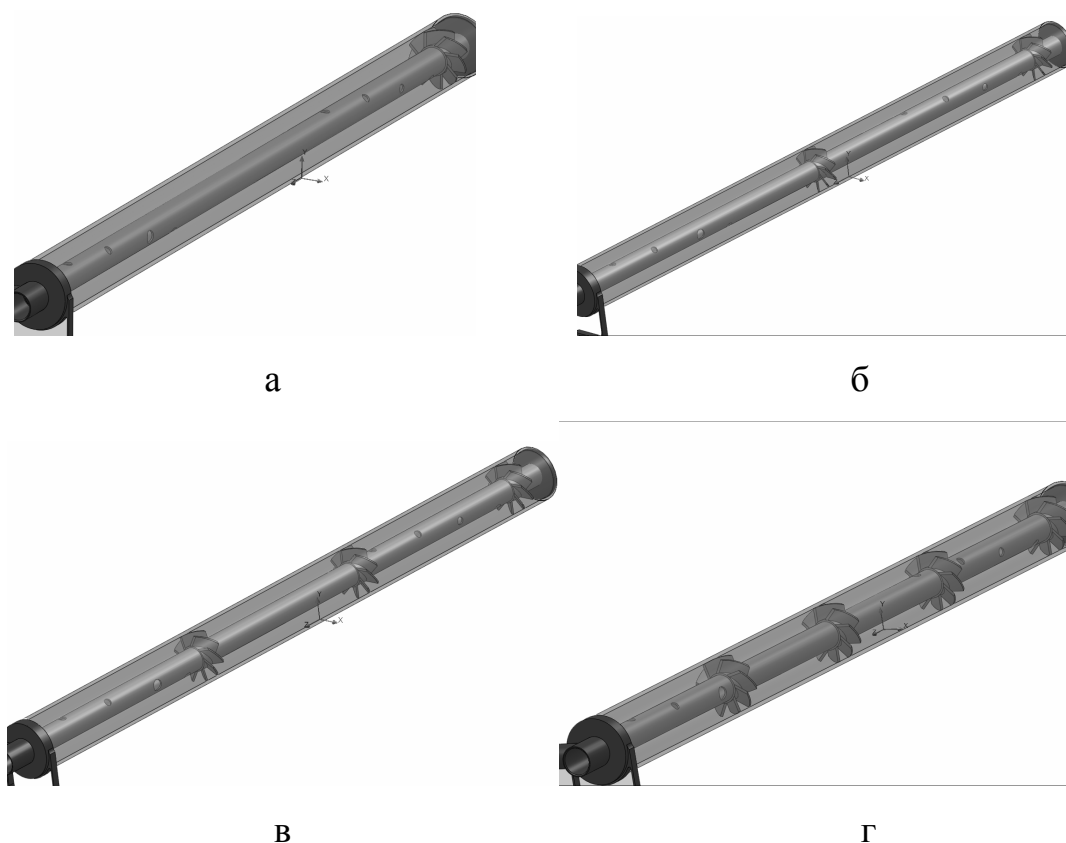


Рис. 3.5. Исследуемые конструктивные исполнения ФМ струйно-вихревого рекуператора: а — 1 лопасть, 12/36 сопел; б — 2 лопасти, 12/36 сопел; в — 3 лопасти, 12/36 сопел; г — 4 лопасти, 12/36 сопел.

При сравнении графиков изменения скорости, давления, температуры жидкости и Pt для исполнения — 1 лопасть/36 сопел (рис. 3.5, а) видно, что характер истечения импактных струй (*impinging jets*) и траектория турбулизированного вихря этих струй в форме пространственной спирали одинакова для расчетов 300 и 1500 итераций, разница температур воздуха на выходе струйно-вихревого рекуператора для этих расчетов находится в районе погрешности дифманометра DT-8920 для инструментального измерения температуры, применяемого для измерения параметров ФМ и задания на их основе граничных условий для CDF-модели.

При анализе распределения поля температур вдоль рабочего пространства рекуператора (рис. 3.6) видно, что за счет формирования обратных вихрей на начальном участке (ближе к входу в рекуператор) можно наблюдать разогрев этих вихрей практически до температуры нагретой стенки. Причину появления такой зоны разогрева можно выявить, обратившись к изометрии модели с нанесенными на ней линиями тока (импактными струями и вихрями) (рис. 3.6, в), на котором одновременно

представлен окрашенный в цвета температур воздуха продольный разрез CFD-модели, для наглядности выполненный объемным за счет выпуклостей, образованных импактными струями и завихренностями.

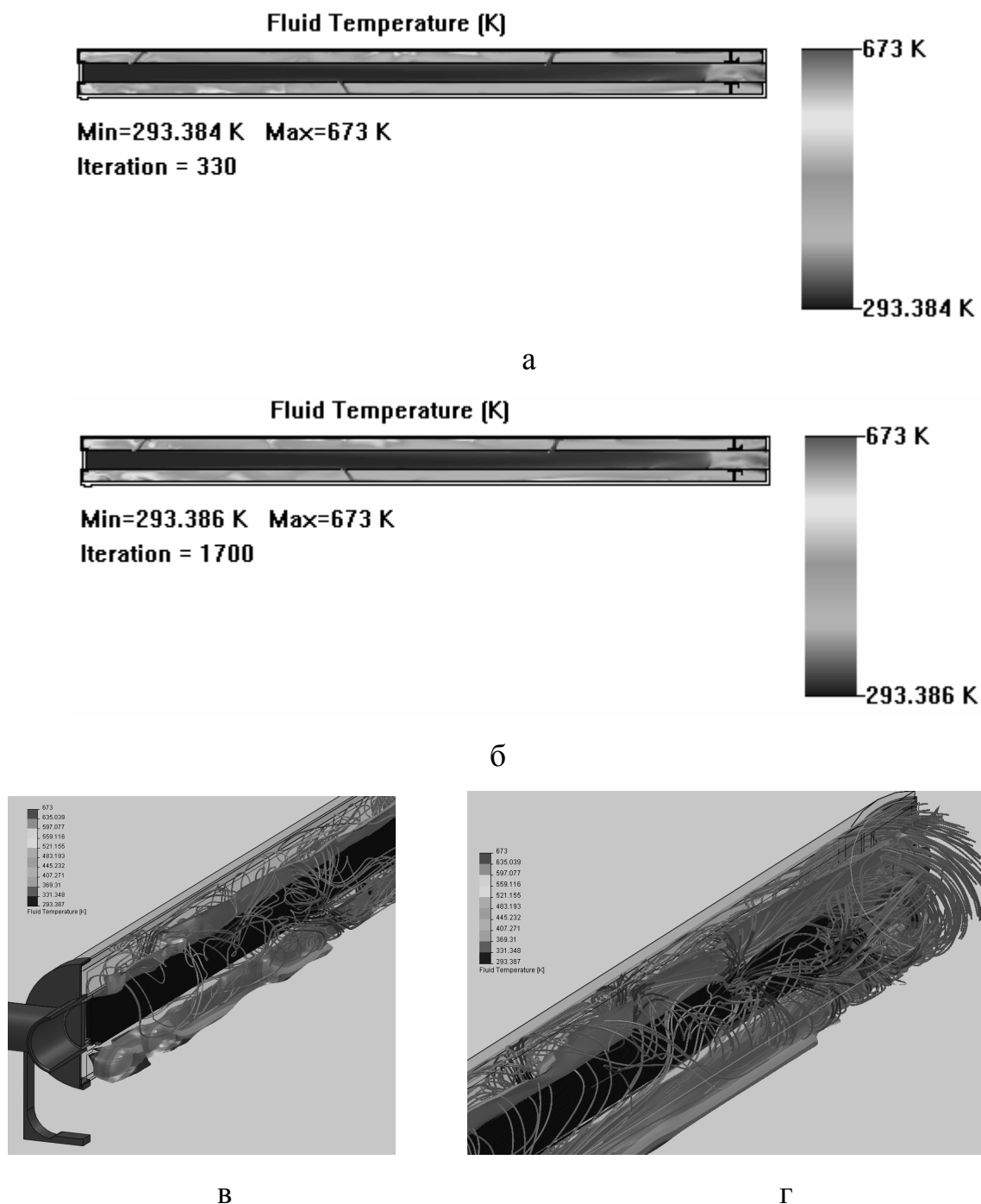


Рис. 3.6. Результаты CFD-моделирования работы рекуперативного теплообменника с одной лопаткой и 36 соплами при 300 (а) и 1700 (б) итерациях расчета уравнения Навье-Стокса, в, г — разрез изометрии с визуализацией линий тока и температурных полей в продольном разрезе CFD-модели на входе и выходе соответственно.

При рассмотрении рис. 3.6, в становится понятным, что формирование зоны локального разогрева воздуха в зазоре между наружной нагреваемой трубой и внут-

ренной воздушной перфорированной трубой на «начальном» участке модели рекуператора связано с формированием обратных вихрей. Формирование вихревого потока с пространственной спиральной структурой не наблюдается на этом участке, напротив, формируются локальные зоны перегретого воздуха (рис 3.6, а), которые со временем соединяются в протяженный фронт воздуха с полем температур 530–690 К.

Строго говоря, спиральной вихревой структуры разогретого потока на изометрии CFD-модели мы не наблюдаем на всей длине рекуператора, значительная крутка потока видна при непосредственном приближении потока к лопастям на конце рекуператора и на выходе из них. Именно лопасти придают турбулизированному потоку не только поступательное, но и отчетливо вращательное движение, закручивая поток под углами, оптимальными для обеспечения максимальной эффективности конвективного теплообмена с нагретой наружной стенкой теплообменника.

При анализе характера распределения температур воздуха на продольном разрезе рекуператора (рис. 3.6. а, б) видно, что поток в рабочем пространстве все-таки представляет собой спиральную вихревую структуру, синусоиду с большим периодом и «размазанными» максимумами которые представляют собой локальные зоны с высокими температурами разогрева воздуха (до 690 К). Эти «максимумы» расположены зеркально относительно струй, участвующих в их формировании. Импульсные струи из этих сопел попадают в продольный вертикальный разрез CFD-модели и отчетливо видны благодаря своей низкой относительно общего нагретого потока температурой.

Забегая вперед, можно сказать, что все типы конструктивного исполнения исследуемого струйно-вихревого рекуператора при моделировании проявляют свойства такого спирального вихревого потока разогретого воздуха, который отмечен при анализе данных указанного выше рисунка.

3.4.1. Результаты CFD-моделирования при параметре $H/D \leq 3$

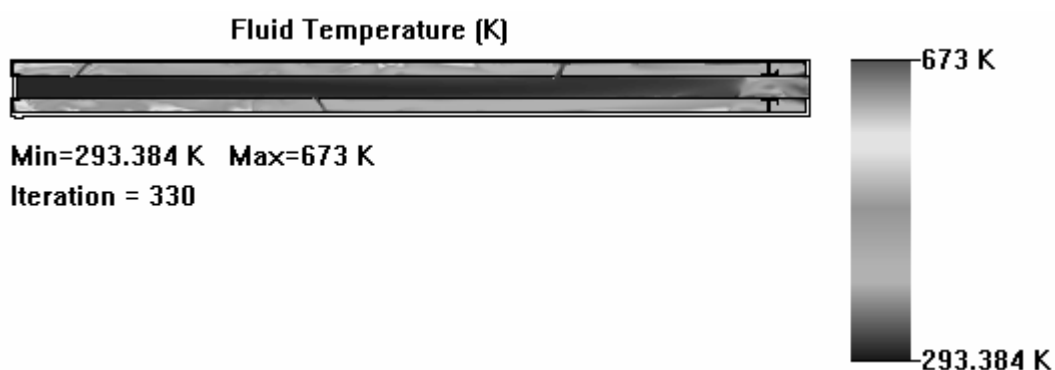
При аэродинамическом расчете отношение высоты зазора H между внутренней воздушной перфорированной по спирали трубой и наружной нагреваемой трубой к

диаметру сопла D равно 13 перфорированным соплам. Существуют различные способы пространственного размещения перфорированных круглых сопел. Если говорить об аэродинамическом расчете воздуховода с соплами [69], то для обеспечения равномерности раздачи воздуха из них возможно выполнение сопел в виде отверстий различного диаметра по длине перфорированной воздушной вставки либо изготовление щелевого отверстия с переменной по длине воздуховода шириной, также возможно нерегулярное (случайное стохастическое) расположение перфорированных сопел.

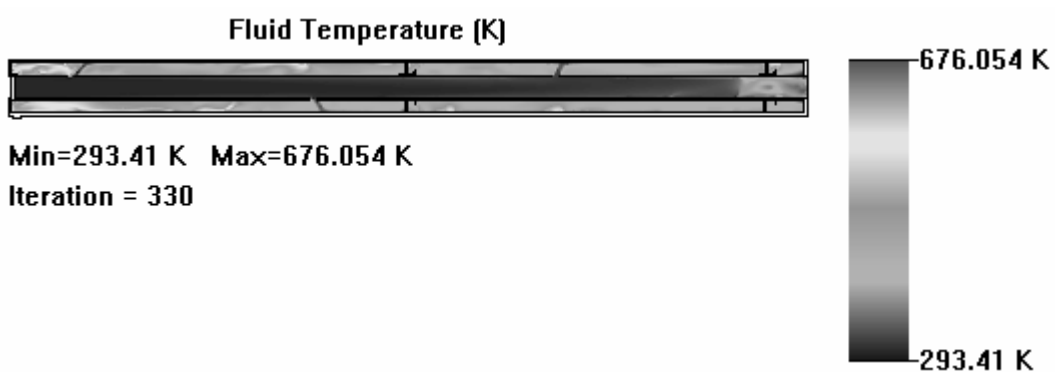
Очевидно, что в технике, особенно при крупносерийном либо массовом типе производства, применение щелевых сопел переменной ширины и стохастическое распределение круглых сопел переменного по длине воздуховода диаметра не может быть целесообразным. Кроме того, непосредственно при аэродинамическом расчете щелевых и круглых сопел возникают сложности, связанные с неприменимостью известных в аэродинамике методик расчета воздухопроводов и отсутствием номограмм для таких расчетов. Это связано с тем, что, например, в системах вентиляции минимальный размер воздуховода начинается от 100 мм, поэтому для экспериментов на ФМ с последующим созданием CFD-модели применялись сопла круглой формы одинакового диаметра с регулярным расположением по длине воздушной перфорированной по спирали трубы.

Для численного исследования рекуператора с параметром перфорированной вставки $H/D \leq 3$ расчетное число сопел было уменьшено до 12 по следующим соображениям. Во-первых, для достижения научно-практических целей исследования необходимо проверить влияние неравномерности расположения сопел на термическую стойкость и работоспособность системы, проверить, возникают ли внутри воздушной перфорированной трубы зоны перегрева, критические для работы системы. Во-вторых, очевидным является и то, что сопло, расположенное у заглушенного конца перфорированной трубы, и истекающие из него холодные струи будут охлаждать («захлаживать») нагретый отходящий воздух, идущий внешним потребителям от рекуператора (блоки горелочных устройств либо следующие рекуперативные секции), поэтому в научных целях из CFD-модели это 13-е сопло было исключено

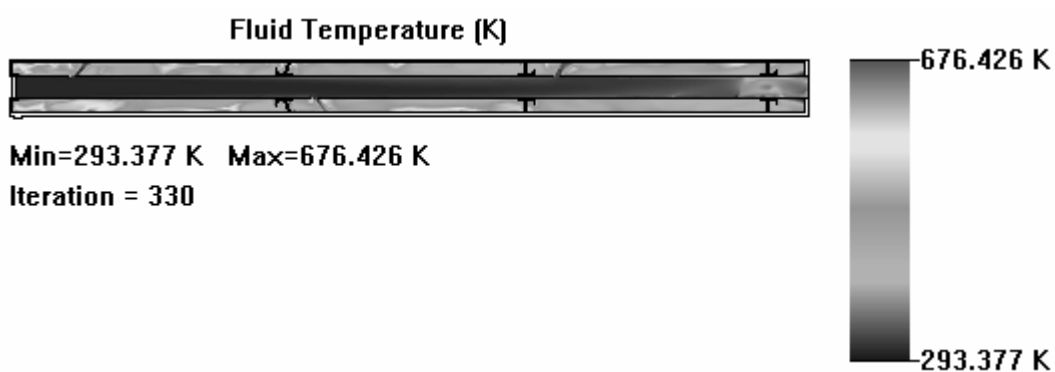
(закртыо телом лопасти в форме винтовой крыльчатки). Результаты численного исследования процессов, протекающих на воздушной стороне рекуператора конструкции [84], приведены на рис. 3.7.



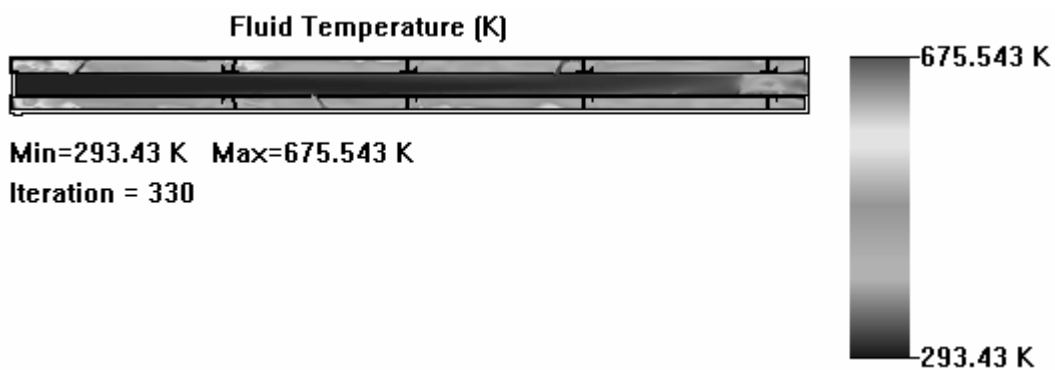
a

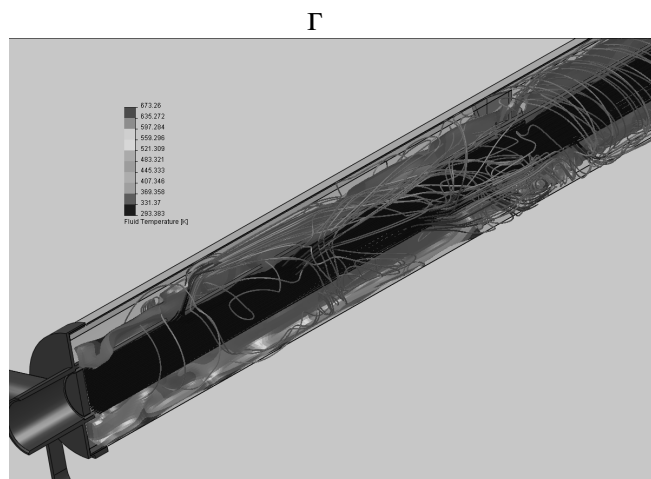


б



B





Д

Рис. 3.7. Структура вихревых турбулизированных потоков в рабочем объеме CFD-модели струйно-вихревого рекуператора $H/D \leq 3$ при температуре нагрева наружной стенки 673 К (400 °С).

Анализируя температуры и траектории нагретого воздуха для различных конструктивных исполнений струйно-вихревого рекуператора, можно отметить, что при минимальном количестве лопастей (1 шт.) на начальном участке (на входе рекуператора в торцевой части) за счет формирования обратных вихревых турбулизированных течений появляется зона локального разогрева воздуха до температур ~ 500 – 600 К при температуре наружной стенки рекуператора 673 К (рис. 3.7, а). Данная зона повышенного разогрева присутствует во всех типах конструктивного исполнения ФМ и минимально занимает около $1/3$ длины теплообменника.

При однолопастном исполнении рекуператора (рис. 3.7, а) можно наблюдать формирование закрученного спирального потока разогретого воздуха, имеющего в разрезе симметрию, близкую по форме к синусоиде относительно оси рекуператора с «размазанными» максимумами и одновременным появлением локальных зон нагрева в них. При этом спиральная структура (синусоида траекторий линий тока) выглядит «рваной», а не целостной пространственной спиралью, имеющей промежутки. Близкая к правильной синусоидальная симметрия траекторий движения нагретого воздуха формируется с повышением числа лопастей, и при трех лопастях (рис. 3.7, в) четко видны чередующиеся «максимумы» с зонами разогрева и «минимумы» с температурами нагрева воздуха 300–400 К.

При увеличении числа лопастей до 4 штук (рис. 3.7, г) наблюдаемая цикличность движения линий тока, синусоида, в объеме представляющая собой пространственную спиральную вихревую структуру, распадается на локальные зоны разогрева, сконцентрированные непосредственно за лопастями завихрителями. Если объединить эти локальные зоны разогрева, то можно увидеть, что частота экстремумов синусоиды для исполнения (рис. 3.7, г) повысилась при увеличении числа завихрителей на внутренней воздушной перфорированной трубе.

Если рассмотреть структуру потока в рекуператоре с 3 лопастями при температуре нагретой наружной стенки 673 К (рис. 3.8.), можно видеть, что дополнительный разогрев воздуха происходит при закручивании потока лопастями. Кроме того, можно наблюдать, как повышается плотность линий тока по ходу движения воздуха за счет повышения степени крутки воздуха лопастями и на выходе рекуператора. Между второй и третьей группой лопастей этот увеличившийся объем как бы сжимается, разогреваясь и увеличивая скорость подобно сжатию пара турбины между ее воздушными вращающимися решетками.

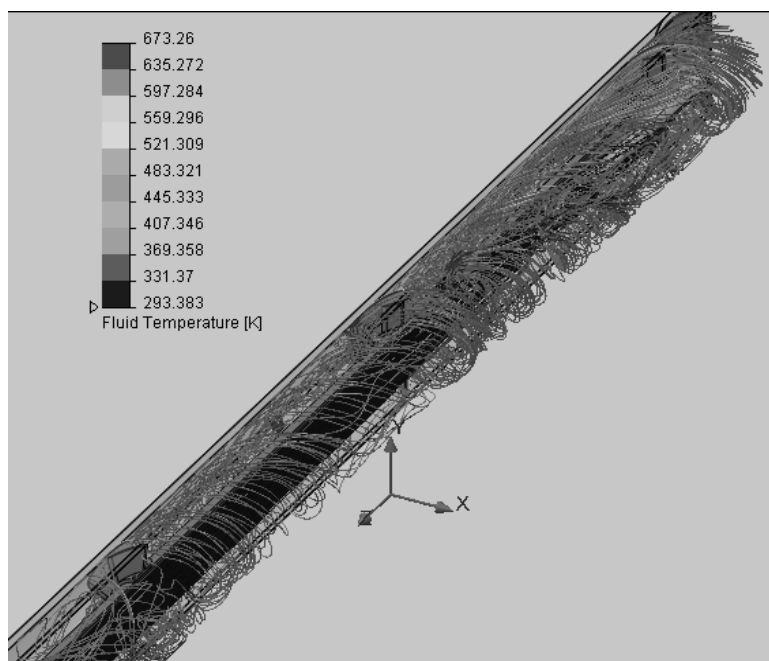


Рис. 3.8. Структура линий тока для исполнения физической модели рекуператора с тремя лопастями и 12 соплами.

Возникают пульсации энергии, плотности, скорости и как следствие, температуры нагрева воздуха в рекуператоре. Эти пульсации, похожие на каверны, можно

наблюдать при изучении распределения параметра Pr на изометрии CFD-модели струйно-вихревого теплообменника с тремя лопастями и 12 соплами (рис. 3.9). Наблюдается как бы наложение нескольких вихрей друг на друга, вихря, сформированного спиральным размещением перфорированных сопел внутренней воздушной перфорированной трубы и нескольких вихрей, имеющих повышенную степень крутки за счет прохождения неподвижного оребрения. Возникает эффект синергии при взаимодействии совокупности всех вихревых турбулизированных структур, сгенерированных в струйно-вихревом рекуператоре.

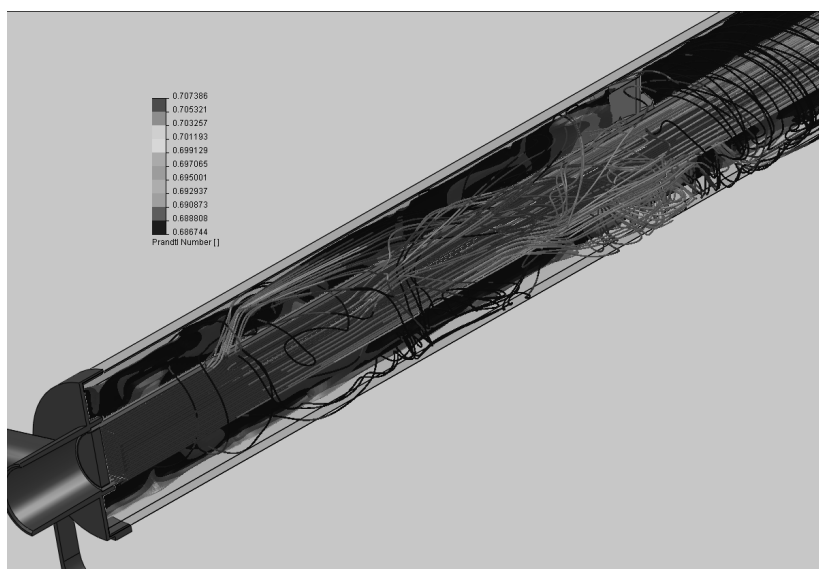


Рис. 3.9. Изменение параметра Pr по длине рекуператора.

Необходимо также учитывать, что согласно теории концентрированных вихрей, вихри обладают свойством генерировать колебания за счет неустойчивости своей пространственной структуры. Неустойчивость вихревой структуры можно наблюдать на примере смерча, который изгибается, меняет углы наклона, постоянно перемещается. Если представить вместо вихря колеблющуюся натянутую струну, то создаваемые ее колебаниями волны будут иметь определенные показатели амплитуды, периода и частоты колебаний, иными словами, струна будет пульсировать. При наличии нескольких струн генерируемые ими волны будут либо осциллировать, усиливать колебания друг-друга, либо подавлять, если периоды колебаний совпадают либо находятся в противофазе (рис. 3.10.).

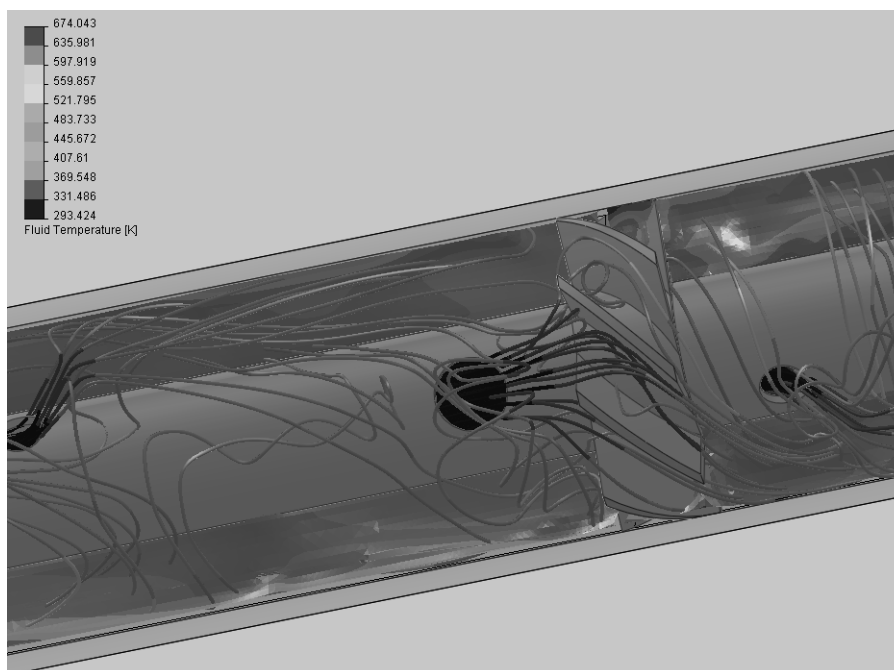


Рис. 3.10. Распределение температур в рабочем пространстве рекуператора, исполнение 4 лопасти/12 сопел, температура нагретой стенки – 673 К (вид на первую лопасть).

На рис. 3.9. видны пульсации энергии в потоках воздуха, хорошо видны флуктуации P_t перед неподвижными лопастями оребрения. Эти флуктуации энергии могут означать, что на преодоление оребрения расходуется значительное количество энергии (скорости) потока. Можно предположить, что наложение пульсаций энергии (скорости) нескольких сформированных в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора вихревых спиральных структур и является причиной того, что «размазанная» синусоида по мере увеличения числа неподвижных лопастей оребрения приобретает более ярко выраженный характер, протяженные области разогрева дробятся на локализованные за лопастями оребрения разогретые турбулизованные флуктуации (рис. 3.10.), характерные для отрыва турбулизованного течения при обтекании так называемого плохо обтекаемого тела, что можно наблюдать, например, в авиации при обтекании крыла самолета либо в лабораторных условиях.

Анализ линий тока, локализации флуктуаций и распределения температур на начальном участке рекуператора, изображенных на рис. 3.10, для исполнения ФМ с 4 лопастями показывает, что истечение импактных струй с параметром $H/D \leq 3$ при

спиральном расположении сопел не формирует ярко выраженную спиральную пространственную структуру вихря.

Импактные струи истекают под острыми углами, натекая на нагретую поверхность, что позволяет обеспечить близкую к максимальной температуру разогрева струи в точке удара потенциальным ядром о нагретую поверхность наружной нагреваемой трубы рекуператора (рис. 3.11), разбиваясь о нее с формированием потока с поступательным и вращательным движениями, а также обратного потока.

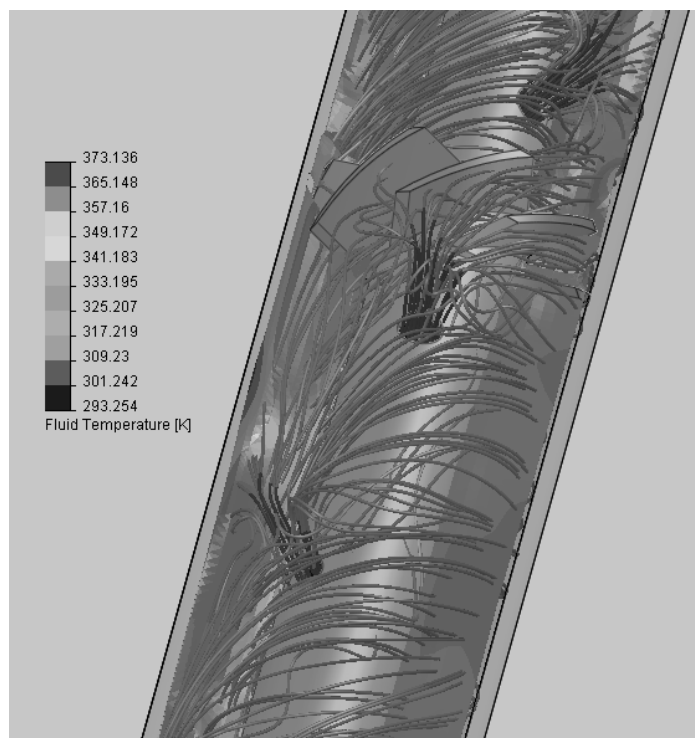


Рис. 3.11. Зона локального разогрева воздуха в месте удара импактной струи о нагретую поверхность (исполнение — 4 лопасти/12 сопел, температура нагретой стенки 373 К).

Закрученный общий турбулизованный вихрь в дальнейшем формируется в зазоре между нагреваемой трубой и внутренней перфорированной по спирали трубой при прохождении сформированного из импактных (ударных) струй потока воздуха через неподвижные оребрения (лопасти), которые придают ему дополнительно вращательное движение, повышают степень крутки потока, участвуют в дополнительном разогревании вихря при прохождении его частей между лопастями неподвижных завихрителей, разогреваемых, в свою очередь, от нагретой наружной трубы рекуператора. Этот разогрев особенно четко прослеживается на исследуемой CFD-

модели теплообменника, выполненной бесшовной, без зазоров, с посадкой всех сопрягаемых деталей с натягом.

Для количественного анализа процессов, выявленных CFD-моделированием на ФМ струйно-вихревого рекуператора, проанализируем графические зависимости для основных параметров его работы: скорости газа, температуры, радиальной скорости и др.

С точки зрения предложенной ранее модели, когда формирование спиральной трехмерной пространственной структуры потока в рабочем объеме струйно-вихревого рекуператора представляется в виде натянутой струны, которая участвует в двух колебательных процессах. Амплитуды этих процессов (двух волн) представляю собой синусоиды в продольном разрезе как проекции пространственной спирали вихревого движения потока нагреваемого воздуха, а частоты и периоды волн отличаются и взаимно усиливаются либо подавляются.

Рассмотрим конструктивное исполнение ФМ, для которого в процессе работы при температуре 673 К характерно наиболее четко различимое формирование спирального вихря (3 лопасти, 12 сопел), что может свидетельствовать о близости параметров колебаний двух вихрей и их взаимном усилении друг друга. Одним вихрем, формируемым за счет спирального размещения круглых сопел при истечении импактных струй из них, вторым, который формируют поперечные ребрения-лопасти в форме винтовой спиральной крыльчатки с прямыми лопастями при натекании на них сформированного импактными струями турбулизированного вихревого потока.

Графические зависимости получены экспортированием результатов моделирования из системы SolidWorks после визуализации линий тока в CFD-модели. В связи с тем, что программный пакет MS Excel имеет ограничения по объему используемой ядром программы памяти и, следовательно, ограничен объем импортируемых в него данных моделирования (этот предел составляет ~ 6000 табличных строк) и учитывая количество сопел (12 штук), при визуализации линий тока для CFD-модели был принят запрет на возвратное течение линий тока (только поступательное), и число этих линий было принято равным количеству сопел — 12. Таким образом, на графиче-

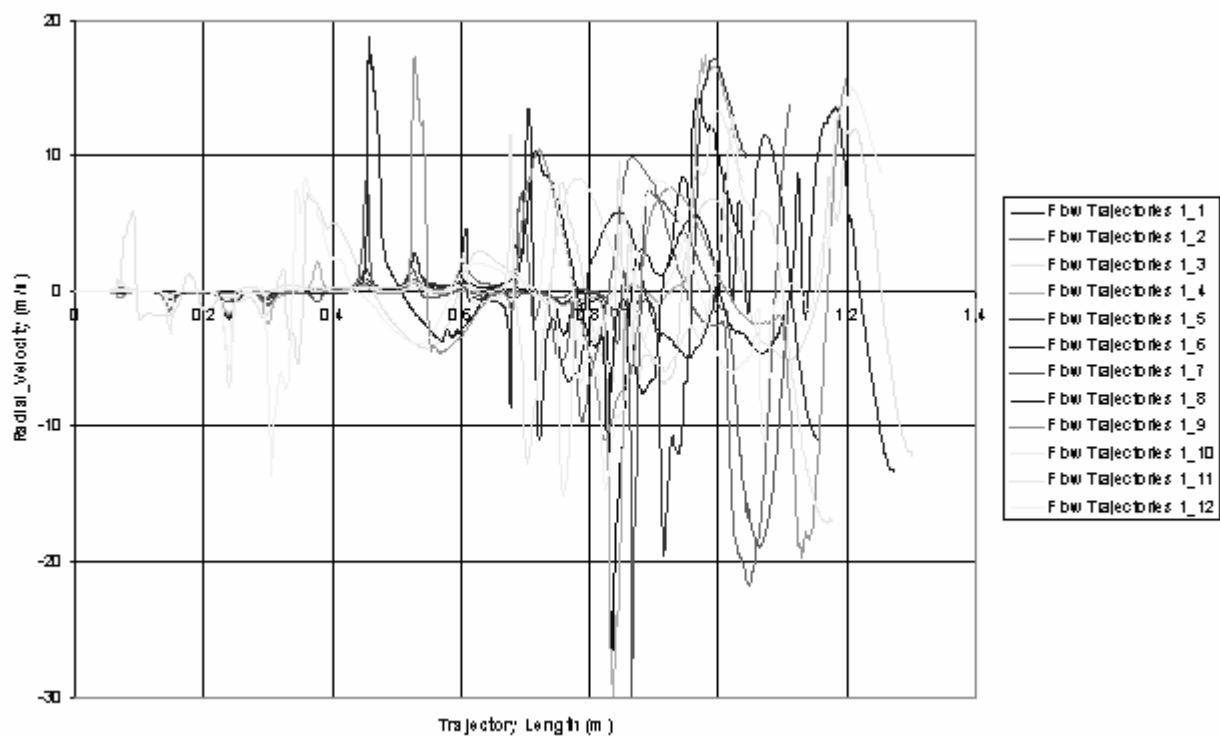
ках можно наблюдать фактическое варьирование параметров процесса для конкретной струи в зависимости от ее длины либо от времени.

При анализе совокупности расчетных кривых изменения температуры, скорости, параметра P_r и плотности потока совокупный процесс можно видеть, как фрактал взаимосвязанных и влияющих друг на друга систем импактных струй и сформированной из них системы спиральных пространственных вихревых структур.

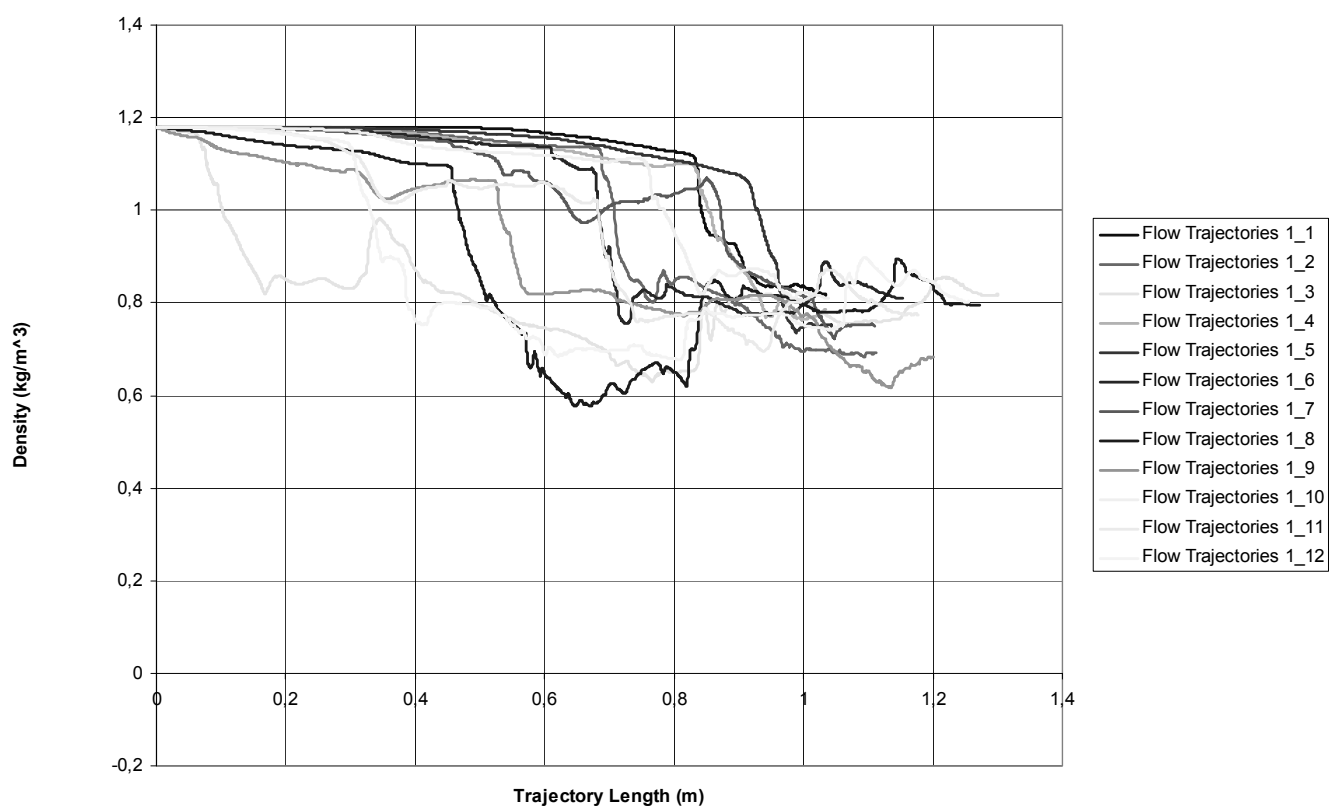
Так, на графике радиальных скоростей (рис. 3.12, а) можно видеть максимумы (острые пики) скорости, соответствующие моменту истечения импактной струи из сопла, и в точке экстремума — удару о нагретую поверхность. Одновременно на некоторых графиках пики имеют срезанные максимумы, при этом срезы соответствуют моменту прохождения импактной струи вдоль нагретой стенки с формированием максимума на продольном разрезе (рис. 3.7) CFD-модели. Другие кривые имеют достаточно плавный (параболический) выход на максимум скорости (удар об нагретую стенку) и большую площадь под кривой по сравнению с графиками, имеющими острые, слегка срезанные пики экстремумов.

Параболические кривые начинают появляться при длинах струй в диапазоне 0,6 – 0,8 м, а при длинах струй $\sim 0,8\text{--}1,2$ наблюдается уплотнение кривых с максимумами, кривые расположены настолько сконцентрировано, что трудно различать их принадлежность к конкретным номерам струй, возникает как бы резонанс пиков радиальной скорости. Причем, если максимумы радиальных скоростей при длинах струй до 0,6 м находятся в диапазоне ≤ 20 м/с, то для длин струй в диапазоне 0,8–1,2 м наблюдаются пиковые радиальные скорости до 30 м/с.

Отрицательные значения скоростей не имеют физического смысла, а само появление отрицательных значений радиальных скоростей связано с автоматическим выбором программой оси абсцисс по оси рекуператора. Таким образом, на графике можно наблюдать развертку спиральной траектории движения нагретого воздуха в рабочем пространстве рекуператора и ее плоскую проекцию в координатах скорости и длины струй.



a



б

Рис. 3.12. Совокупности расчетных кривых зависимости радиальной скорости (а) и плотности разогретого поток воздуха (б) от длины струи.

Графики радиальных скоростей для разных струй обладают очевидным подобием. Появление более пологих параболических кривых максимальных радиальных скоростей можно пояснить следующим образом. При аэродинамическом расчете диаметр сопла зависел от требуемого объемного расхода на входе в перфорированную воздушную трубу. Однако, аэродинамика истечения струй из отверстий в цилиндрической стенке имеет существенные отличия от истечения струй при обдувании перфорированной пластины.

Так, при формировании струй из отверстий в цилиндрической стенке на воздух действуют одновременно динамический напор (характеризующий скорость потока) и статический напор как характеристика геометрии трубного канала. По длине трубы скорость и динамический напор падают (падает скорость потока), а статический напор по длине трубы растет. Это приводит к тому, что первые струи истекают под острыми углами из сопел, а струи в конце цилиндрической стенки трубы истекают под углами, близкими к прямым. Соответственно расход воздуха из последних по длине трубы сопел будет больше, чем для струй вначале трубы. Пологие параболы для максимумов радиальной скорости соответствуют струям из последних сопел воздушной перфорированной по спирали трубы. Кроме того, на эти струи будет оказывать существенное влияние сносящий спиральный вихревой поток, сформированный в зазоре между перфорированной трубой и нагретой наружной трубой, поэтому острые пики радиальных скоростей «размываются», увеличивается площадь под этими кривыми (к расходу из конкретного сопла прибавляется воздух сносящего вихря).

Согласно моделям теории концентрированных вихрей, совокупность графиков изменения радиальной скорости по длине струй представляет собой фрактал, в котором влияние всех возможных факторов (температурных, режимных, конструктивных) на процесс теплоотдачи конвекцией выражается через показатель радиальной скорости, и можно наблюдать определенное сходство рис. 3.12, а как проекции трехмерного спирального пространственного вихря струйно-вихревого рекуператора и модели конического распада вихря [118].

Представляет определенный интерес анализ графиков изменения плотности струй, который дает возможность вскрыть общие закономерности, тенденции возникающей синергии от совместной работы системы струй и формирования из них закрученного спирального вихря (рис. 3.12, б).

Так, на графике виден ярко выраженный пологий протяженный минимум плотности разогретого потока воздуха в форме блюда, которое формируется в диапазоне длин струй 0,45–0,85 м, при этом на графике радиальных скоростей на всей протяженности «блюда» снижения плотности воздуха можно наблюдать несколько пиков скоростей от истекающих из сопел импактных струй, а конец «блюда» совпадает с несколькими острыми пиками максимальных радиальных скоростей 28–30 м/с от импактных струй, после прохождения которых наблюдается повышение плотности воздуха — начинается формирование восходящей стенки «блюда». Разогрев остальных струй и связанное с этим падение плотности, согласно уравнению Бернулли, развивается на графике плотностей менее эффектно и драматично. Тем не менее, подобие всех графиков зависимости плотности потока воздуха от длины струи очевидно. При длинах струй в диапазоне длин 0,85–1,0 м все графики сходятся и амплитуда колебаний достигает минимальных значений.

Появление на графике радиальных скоростей (см. рис. 3.12, а) нескольких острых пиков скоростей с одновременным формированием «блюда» плотностей струй может свидетельствовать о том, что импактные струи при соблюдении параметра $H/D \leq 3$ будут полноценно работать и обеспечивать конвективный теплообмен при ударе о нагретую поверхность несмотря на сносящий вихревой поток, что видно и на визуализациях CFD-модели. Импактные струи будут совместно с вихревым сносящим потоком за счет эффекта синергии участвовать в повышении степени крутки потока и эффективности теплоотдачи в рабочем пространстве рекуператора.

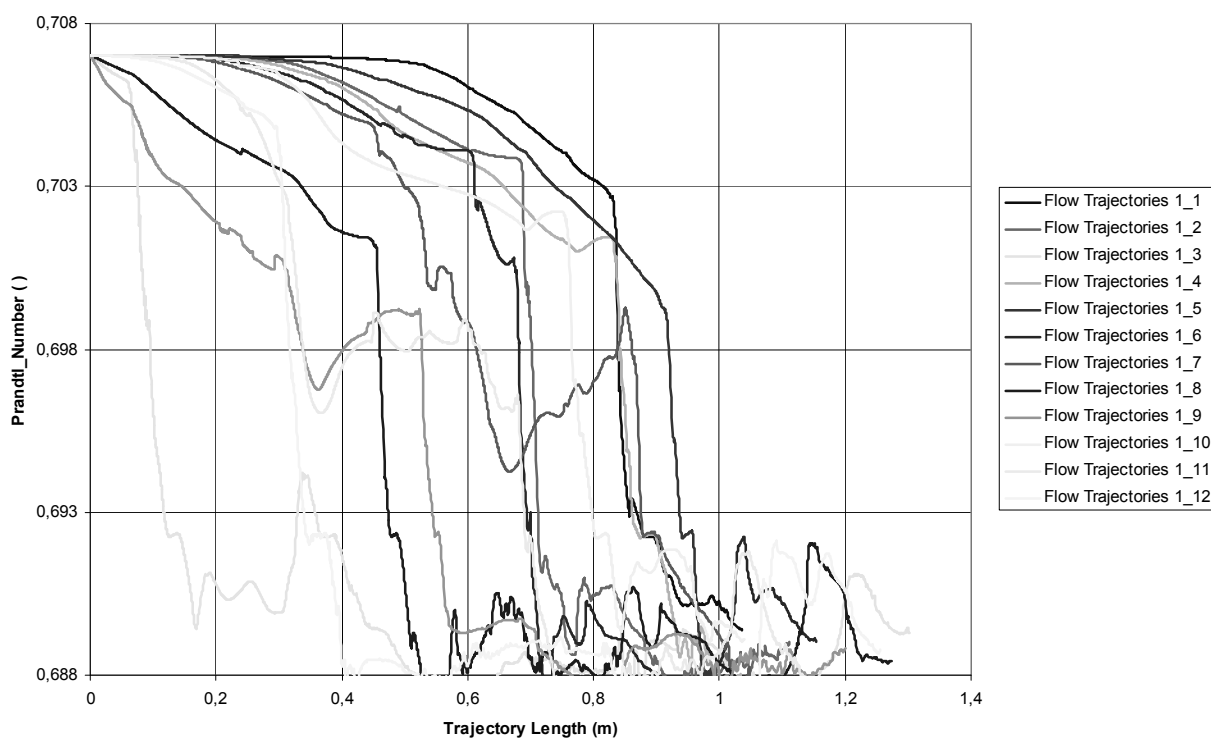
Кроме того, в диапазоне длин струй 1,0–1,2 м на графике радиальной скорости можно наблюдать широкие параболические пики, а на графике плотности потока этот диапазон соответствует минимальным амплитудам колебаний плотности, что может быть характеристикой малого участия последних по длине рекуператора

струй в разогреве воздуха несмотря на истечение этих последних струй под углами, близкими к 90° .

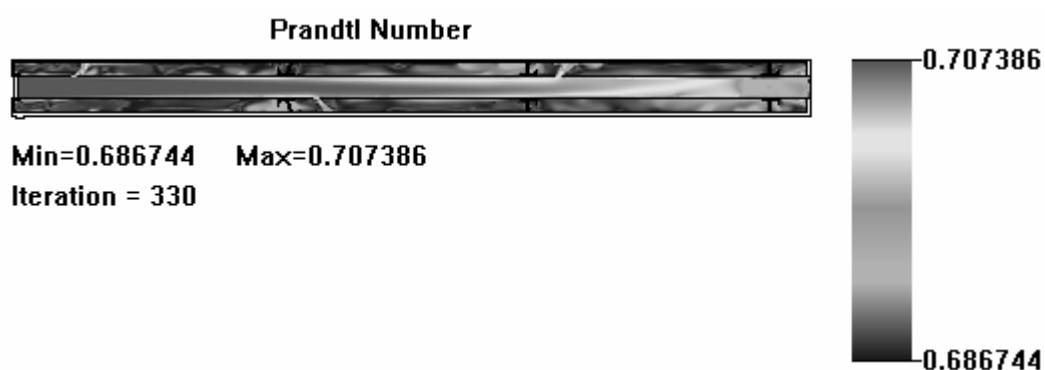
Анализ характера кривых изменения параметра P_r в зависимости от длины импульсных струй (рис. 3.13, а) не может вполне раскрыть особенности процессов расходования энергии потока нагреваемого воздуха на преодоление местных аэродинамических сопротивлений струйно-вихревой системы, таких как перфорированные по спирали сопла и поперечные ребрения в форме винтовой спиральной крыльчатки. Из графика (рис. 3.13, а) можно сделать вывод о плавном изменении энергии потока с формированием локальных флуктуаций. Однако при изучении изменения параметра P_r (рис. 3.13, б) можно видеть формирование в рабочем пространстве CFD-модели значительного количества пульсаций, которые можно сравнить с волнением и рябью на море из-за их протяженности, имеющих различные частоты и амплитуды колебаний. Такие пульсации начинают проявляться уже внутри канала воздушной перфорированной трубы и достигают своей яркой выраженности в зазоре между воздушной перфорированной трубой и нагретой стенкой наружной трубы.

Наличие таких пульсаций параметра P_r показывает, что струйно-вихревая система по характеру происходящих в ней процессов не подпадает под понятие вихревых труб и циклонных аппаратов, пульсации энергии можно наблюдать не только в пристенной области, но и в ядре — на стенках воздушной перфорированной трубы. При этом нельзя наблюдать однородный градиент температур ядра вихревого движения и пристенного вихря, как в аппаратах на основе вихревого эффекта Ранка: пульсации или, говоря иначе, волны можно наблюдать и в ядре, и в пристенной области рекуператора.

В особенности четко пульсации P_r и диссипации потока можно наблюдать перед лопастями неподвижного поперечного ребрения и за этими лопастями в форме винтовой спиральной крыльчатки (рис. 3.13, б).



а



б

Рис. 3.13. Совокупности расчетных кривых зависимости параметра Pr от длины струи (а) и характер распределения пульсаций параметра Pr в рабочем пространстве рекуператора (б).

Анализируя фрактал графических зависимостей Pr от длины импактной струи (рис. 3.13, а) на основе оценки изложенных выше волн, пульсаций потока становится понятным, что наблюдаемые внезапные резкие локальные скачки Pr на плавных кривых можно пояснить наличием пульсационных флуктуаций, волн, формируемых одновременно импактными струями в пристенной области и статичными лопастями-завихрителями. Кроме того, наблюдаемые вихревые пульсации Pr на поверхности внутренней воздушной перфорированной трубы могут быть объяснены на основе

модели формирования концентрированных вихрей за истекающей в сносящий поток струей [118] (рис. 3.14).

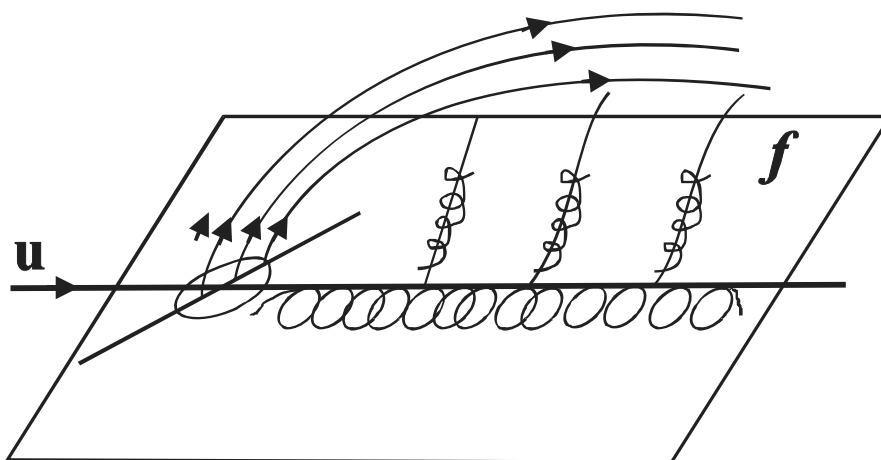


Рис. 3.14. Система вихревых шнуров f , формирующаяся за несимметричной струей, истекающей в сносящий поток скорости u [120].

3.4.2. Результаты CFD-моделирования при параметре $H/D \geq 3$

По анализу результатов CFD-моделирования работы системы струй неподвижного оребрения струйно-вихревого теплообменника с параметром $H/D \leq 3$ было установлено, что круглые сопла большого диаметра, применяемые для достижения заданного диапазона H/D , несмотря на спиральное размещение сопел, не формируют ярко выраженных пространственных вихревых спиральных структур. Преимуществом этих сопел является простота их изготовления (спиральной перфорации) за счет малого количества (12 сопел). Для численного исследования работы рекуператора с параметром $H/D \geq 3$ исследования проводили с перфорированной по спирали воздушной внутренней трубой при более плотной навивке сопел вдоль трубы и большем их количестве (36 шт.). Конструкция лопастей оставалась аналогичной предыдущим экспериментам и соответствовала [84]. Рассмотрим для сравнения результаты CFD-моделирования работы рекуператора указанного выше конструктивного исполнения на рис. 3.15.

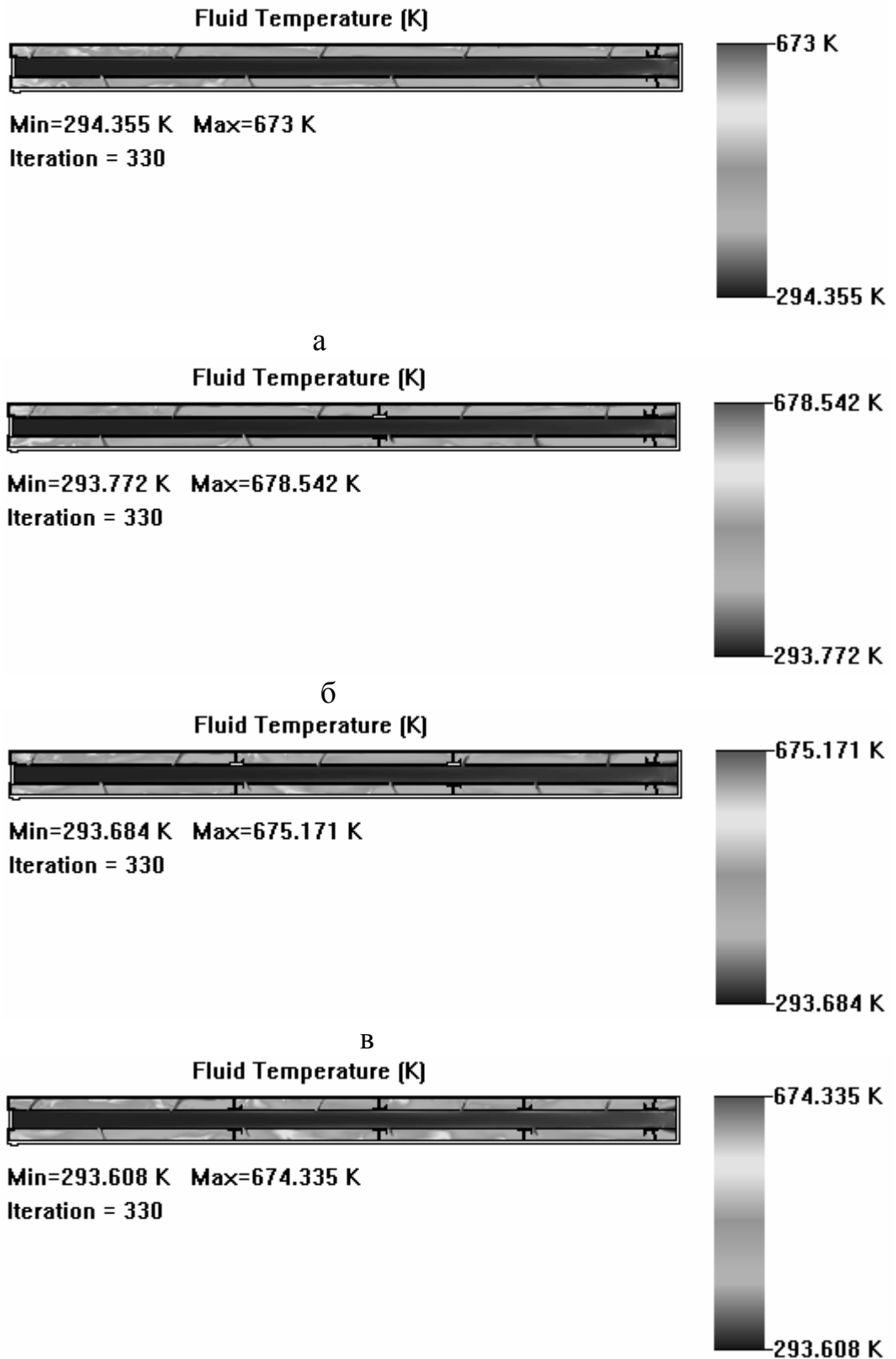


Рис. 3.15. Сравнение структуры нагретых вихревых спиральных структур, которые формируются в рабочем пространстве на воздушной стороне струйно-вихревого рекуператора, в исполнении 1–4 лопасти обрешетки, 36 сопел, параметр $H/D \geq 3$.

Из рис. 3.15. видно, что при использовании сопел малого диаметра (36 сопел) при постоянной длине воздушной перфорированной трубы, за счет более плотной, густой навивки сопел обеспечивается повышение частоты спирального вихря импактных струй, которые истекают из них. Одновременно для достижения близкого к оптимальному размещения и числа неподвижных лопастей требуется большее их количество по сравнению с рекуператором $H/D \leq 3$. Можно наблюдать протяженные зоны сильного разогрева воздуха, длина которых и количество больше, чем для рекуператоров с 12-ю соплами.

Для дальнейшего анализа и исследования процессов, протекающих на воздушной стороне струйно-вихревого теплообменника при варьировании температуры нагрева наружной стенки рекуператора и числа лопастей, по данным соответствующих CFD-моделей теплообменников, были получены расчетные условия течения нагретого воздуха на выходе из рекуператора (величины скорости (рис. 3.16), температуры отходящего воздуха и др.) и расчетные параметры для нагретой стенки (коэффициента теплоотдачи конвекцией α , теплового потока от нагретой стенки Q , величины теплоотдачи, а физически — мощности рекуператора и др.).

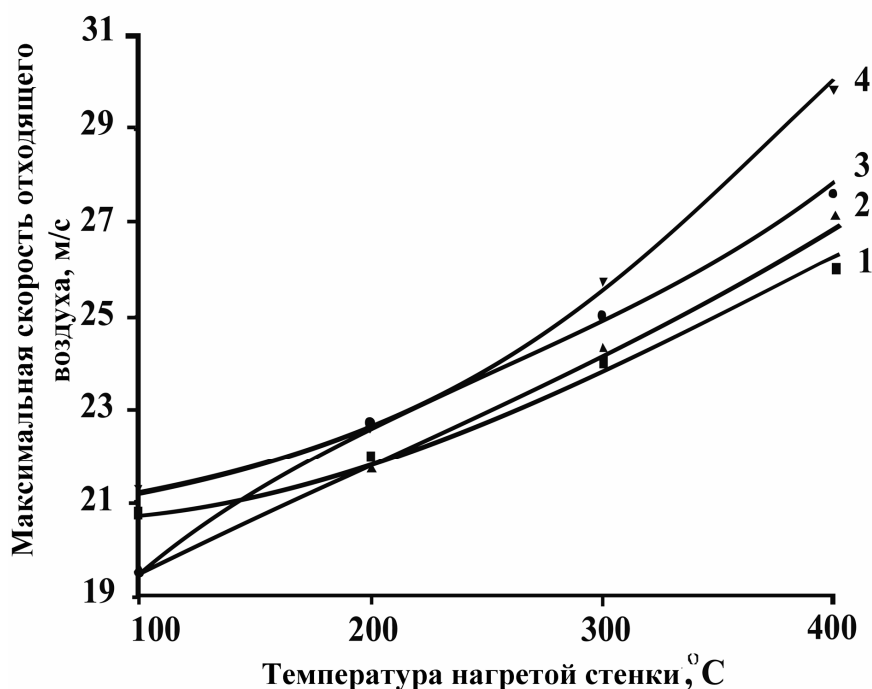


Рис. 3.16. Зависимость максимальной выходной скорости нагретого воздуха для различного числа сопел и температуры нагретой стенки рекуператора. Количество лопастей в форме винтовой крыльчатки соответствует номерам кривых.

Анализ поведения функции скорости потока воздуха на выходе рекуператора (рис. 3.16) показывает, что после достижения нагретой стенкой теплообменника температуры 200 °С (473 К) можно наблюдать повышение крутизны графика скорости для конструкции ФМ с 4-мя и 1-й лопастями, максимальная скорость на выходе рекуператора прямо пропорционально связана с температурой нагрева наружной стенки рекуператора: при повышении этой температуры в диапазоне 200–400 °С (473–673 К) скорость отходящего воздуха достигает ~ 25–30 м/с и будет максимальной для рекуператора с 4 лопастями. При этом зависимость скорости от числа лопастей не составляет прямую пропорцию. Скорость на выходе системы из 2-х лопастей будет выше, чем для рекуператора с тремя лопастями.

Такое явление можно объяснить на основе визуализации линий тока и температур CFD-модели (рис. 3.7.). Поскольку энергия потока не только повышается за счет разогрева (конвективного) воздуха, но и расходуется на преодоление местных аэродинамических сопротивлений (оребрений и шероховатости стенок), распределение кривых на рис. 3.16 связано с тем, что потери скорости на преодоление сопротивлений для системы из 2 лопастей будут меньше потерь для системы из 3-х сопел, при этом разогрев потока для 4-х лопастей будет достаточным для компенсации потери скорости на местных сопротивлениях. Для системы из 3-х лопастей разогрев спиральной вихревой структуры в рабочем пространстве CFD-модели не обеспечивает повышение скорости потока аналогично системе из 4-х сопел.

Мощность рекуператора, как интегральная характеристика тепловых процессов в его рабочем пространстве, повышается с повышением числа лопастей и температуры нагрева наружной стенки и не подвержена влиянию степени оребренности — не зависит от числа лопастей в системе.

Близкая к линейной наблюдаемая зависимость, аппроксимируемая полиномом первой степени, для теплового потока (рис. 3.17) и мощности рекуператора позволяет сделать предположение о том, что аналогичный характер зависимости будет наблюдаться для температуры отходящего воздуха в зависимости от числа лопастей и температуры нагрева наружной стенки. Однако это предположение не нашло под-

тверждения. Анализ кривых на рис. 3.18 показывает, что максимальная температура отходящего воздуха наблюдается для исполнения ФМ с 2 и 3 лопастями.

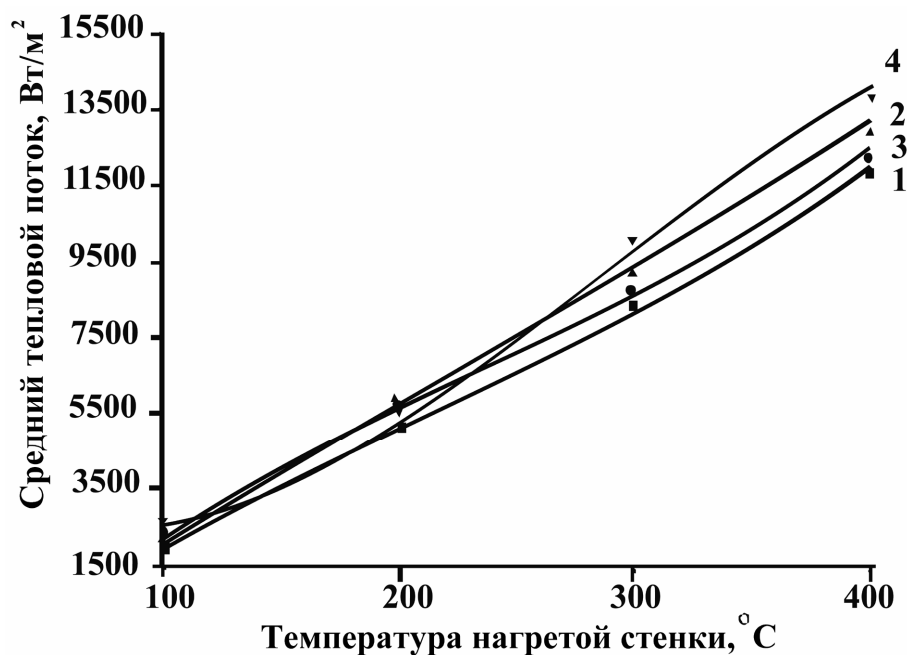


Рис. 3.17. Зависимость осредненного теплового потока Q от температуры нагретой стенки рекуператора и числа лопастей. Количество лопастей соответствует номерам кривых.

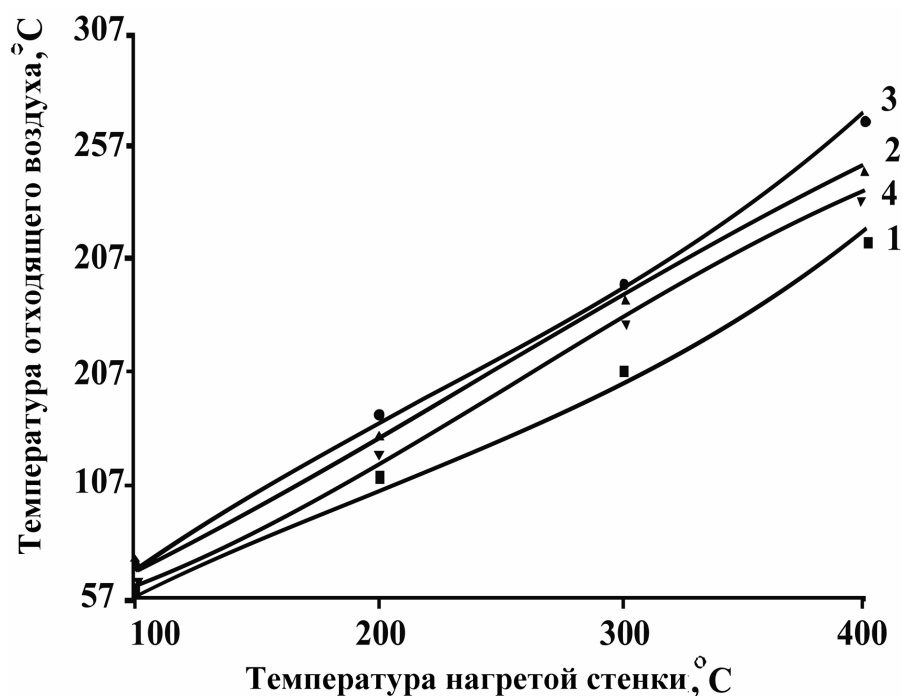


Рис. 3.18. Зависимость температуры отходящего воздуха от температуры нагретой стенки рекуператора и числа лопастей. Количество лопастей соответствует номерам кривых.

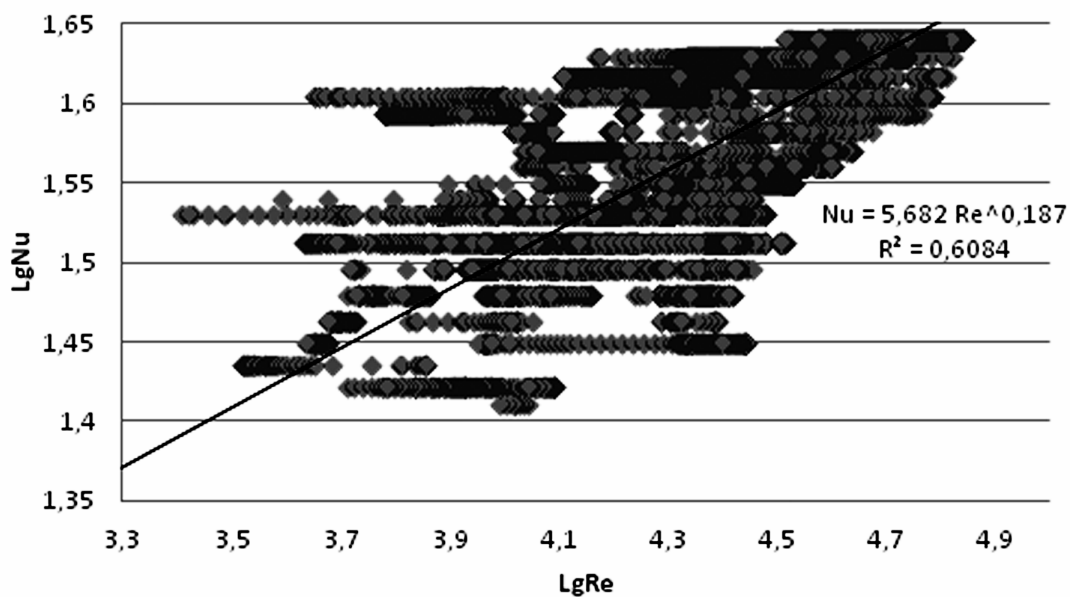


Рис. 3.19. Результаты графического определения коэффициентов C и n по опытным данным для критериального уравнения вида $Nu = C Re^n$ струйно-вихревого рекуператора с максимальной эффективностью конвективного теплообмена.

При температуре стенки рекуператора 573 К кривые 2 и 3 расходятся, разность температур нагрева для них составляет ~ 40 °С. Наблюдаемую зависимость можно пояснить исходя из рассмотренного выше модельного представления формирования спиральной пространственной вихревой структуры в струйно-вихревом рекуператоре, как результирующей наложения колебаний натянутой струны. При этом, в случае совпадения периодов и фаз вихря, формируемого импактными струями из перфорированных сопел воздушной трубы и вихрем, создаваемым принудительной закруткой первого вихря поперечными завихрителями спиральная структура вихря проявляется более отчетливо, пики амплитуды не будут «размазанными», спиральная пространственная структура будет поддерживаться за счет закрутки лопастями неподвижного оребрения. Таким образом, при размещении лопастей в местах, обеспечивающих осцилляцию двух вихрей либо в местах близких к оптимальному для достижения этой цели, в рекуператоре можно будет достигнуть более высоких показателей утилизации тепла дымовых газов печи.

3.5. Выводы к разделу 3

1. Высокая эффективность работы струйно-вихревого теплообменника с активными гидрогазодинамическими режимами может быть достигнута за счет эффекта синергии между эффектами от различных конструктивных решений. Анализ результатов численного исследования рекуператора предлагаемой конструкции показывают существенное влияние «волновой» составляющей, которая возникает в результате взаимодействия и наложения явлений, вызванных высокой внутренней неустойчивостью вихревого движения и способность вихрей генерировать возмущения из-за особенностей спиральной пространственной структуры.

2. Поскольку в работе рассмотрены дозвуковые течения, можно предполагать, что при дальнейшем повышении скоростей воздуха в рабочем пространстве рекуператора, в том числе и за счет разогрева потока воздуха, влияние взаимного усиления-подавления сформированными в струйно-вихревой системе спиральными (за счет закрутки орбритием) вихрями на энергоэффективность теплообменника будет возрастать. При этом эффективность подогрева дутья в рекуператоре определяется одновременно параметрами сопел, диаметром D , шагом l и взаимным размещением с одной стороны и выполнением лопастей неподвижного орбрития с другой, а также скоростным режимом. Лопастям необходимо выполнять с такими размерными параметрами и углами лопастей, а так же таким взаимным расположением при которых взаимодействие нескольких спиральных вихрей в рабочем пространстве рекуператора будет приводить к усилению их волновых колебаний, формированию спиральной пространственной формы турбулизированного вихря.

3. Согласно определенным по опытным данным критериям подобия для струйно-вихревых систем рекомендованы расчетные критерии S и n и критериальное уравнение — $Nu = 5,682 Re^{0,187}$.

Поскольку в настоящее время одним из наиболее важных вопросов обеспечения конкурентоспособности новых перспективных разработок при отборе конкретного схемно-конструктивного решения является, в широком смысле, финансово-экономический анализ результатов его внедрения, а в практической плоскости — анализ его технико-экономических показателей и технико-экономическое обоснова-

ние на основе которых хозяйствующими субъектами, инвесторами либо консорциумами банков (в случае проектного финансирования) принимается решение о внедрении, предоставлении заемного финансирования, грантов либо прямых иностранных инвестиций для реализации проекта, необходим выбор и определение адекватных показателей технико-экономической эффективности струйно-вихревых теплообменников, оценки и сравнения этих рекуператоров с металлическими трубчатыми рекуператорами традиционной конструкции, а также оценка экономической целесообразности установки предложенных струйно-вихревых теплообменников в печах. Вопросы технико-экономического обоснования внедрения струйно-вихревых рекуператоров, сроков их окупаемости и экономического эффекта от внедрения рассмотрены в разделе 4.

РАЗДЕЛ 4

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТОРОВ НА ОСНОВЕ СТРУЙНО-ВИХРЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Исходя из экономических представлений, отходящее с дымовыми отработанными газами тепло энерготехнологических агрегатов в цехах выплавки и термообработки металла, на участках агломерации шихты и др., можно отнести к отходам производства, по существу представляющим собой часть исходных материалов, не использованных в данном процессе и не вошедших в вещество продукции, при этом выходящих наряду с готовым продуктом (выплавленным металлом, прокатом, агломератом) из процесса производства в преобразованной натуральной форме [136].

Исходя из общеэкономической логики, стоимость отходов производства (в данном случае металлургического) может быть отнесена либо на общепроизводственные издержки, либо на стоимость готовой продукции для погашения экономическими контрагентами. Таким образом, рекуперативный подогрев дутьевого воздуха за счет утилизации теплоты отходящих печных газов можно считать фактором снижения производственных (переменных) затрат за счет экономии топлива при повышении термического КПД печи и полноты его сгорания в горелочном оборудовании [137].

Целью установки рекуперативных теплообменников с производственно-эксплуатационной точки зрения является создание в печных агрегатах определенного теплового и температурного режима, определяемого технологическим процессом, либо экономия топлива.

С точки зрения управления тепловым балансом печи внесение в ее рабочее пространство единицы тепла (энергии в Дж или ккал) более ценно, чем производство этой же единицы тепла при сжигании топливно-воздушной смеси в блоке горелочных устройств, поскольку внесенная с подогретым дутьем энергия используется в рабочем пространстве печи полностью, не увеличивая при этом

объемов и температур отходящих дымовых газов. В первом случае рекуператор является необходимым элементом, без которого печной агрегат нельзя эксплуатировать, во втором случае необходимо проводить технико-экономическое обоснование для определения степени его самоокупаемости [6].

В данном случае для струйно-вихревого рекуператора, как нового типа теплообменников, возникает вопрос оценки экономической целесообразности внедрения такой новой технологии в производство.

По мере перехода от стадии фундаментальных НИР к прикладным, а затем и к техническим разработкам возникает возможность с помощью имеющихся современных методов более или менее точно определять экономическую эффективность научных исследований. По экономическим результатам их применения в производстве на основе определения технико-экономических показателей появляется возможность дать предварительную предпроектную оценку результатов на основе методов математического моделирования [136], не ожидая производственного внедрения,

Принимая во внимание уровень износа основных средств производства в промышленности Украины, который показывает тенденцию к постоянному росту (в 2010 г. до 61,8 % [138]), а также учитывая повышение на $\sim 1/3$ прогнозного потребления природного газа промышленностью Украины к 2030 г., по данным Института экономики и прогнозирования НАНУ [139], выбор критериев технико-экономической оценки эффективности внедрения струйно-вихревых рекуператоров, прогноз сроков окупаемости и эксплуатации, экономия газообразного топлива в печах с рекуператорами новой конструкции, а также эффективность инвестиций в новое оборудование является актуальной научной задачей.

4.1. Критерии эффективности перспективных рекуператоров

Согласно разработанным Комиссией ООН по промышленному развитию (ЮНИДО) рекомендациям по подготовке промышленных технико-экономических исследований [140], разработка нового проекта рассматривается состоящей из

предынвестиционной и инвестиционной фаз, а также непосредственной эксплуатации (рис. 4.1).

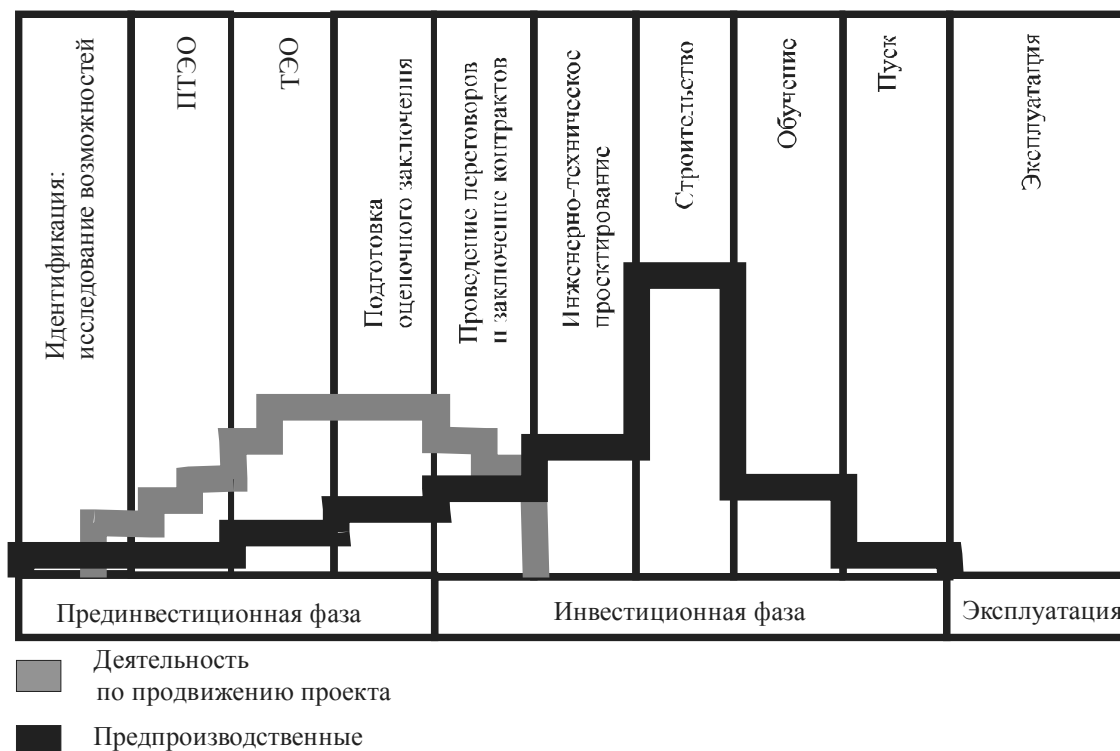


Рис. 4.1 Структура работы над инвестиционным проектом.

На всех этапах (кроме эксплуатации) проводится постоянный циклический мониторинг эффективности новых предложений, вариантов конструкции и пр. с постепенным углублением и усложнением анализа всех возможных вариантов решений для реализации проекта с целью минимизации рисков принятия ошибочного неэффективного решения. Такой подход характерен для принятия решений в современном секторе корпоративного бизнеса, когда принятию любых финансовых решений предшествуют исследования по методологии стратегического маркетинга, когда проводится макроэкономический анализ страны, сектора экономики, анализ финансового состояния конкретного предприятия, анализ его конкурентов, сегмента рынка, долгосрочных тенденций развития и пр. Также анализируют пруденциальные риски, открытость/закрытость процедур ведения бизнеса в конкретной стране.

Особенностями данной методологии являются [140]:

- выделение трех показателей эффективности проекта:

— коммерческой (финансовой) эффективности, учитывающей финансовые последствия реализации проекта для его непосредственных участников (именно ее расчет и предусматривается в данном пособии);

— бюджетной эффективности, отражающей финансовые последствия осуществления проекта для федерального, регионального или местного бюджета;

— экономической эффективности, учитывающей затраты и результаты, связанные с реализацией крупномасштабных проектов (существенно затрагивающих интересы города, региона или всей страны);

- возможность расчета стоимостной оценки результатов и затрат в базисных, мировых, прогнозных и расчетных ценах;

- отдельный расчет трех составляющих конечного результата: результата от инвестиционной, операционной и финансовой деятельности (в данном пособии предусмотрен расчет общей суммы конечного результата).

В случае, если предлагаемое техническое решение является новым, для которого не накоплено достаточного массива статистических данных практического применения для расчета ТЭП, целесообразным может быть оценка предложения на основе различных критериев.

При выполнении ТОЭ собственно экономическая часть: сметно-финансовые расчеты, расчет объемов капитальных затрат, калькуляция себестоимости основных видов продукции и, как результат — расчет экономической эффективности проекта выполняется на основе санации предприятия, оценки потребности отрасли и сегмента рынка в товарах, а также анализа технико-экономических показателей за последние 3 года [141].

Поскольку такой распространенный критерий эффективности теплообменного аппарата, как показатель тепловой эффективности не учитывает габаритных характеристик рекуператоров и особенности их гидродинамики и лишь частично характеризует собственно теплообменный аппарат, для оценки эффективности теплообменника может быть использован энергетический коэффициент

$$E = Q/L,$$

где Q — количество теплоты, переданное дымовыми газами нагреваемым наружным поверхностям рекуператора, Дж; L — энергия, затрачиваемая на прокачку подогреваемого дутья (теплоносителя) по каналам рекуператора на воздушной стороне, Дж [142].

Однако, под количеством подведенной в рекуператор теплоты понимают функцию процесса, зависящую от способа, которым система, в данном случае наружная нагреваемая труба струйно-вихревого рекуператора, была приведена в конкретное тепловое состояние. Данный критерий E мало пригоден для расчетов, поскольку исследование процессов теплообмена на стороне дымовых газов рекуператора не является задачей настоящего исследования, а температура нагрева наружной стенки струйно-вихревого рекуператора выбиралась с учетом достижения наибольшей полноты и репрезентативности исследования процессов на воздушной стороне струйно-вихревого рекуператора. Ее изменение принималось дискретным с шагом $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, указанные критерии функциональной эффективности теплообменников, определяемые входными и выходными параметрами теплоносителей (дымовых газов) и получаемые при расчете цикла энерготехнологической установки, не могут быть использованы для предлагаемых струйно-вихревых рекуператоров.

Комплексная оценка эффективности рекуператора, критерии которой обеспечивали бы оценку функциональной эффективности и эффективности конструкции, может использовать показатели, предложенные в [143].

Например, для оценки эффективности низкотемпературных установок наиболее адекватным является применение так называемого объемного показателя, когда при проектировании установок предпочтение отдают тем конструкциям теплообменников, которые позволяют достигать минимальных габаритных характеристик с одновременным обеспечением заданных диапазонов для остальных параметров.

На сегодняшний день разработано и исследовано много конструкций компактных теплообменников, однако для решения задачи оценки габаритных соотношений рекуператоров требуется выполнить полный расчет различных

вариантов теплообменников с различными конструкциями теплообменной поверхности.

Тепловые и гидродинамические испытания струйно-вихревого теплообменника на физической модели и разработанной на ее основе CFD-модели процессов конвективного тепло- и массопереноса на воздушной стороне позволили получить основные его характеристики, которые показали ряд преимуществ разработанной конструкции по сравнению с металлическими трубчатыми рекуператорами: снижение металлоемкости, габаритных размеров в 2–3 раза с одновременным повышением температурной стойкости рекуператора и температуры подогрева дутья.

Однако, кроме объемного критерия, энергетических критериев в настоящее время при технико-экономической оценке альтернативных конструкций теплообменных аппаратов применяют анализе по показателю технического уровня теплообменника $K_{\text{ТУ}}$, выраженному в виде отношения массы теплообменника к некоторому характерному конструкционному параметру. Например, для трубчатых теплообменников получена зависимость [143]:

$$K_{\text{ТУ}} = (M/S) (1 - 0,22 \ln S),$$

где M — масса теплообменника, кг; S — суммарная площадь поверхности по потоку дымовых газов (горячему потоку) и холодному потоку.

При этом необходимо принимать во внимание, что нормативный коэффициент уровня техники принимается средним для целого ряда однотипных аппаратов и корректируется на основе анализа экспертных оценок, что делает полученный показатель субъективно зависимым. Кроме того, прогнозирование нормативной величины $K_{\text{ТУ}}$ проводят в рамках одного типа теплообменника, что делает невозможным сравнение вариантов, которые имеют принципиальные отличия в конструкции либо в технологии изготовления. В этом случае для предлагаемого струйно-вихревого теплообменника, как аппарата новой конструкции, для которого проводится технико-экономическое обоснование, поскольку непосредственная технико-экономическая оценка затруднена, еще нет промышленной статистики,

чтобы надежно прогнозировать $K_{\text{ту}}$, а сама разработка находится на стадии НИР/НИОКР и разработки инвестиционных прогнозов.

Тем не менее, оценка струйно-вихревого рекуператора по критерию уровня техники возможна среди различных исполнений рекуператора (различное число лопастей в форме винтовой крыльчатки (ВК) и различных диаметров сопел, H/D), которые можно сравнивать с металлическим трубчатым теплообменником при одинаковых размерных параметрах наружной нагреваемой трубы — с установленной струйно-вихревой начинкой и без нее. Впервые, оценка струйно-вихревого рекуператора была проведена по коэффициенту $K_{\text{ту}}$ при различном конструктивном исполнении теплообменника и числе лопастей (рис. 4.2).

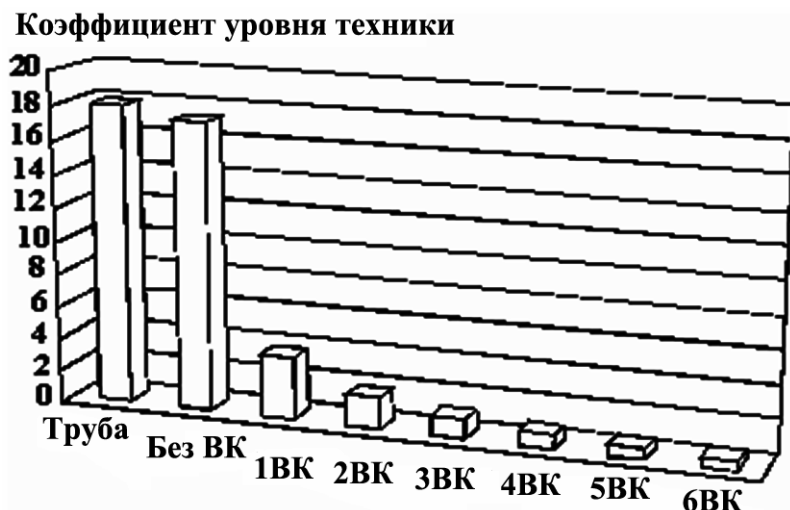


Рис. 4.2. Величина коэффициента уровня техники для струйно-вихревого рекуператора различного конструктивного исполнения и металлического трубчатого рекуператора сравнимых габаритных размеров без вставок.

Анализ полученных значений расчетного коэффициента уровня техники $K_{\text{ту}}$ для различного исполнения струйно-вихревого рекуператора показывает, что $K_{\text{ту}}$ струйно-вихревой системы без ВК и металлического трубчатого рекуператора (без струйно-вихревой вставки) являются сравнимыми величинами. При установке 1-й ВК наблюдается скачок $K_{\text{ту}}$ в сторону уменьшения примерно в 5 раз, а при использовании 4-х ВК $K_{\text{ту}}$ меняется более, чем на порядок.

Согласно методике оценки эффективности рекуператоров на основе $K_{\text{ту}}$, для наилучшего варианта конструкции $K_{\text{ту}}$ имеет минимальное значение. Таким образом,

можно говорить о том, что металлический трубчатый рекуператор и струйно-вихревой теплообменник без лопастей по $K_{\text{ту}}$ находятся на сравнимом уровне техники, а при размещении лопастей $K_{\text{ту}}$ струйно-вихревого рекуператора в 4,672 раза превосходит трубчатый рекуператор без струйно-вихревых ребренных вставок. При увеличении числа лопастей в форме винтовой крыльчатки качественный скачок на порядок по сравнению с обычным рекуператором по параметру $K_{\text{ту}}$ с 1,18 до 17,38 соответственно и продолжает уменьшаться с ростом числа лопастей так, что выполняется неравенство $K_{\text{ту}} \text{ труб.рек} \gg K_{\text{ту}} \text{ 4 ВК}$. На основании этого можно делать вывод, что наличие лопастей в форме винтовой крыльчатки в рабочем пространстве струйно-вихревого рекуператора и является тем характерным патентоспособным признаком, который создает конструктивное преимущество струйно-вихревому рекуператору, как новому решению, над теплообменниками со вставками либо трубчатыми рекуператорами традиционной конструкции.

Анализ зависимости для расчета $K_{\text{ту}}$ показывает, что коэффициент уровня техники будет стремиться к минимальному значению по мере увеличения поверхности по нагреваемому воздуху, дополнительным условием является минимальный вес лопастей, увеличение числа которых не может существенно повлиять на рост массы рекуператора. Следовательно, согласно критерию $K_{\text{ту}}$, более совершенными по отношению к металлическим трубчатым теплообменникам без вставок в трубы будут рекуператоры со вставками, имеющими развитую наружную поверхность.

Таковыми вставками могут быть любые завихрители, закрученные пластины и пр., в том числе выполняющие роль вторичных излучателей для возможности эксплуатации рекуператоров на высокотемпературных режимах. Этот вывод касается, в первую очередь, единичных теплообменных секций. В случае размещения батарей рекуперативных секций в жаропрочном корпусе для обеспечения многозаходного петлевого движения дымовых газов вдоль нагреваемых труб, а также изготовления самих нагреваемых труб из легированных жаропрочных сталей может существенно увеличиться числитель (масса теплообменника) и нивелировать эффект увеличения поверхности рекуператора на

воздушной стороне за счет установки вставок. В частности, этим можно пояснить незначительное различие $K_{\text{ту}}$ для струйно-вихревого рекуператора без лопастей в форме винтовой крыльчатки и металлического трубчатого рекуператора аналогичных размеров нагреваемой наружной трубы без вставок.

4.2. Эффективность экономии топлива

Для получения прогнозной оценки эффективности струйно-вихревых рекуператоров при работе в высокотемпературных режимах, при конвективно-радиационном или лучистом режимах теплообмена на разработанной CFD-модели были проведены исследования процессов, протекающих на воздушной стороне рекуператора при температуре наружной стенки свыше $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $600\text{--}700\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Нагрев наружной стенки теплообменной секции рекуператора до таких температур возможен в рекуператоре типа термоблок, где за счет установки пакета трубчатых теплообменных вставок и термостойкого наружного корпуса, обеспечивающего многозаходность движения дымовых газов, достигается подогрев дутья до $400\text{--}500\text{ }^{\circ}\text{C}$, что хорошо согласуется с данными [6].

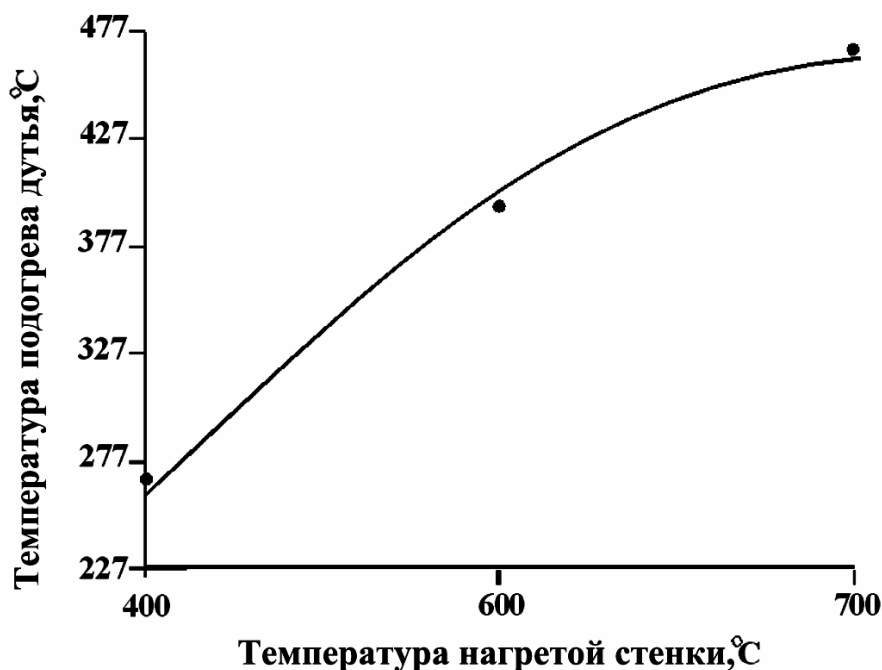


Рис. 4.3. Зависимость температуры подогрева дутья от температуры наружной нагреваемой трубы струйно-вихревого рекуператора на основе CFD-моделирования: 1 — $400\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 — $600\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 — $700\text{ }^{\circ}\text{C}$.

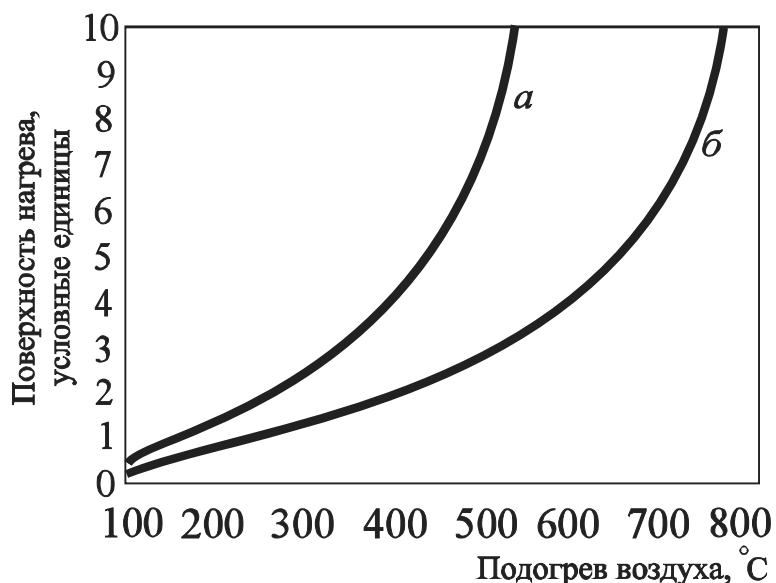


Рис. 4.4. Зависимость необходимой поверхности нагрева рекуператора от температуры подогрева воздуха при температуре дымовых газов на входе в рекуператор: а — 700 °C; б — 900–950 °C.

Необходимо также учитывать, что разработанная CFD-модель описывает исключительно конвективный режим теплообмена на воздушной стороне рекуператора, но не учитывает лучистый теплообмен в системе, поэтому результаты исследований эффективности струйно-вихревых теплообменников [84] при высоких температурах носят прогностический характер для оценки эффективности струйно-вихревой рекуперативной системы (рис. 4.3).

Анализ площади поверхности теплообменника, выраженной в условных единицах, необходимой для нагрева дутьевого воздуха, отходящего из рекуператора (рис. 4.4), показывает, что при установке теплообменника в хвостовой части методической печи, где температуры дымовых газов достигают 800–850 °C, и на входе в рекуператор их температура составляет 700 °C (кривая 4.4, а) либо при установке теплообменника в камерной печи с температурой дымовых газов на входе в рекуператор 900–950 °C (кривая б) искомая площадь рекуператора возрастает по зависимости, близкой к экспоненциальной.

При подогреве дутьевого воздуха до 260 °C в струйно-вихревом рекуператоре на конвективном режиме его площадь в условных единицах (рис. 4.4.) будет соответствовать двойной площади рекуператора традиционной конструкции

следовательно, расчетная эффективность струйно-вихревого теплообменника превышает в ~ 2 раза эффективность рекуператора традиционной конструкции. При высоких температурах отходящих дымовых газов камерных печей (кривая б на рис. 4.4.) при подогреве дутья до $260\text{ }^{\circ}\text{C}$ расчетная эффективность струйно-вихревой системы практически не превышает эффективность рекуператора традиционной конструкции.

При повышении температуры подогрева дутья выше некоторой ($\sim 300\text{--}350\text{ }^{\circ}\text{C}$) прирост площади поверхности рекуператора (крутизна графика) будут возрастать, что можно пояснить переходом теплообменника на конвективно-радиационный либо в чистом виде лучевой режимы теплообмена, когда увеличивается результирующий радиационный тепловой поток. Кроме того, температуры подогрева дутья свыше $450\text{--}500\text{ }^{\circ}\text{C}$ характеризуют предельно возможные для металлических рекуператоров температуры эксплуатации, при превышении которых обычно применяют керамические рекуператоры. На практике, подогрев воздуха осуществляют до температур $\leq 350\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$ поскольку это позволяет выполнять теплообменники относительно низкой металлоемкости и габаритов, а также, за счет применения более дешевых материалов для элементов рекуператоров — более низкой себестоимости [6].

Расчетная температура подогрева дутья $\geq 350\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$ для струйно-вихревой системы будет характеризоваться повышением ее эффективности в 2–3 раза (по необходимой нагреваемой площади рекуператора в условных единицах). При анализе кривой (рис. 4.4 а) можно сделать вывод о том, что площадь теплообменника в условных единицах может представлять собой не только площадь трубных нагреваемых секций, но и косвенно, предполагать увеличение количества проходов нагретых дымовых газов вдоль этих трубных нагреваемых секций.

Кроме того, одним из современных способов увеличения площади нагрева рекуператора, помимо создания многозаходности по дымовым газам, изготовление теплообменных трубных пучков изогнутыми, U-образными петлевыми, изготовление наружной нагреваемой поверхности с ребрениями, насечкой, бороздами различной формы. Кроме того, для более низкотемпературных

отходящих дымовых газов площадь нагрева рекуператоров при повышении температуры дутья увеличивается быстрее.

Расчетная температура подогрева дутья в струйно-вихревой системе до 468 °С увеличивает эквивалентную площадь нагреваемой поверхности рекуператора до 6. При этом, необходимо учитывать, что применяемая для расчетов температуры подогрева дутья CFD-модель не учитывает радиационный теплообмен, следовательно, расчетные величины подогрева дутьевого воздуха при конвективно-радиационном режиме теплообмена можно рассматривать, исключительно как прогнозные.

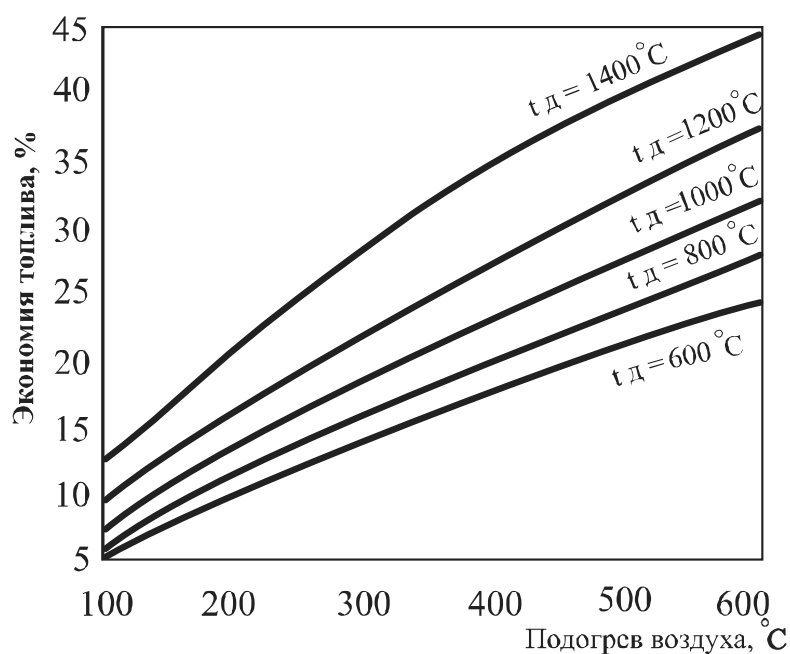


Рис. 4.5. Экономия топлива при подогреве воздуха в печах, отапливаемых природным газом при коэффициенте избытка воздуха $n = 1,1$ в зависимости от температуры отходящих дымовых газов печи [6].

Согласно экономических оценок до 1990 г., стоимость доменного газа, колошниковой пыли и шлака составляет 5–8 % себестоимости чугуна; стоимость скрапа, шлака и экономия от использования тепла отходящих продуктов горения в сталеплавильном производстве достигают 1,5–3 % себестоимости стали, а при переделе фосфористых чугунов 4–6 %; стоимость обреза металла и окалина в прокатном производстве достигает почти 3 % себестоимости проката; стоимость же коксового газа и коксовой мелочи в коксохимическом производстве достигает 8–10

теплообменных трубных секций струйно-вихревого рекуператора непосредственно в дымовом канале либо в выносном корпусе.

Таблица. 2. Технические характеристики анализируемых печей для установки струйно-вихревого рекуператора (рис. 4.6)

Показатель	Печь №1	Печь №2
Масса садки, т	9–13	500
Температура нагрева, °С	900	
Температура подогрева дутья, °С	350–400	300
Удельный расход тепла, МДж/кг	1,8–2,0	1,8–2,0

Для расчета срока окупаемости установки струйно-вихревого рекуператора примем величину экономии топлива при конвективном режиме теплообмена на воздушной стороне теплообменника и температурой подогрева дутья 268 °С (рис. 4.3), тогда, согласно номограмме для температуры дымовых газов 600–800 °С, экономия природного газа составит в среднем ~ 16 %.

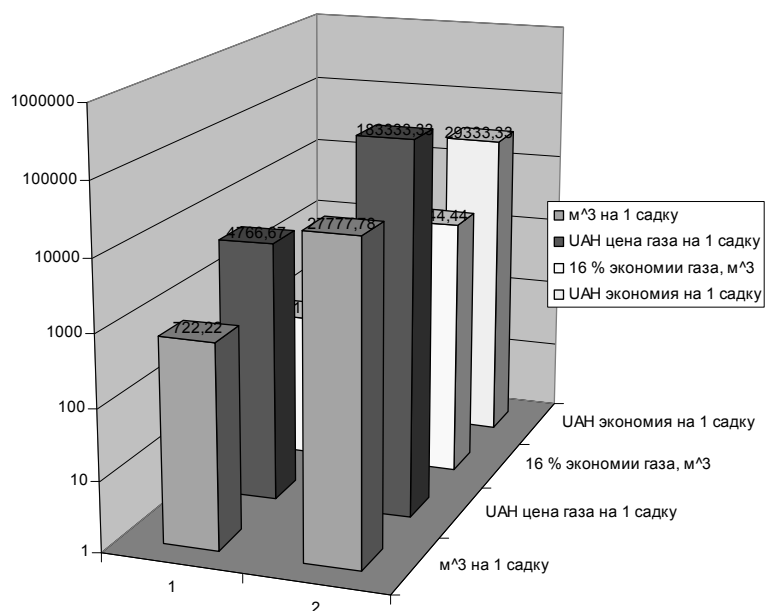


Рис. 4.7 Показатели ТЭП расходов природного газа на садку печи в расчете на экономию топлива за счет 16 % рекуперативного подогрева дутья для печей № 1, № 2.

Расчет срока окупаемости проводится по формуле

$$PB = I/D - Z,$$

где PB — период окупаемости, лет; I — инвестиции в проект; $D - Z$ — чистая прибыль от проекта.

Очевидно, что благодаря одинаковому удельному расходу тепла печи № 1 и № 2 при условии выбора программы производства по технико-экономическим параметрам, например, литейного цеха завода мелкосерийного производства (20 тыс. т в год ковкого чугуна марки КЧ) [145] обе печи будут иметь близкие расходы на газоснабжение и сравнимые величины экономии топлива. При таком подходе, однако, не учитываются затраты на обслуживание струйно-вихревого теплообменника и печи, для упрощения предполагается, что проект по установке нового струйно-вихревого теплообменника генерирует только положительный денежный поток (cash flow — CF) равный величине экономии газообразного топлива. Годовая экономия топлива при серийности 20 тыс. т/год при применении струйно-вихревого рекуператора составляет ~ 11,7 млн грн.

4.4. Выводы к разделу 4

1. Высокий уровень износа основных средств производства в промышленности Украины (в 2010 г. — до 61,8 %), а также повышение на ~ 1/3 прогнозного потребления природного газа промышленностью Украины к 2030 г., которые показывают тенденцию к постоянному росту, в условиях перманентного кризиса выводит на первый план мероприятия по экономии энергоресурсов предприятий (в основном — природного газа) к которым относится разработка и внедрение малозатратных легких теплообменников со сроком окупаемости до 1 года.

2. Анализ различных критериев оценки эффективности теплообменников показал, что поскольку предложенная конструкция струйно-вихревого рекуператора находится на стадии НИР/НИОКР, для нее не могут быть применимы энергетические и объемные коэффициенты, следовательно наиболее адекватным критерием принят коэффициент уровня техники $K_{ту}$.

3. Рассмотренные соотношения для коэффициентов уровня техники $K_{\text{т}}$ показывает существенный модернизационный резерв струйно-вихревых рекуператоров для эксплуатации при повышенных температурах — радиационно-конвективном и лучевом режимах теплообмена за счет развитой поверхности лопастей в форме винтовой крыльчатки, как возможных дополнительных переизлучателей.

4. Существенная экономия газообразного топлива в районе 15–16 % на конвективном режиме эксплуатации струйно-вихревого теплообменника (по расчетным данным) приближается к эффективности предложенного многозаходного радиационного петлевого теплообменника с спиральными завихрителями и дополнительными переизлучателями, дополнительная экономия топлива для указанного радиационного рекуператора составляет ~ 10 % [146].

5. Техничко-экономический анализ эффективности применения рекуператоров предлагаемой струйно-вихревой конструкции проведен на основе методологии, разработанной ЮНИДО для подготовки ТЭО инвестиционных проектов. При этом, указанная методология применена не в полном объеме, поскольку технико-экономический анализ предложенной перспективной конструкции теплообменника носит прогнозный характер и выполнен на основе осредненных ТЭП реальных цехов металлургических предприятий и производственной программы (мелкосерийное производство) 20 тыс. т в год.

6. Показано, что применяемая для оценки финансовых активов (акций, облигаций, портфельных инвестиций) методология оценки инвестиционного капиталоемкого проекта методом расчета денежных потоков (cash flow — CF), которые, по финансовой логике этого показателя, генерирует некий актив, малопригодна для оценки технико-экономической эффективности проектов реального сектора экономики. Физической сутью показателя CF, рассчитанного для инвестиционного проекта по внедрению новых рекуператоров может быть величина экономии топлива в денежных единицах приведенных к текущим рыночным ценам на энергоносители для предприятий промышленности Украины.

7. Критический анализ достигнутых температур подогрева дутьевого воздуха на конвективном режиме в струйно-вихревом рекуператоре (~ 260 °С) его площадь в условных единицах соответствует двойной площади рекуператора традиционной конструкции. Таким образом, расчетная эффективность струйно-вихревого теплообменника превышает в ~ 2 раза эффективность рекуператора традиционной конструкции. Одновременно, при высоких температурах отходящих дымовых газов камерных печей при подогреве дутья до 260 °С расчетная эффективность струйно-вихревой системы практически не превышает эффективность рекуператора традиционной конструкции.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

В диссертационной работе на основе физического имитационного моделирования и числового CFD-исследования процессов в рабочем пространстве рекуперативного теплообменника с активными гидрогазодинамическими режимами рассмотрен вопрос повышения эффективности утилизации теплоты энерготехнологических объектов за счет интенсификации процессов теплообмена в струйно-вихревому рекуператоре.

В соответствии с целью работы были решенные задачи исследования и получены такие результаты.

1. На основе анализа эффективности использования технологии импактных (ударных) струй для интенсификации процессов теплообмена в рекуператорах теплотехнических агрегатов с активными гидрогазодинамическими режимами (циклонных и вихревых) установлено, что существует оптимальный диапазон величин расстояний струя - поверхность теплообмена, при котором удар струи о поверхность происходит так называемым потенциальным ядром (начальный участок) струи, следовательно максимальное падение скорости струи достигается в критической точке, приводит к росту или турбулизации потоку и увеличению эффективности теплообмена конвекцией.

2. На основе анализа конструкций рекуперативных теплообменников по их аэродинамической схеме как классификационным признаком предложено струйно-вихревую аэродинамическую схему и соответствующий струйно-вихревой теплообменник, в котором благодаря интенсификации конвективного теплообмена на воздушной стороне и формированию общего турбулизированного вихря импактных (ударных) струил с его дополнительным закручиванием лопастями в форме винтовой крыльчатки достигается дополнительный полезный эффект - увеличение температуры подогрева дутья до 280–300 °С на конвективном режиме с одновременным снижением металлоемкости и габаритов теплообменников в 2...3 разы.

3. В результате экспериментальных исследований на физической модели, которая выполнена в виде полноразмерного макета струйно-вихревого рекуператора с перфорированной по спирали воздушной трубой и лопастями, обоснованно, что предложенный теплообменник принадлежит к отдельному классу вихревых систем с активными гидрогазодинамическими режимами, в отличие от традиционных завихрителей циклонных аппаратов;

4. На базе разработанной CFD-модели струйно-вихревого рекуператора выполнено числовое моделирование параметров его работы на основе данных экспериментальных исследований, физического, имитационного моделирования и предложены рекомендации относительно использования струйно-вихревых рекуператоров для повышения энергоэффективности теплотехнических агрегатов промышленности за счет подогрева воздуха дутья и уменьшения температуры отходящих дымовых газов.

5. Выполнена технико-экономическая оценка эффективности использования струйно-вихревых рекуператоров с целью энерго- и ресурсосбережения энерготехнологических агрегатов и сравнения предложенного типа теплообменников с металлическими трубчатыми рекуператорами традиционной конструкции на основе коэффициента уровня техники. Оценка критерия уровня техники показала, что благодаря развитой поверхности струйно-вихревой вставки, а именно: лопастей в форме винтовой крыльчатки и перфорированной по спирали

воздушной трубы — эффективность струйно-вихревого рекуператора (повышение мощности и коэффициента теплоотдачи α) имеет перспективу к росту при использовании на радиационном режиме теплообмена в высокотемпературных печах.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Карп И.Н. Количественная оценка влияния внедрения энергосберегающих технологий на экономию природного газа в промышленности и энергетике // Экотехнологии и ресурсосбережение, 2007. — № 3. — С. 24–44.
2. Парамонов А.М. Научные основы повышения эффективности работы печных агрегатов : Дис. ... д-ра техн. наук. — Омск, 2007. — 216 с.
3. Соціально-економічний стан України : Наслідки для народу та держави. Національна доповідь / За загал. ред. В.М. Гейця та ін. — К. : НВЦ НБУВ, 2009. — 687 с.
4. Фінансово-монетарні важелі економічного розвитку / За ред. чл.-кор. НАН України А.І. Даниленка. — К. : Фенікс, 2008. — Т. 2. — 524 с.
5. Механізми грошового та фондового ринків і їх вплив на розвиток економіки України / За ред. чл.-кор. НАН України А.І. Даниленка. — К. : Фенікс, 2008. — 442 с.
6. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. — М. : Metallurgiya, 1975. — 294 с.
7. Шак А. Промышленная теплопередача. — М. : Metallurgizdat, 1961. — 524 с.
8. Шорин С.Н. Теплопередача. — М.; Л. : Госстройиздат, 1952. — 339 с.
9. Якоб М. Вопросы теплопередачи. — М. : Изд-во иностр. лит., 1960. — 360 с.
10. Еринов А.Е. Экономия топливно-энергетических ресурсов в нагревательных и термических печах металлопрокатного производства. — Киев : РДЭНТП, 1981. — 21 с.
11. Медиокритский Е.Л. Экономия природного газа при применении современных рекуператоров // Обзор. информ. ВНИИЭгазпрома. Сер. Использование газа в народном хозяйстве. — 1981. — Вып. 8. — С. 1–51.
12. Natural Gas Technologies : A Driving Force for Market Development // Conf. Proc., Berlin, Germany, 1–4 Sept., 1996.
13. Wuenning J. Die neu Rekupeatorbrenner mit niedrigen Emissionen von NO₂ // Gaswaermeinternational. — 1988. — Vol. 37. — S. 98–101.
14. Сорока Б.С., Кудрявцев В.С., Карабчиевская Р.С. Энергоэкологический анализ эффективности использования топлива и энергии с применением математического и

- компьютерного моделирования. 1. Методика расчета энергетической эффективности и ее теплофизическое обоснование // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2010. — № 1. — С. 11–20.
15. Metallургические печи / Под. ред. М.А. Глинкова. — М. : Metallургиздат, 1951. — 976 с.
16. Михеев М.А. Основы теплопередачи. — М. : Госэнергоиздат, 1949. — 396 с.
17. Каплунов П.Ф., Еринов А.Е., Григорьев В.Н. Радиационно-конвективный рекуператор для высокотемпературных печей // Сталь. — 1972. — № 9. — С. 853–854.
18. Ройзен Л.И., Дулькин И.Н. Тепловой расчет ребренных поверхностей. — М. : Энергия, 1977. — 252 с.
19. Сезоненко Б.Д., Еринов А.Е., Частухин И.В. Исследование радиационных и комбинированных рекуператоров и внедрение их на машиностроительных заводах // Прогрессивная технология и оборудование для нагрева под штамповку. — М. : МДНТП, 1976. — С. 80–86.
20. Антуфьев В.М., Велецкий Г.С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. — М. : Mashгиз, 1948. — 178 с.
21. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. — М.; Л. : Энергия, 1966. — 180 с.
22. Антуфьев В.М. Теплообменные аппараты из профильных листов. — Л. : Энергия, 1972. — 128 с.
23. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М.Кржижановского. — 1944. — Т. 12. — С. 170–178.
24. Создать и внедрить модульные воздухонагреватели для утилизации тепла отходящих дымовых газов технологических печей, обеспечивающие сокращение расхода газа на 20–30 процентов : (Заключ. отчет) / Ин-т газа АН УССР; Руководители темы А.Е. Еринов, Б.Д. Сезоненко. — № ГР 81091903; Инв. № РН 04.03.Ц02. — Киев, 1985. — 151 с.

25. Рекуперативные газовые горелки ECOMAX // LBE Elster GmbH, Wuppertal. — 2008. — 10 с.
26. Osama M. A. Al-aqal. Heat Transfer Distributions on the Walls of a Narrow Channel with Jet Impingement and Cross Flow. — Pittsburgh : University of Pittsburgh, 2003. — 117 p.
27. Иванов Ю.В. Газогорелочные устройства. — М. : Недра, 1972. — 276 с.
28. Дыбан Е.П., Мазур А.И. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел. — К. : Наук. думка, 1982. — 302 с.
29. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surface // Advances Heat Transfer. — 1977. — Vol. 13. — P. 1–60.
30. Chan T.L., Jambunathan K., Ashforth-Frost S. Jet impingement heat transfer. A bibliography: 1870–1977 // Previews Heat Mass Transfer. — 1999. — Vol. 25. — P. 464–473.
31. Polat S., Huang B., Mujumdar A.S., Douglas W.J.M. // Annual Review of Numerical Fluid Mechanics and Heat Transfer / T.C.Chawla (Ed.). — 1989. — Vol. 2. — P.
32. Jambunathan K., Lai E., Moss M.A., Button B.L. A review of heat transfer data for single circular jet impingement // Intern. J. Heat Fluid Flow. — 1992. — Vol. 13. — P. 106–115.
33. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. — М. : Эколит, 2011. — 720 с.
34. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М. : Наука, 1974. — 712 с.
35. Жилкин Б.П., Сыромятников Н.И. О модели импактной газовой струи // Докл. АН УССР. — 1977. — Т. 234, № 4. — С. 784–786.
36. Жилкин Б.П., Сыромятников Н.И. Исследование влияния некоторых параметров на интенсивность струйного теплообмена // Тр. Урал. политехн. ин-та. — 1974. — № 227. — С. 197–199.
37. Жилкин Б.П., Сыромятников Н.И. Исследование гидродинамических условий струйного теплообмена // Инж.-физ. журн. — 1977. — Т. 33, № 2. — С. 210–213.
38. Смирнов А.А. Исследование конвективного теплообмена при взаимодействии струйных потоков воздуха с плоскими и цилиндрическими поверхностями : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Куйбышев, 1974. — 20 с.

39. Табаков В.П., Клевенджер У. Интенсификация теплоотдачи при ударном охлаждении газотурбинных лопаток воздушными струями различной конфигурации // Энергет. машины и установки. — 1972. — № 1. — С. 53–63.
40. Хуанг Г. Исследование коэффициентов теплоотдачи для потоков воздуха в круглых струях, ударяющих нормально в теплообменную поверхность // Теплопередача. — 1963. — № 3. — С. 59–69.
41. Donaldson C. du P., Snedeker K.S., Margolis D.P.A. Study of free jet impingement // J. Fluid Mechanics. — 1971. — Vol. 45, Pt 3. — P. 477–512.
42. Bakirci K., Bilen K. Visualization of heat transfer for impinging swirl flow // Experimental Thermal and Fluid Sci. — 2007. — Vol. 32. — P. 182–191.
43. Lee S.J., Lee J.H., Lee D.H. Local heat transfer measurements from an elliptic jet impinging on a flat plate using liquid crystal // Intern. J. Heat Mass Transfer. — 1994. — Vol. 37, № 6. — P. 967–976.
44. Lee D.H., Won S.Y., Kim Y.T., Chung Y.S. Turbulent heat transfer from a flat to a swirling round impinging jet // Intern. J. Heat Mass Transfer. — 2002. — Vol. 45. — P. 223–227.
45. Андреев А.А., Дахно В.Н., Савин В.К., Юдаев В.Н. Исследование теплообмена в области градиентного течения при натекании плоской турбулентной струи на пластину, расположенную нормально к потоку // Инж.-физ. журн. — 1970. — Т. 18, № 4. — С. 631–637.
46. Брдлик П.М., Савин В.К. Теплообмен в окрестности критической точки при осесимметричном струйном обтекании плоских поверхностей, расположенных нормально к потоку // Инж.-физ. журн. — 1969. — Т. 10, № 4. — С. 423–428.
47. Гардон Р., Акфират Д. Характеристики теплопередачи при ударе двумерных воздушных струй // Теплопередача. — 1966. — № 1. — С. 110–118.
48. Спэрроу Е.М., Гольдштейн Р.Дж., Рауф М.А. Влияние расстояния между соплом и поверхностью на теплоотдачу при падении на поверхность струи, взаимодействующей с поперечным потоком // Теплопередача. — 1975. — № 4. — С. 34–41.

49. Юдаев Б.Н., Дахно В.Н., Андреев А.А. и др. Экспериментальное исследование теплообмена при натекании турбулентных струй на преграды // Изв. вузов. Машиностроение. — 1971. — № 11. — С. 81–96.
50. Vickers J.M.F. Heat transfer coefficient between fluid jets and normal surface // *Ind. Eng. Chem.* — 1959. — Vol. 51, № 8. — P. 967–972.
51. Керчер Д., Табаков В. Теплоотдача плоской поверхности, обдуваемой падающим перпендикулярно ей прямоугольным пучком круглых воздушных струй, с учетом влияния на теплоотдачу отработанного воздуха // *Энергет. машины и установки.* — 1970. — № 1. — С. 87–100.
52. Холлуорт Б.Р., Берри Р.Д. Теплообмен при натекании на поверхность системы струй с большим шагом отверстий // *Теплопередача.* — 1978. — № 2. — С. 203–209.
53. Голованов В.П. Теплообмен и гидродинамика системы импактных струй в сносящем потоке : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Киев, 1981. — 25 с.
54. Gardon R., Acfirat I. The role of turbulence in determining the heat transfer characteristics of impinging jets // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* — 1965. — Vol. 8, № 10. — P. 1261–1272.
55. Shou-Shing Hsieh, Huang-Hsiu Tsai, Shih-Chi Chan. Local heat transfer in rotating square-rib-roughened and smooth channels with jet impingement // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* — 2004. — Vol. 47, Iss. 12–13. — P. 2769–2784.
56. Yan W.M., Mei S.C., Liu H.C. et al. Measurement of detailed heat transfer on a surface under arrays of impinging elliptic jets by a transient liquid crystal technique // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* — 2004. — Vol. 47, Iss. 24. — P. 5235–5245.
57. Bertrand P.E. Dano, James A. Liburdy, Koonlaya Kanokjaruvijit. Flow characteristics and heat transfer performances of a semiconfined impinging array of jets: effect of nozzle geometry // *Intern. J. Heat Mass Transfer.* — 2005. — Vol. 48, Iss. 3–4. — P. 691–701.
58. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах / Б.С. Сорока. — К. : Наук. думка, 1993. — 416 с.
59. Доп. к а.с. 954719 СССР, МКИ³ F 23 L 15/074. Секция рекуперативного воздухоподогревателя / А.А. Костюченко, Н.В. Водорез, Н.Л. Борисов, И.В. Губин. — Оpubл. 30.08.82, Бюл. № 32.

60. Справочник по теплообменникам / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — Т. 2. — 352 с.
61. Справочник по теплообменникам / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — Т. 1. — 352 с.
62. А.с. 106927 СССР, МКИ F 23 L 15/04. Воздухо-воздушный подогреватель для печей / Г.Т. Довжук. — Оpubл. 01.01.57.
63. Pat. 5909767 US, IC⁶ F 28 F 3/00 Recuperative Cross Flow Plate-Type Heat Exchanger / Paul J. Batt. — Publ. 08.06.99.
64. Чичиндаев А.В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников : Учеб. пособие. / А.В. Чичиндаев. — Новгород : Новгород. гос. техн. ун-т, 2003. — Ч. 1. — 400 с.
65. Pat. 2007679 CZ, IC⁸ F 28 D 9/00, F 28 D 9/02, F 28 F 3/00, F 28 F 3/02, F 28 F 3/04, F 28 F 3/12. Counter-Current Recuperative Heat Exchanger / P. Hazuka, J. Chlup. — Publ. 08.04.09, Bul. 14.
66. Pat. 2888314 FR, IC⁸ F 28 F 19/00, F 28 D 7/10, F 27 D 17/00, F 23 L 15/04, F 28 F 21/04, 21/08. Dispositif diminuant les risques de destruction des parois internes des recuperateurs metalliques de chaleur / R. Prior. — Publ. 12.01.07, Bul. 7/2.
67. Pat. 2013/041066 WO, IC⁸ F 24 F 12/00; F 24 F 7/007; F 24 F 7/08; F 28 D 7/10. Countercurrent Cylindrical Recuperative Heat-Exchange Apparatus with Multiple-Threaded Helically Wound Heat Transfer Surfaces Intended Particularly for Ventilation Installations / J. Chlup. — Publ. 28.03.13.
68. Агеев К.В. Технология импактных струй в активных вставках рекуператоров для повышения энергоэффективности печных агрегатов (Обзор) / К.В. Агеев // Энерготехнологии и ресурсосбережение. — 2010. — № 4. — С. 21–27.
69. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции : Учеб. пособие / В.Н. Талиев. — М. : Стройиздат, 1979. — 295 с.
70. Шлихтинг Г. Возникновение турбулентности / Г. Шлихтинг. — М. : Изд-во иностр. лит-ры, 1962. — 201 с.
71. Проект 4365 «Розробка та оптимізація конструкції високотемпературного трубчастого рекуперативного теплообмінника підвищеної стійкості (РПС)» :

(Промежут. отчет, 6 этап) / Ин-т газа НАН Украины; Руковод. темы Б.С. Сорока, № ГР 0107u011471. — К., 2009. — 15 с.

72. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. — М. : Машиностроение, 1986. — 432 с.

73. А.с. 1521989 СССР, МКИ⁴ F 23 L 15/04. Способ нагрева воздуха / М.В. Губинский, Ю.И. Розенгарт, В.И. Губинский, А.Н. Пеккер. — Оpubл. 03.07.87, Бюл. № 42.

74. Исследование и разработка струйных рекуператоров для повышения эффективности использования топлива в промышленных печах : ил РГБ ОД 61:85-5/4756/.

75. А.с. 1695055 СССР, МКИ⁵ F 23 L 15/04. Рекуператор / Б.Д. Сезоненко, А.Е. Еринов, Т.В. Скотникова, Я.Б. Полетаев, Р.А. Пилипенко, Ю.Г. Хорунжий, Я.И. Белокопытов, Л.П. Махов, В.А. Ена. — Оpubл. 30.11.91, Бюл. № 44.

76. А.с. 1642191 СССР, МКИ⁴ F 23 L 15/04. Струйный рекуператор / Б.Д. Сезоненко, Ю.Г. Хорунжий, Т.В. Скотникова, Я.Б. Полетаев, Р.А. Пилипенко. — Оpubл. 30.03.89, Бюл. № 14.

77. А.с. 1702107 СССР, МКИ⁴ F 23 L 15/04. Трубчатый рекуператор / Б.Д. Сезоненко, Ю.Г. Хорунжий, Т.В. Скотникова, Р.А. Пилипенко. — Оpubл. 28.08.89, Бюл. № 48.

78. Pat. 384320 DE, IC⁴ F 23 L 15/04, F 28 D 7/12, F 28 F 21/04. Recuperator / H. Kainer, J. Sommerer, R. Reichenauer. — Publ. 06.28.90.

79. А.с. 1663326 СССР, МКИ⁵ F 23 L 15/04. Рекуператор / Б.Д. Сезоненко, А.Е. Еринов, Т.В. Скотникова, Я.Б. Полетаев, Р.А. Пилипенко, Ю.Г. Хорунжий, Я.И. Белокопытов. — Оpubл. 15.07.91, Бюл. № 26.

80. Пат. 2219437 РФ, МПК⁷ F 23 L 15/04, F 28 D 7/02. Радиационно-конвективный теплообменник спирального типа / Н.И. Бирюков, Н.М. Башилов, Г.А. Константинов. — Оpubл. 20.08.03.

81. Пат. 2005128406 РФ, МПК⁸ F 28 D 7/00. Радиационно-конвективный теплообменник спирального типа «Самовар» / Н.И. Бирюков, Н.М. Башилов, В.Д. Коршиков. — Оpubл. 20.03.07.

82. Pat. 2013/041066 WO, IC⁸ F 24 F 12/00; F 24 F 7/007; F 24 F 7/08; F 28 D 7/10. Countercurrent Cylindrical Recuperative Heat-Exchange Apparatus with Multiple-Threaded Helically Wound Heat Transfer Surfaces Intended Particularly for Ventilation Installations / J. Chlup. — Publ. 28.03.13.
83. Пат. 2283988 РФ, МПК⁷ F 23 L 15/04. Рекуперативный подогреватель технологического воздуха / В.Ф. Суровикин, А.М. Спектор, Г.И. Царева. — Оpubл. 20.09.06.
84. Пат. 109992 Укр., МПК⁹ F 28 D 1/04, F 23 L 15/04. Рекуператор / К.В. Агеев. — Оpubл. 26.10.15, Бюл. № 20.
85. Козлов В.В. Общая теория вихрей. — Ижевск : Издательский дом "Удмуртский университет", 1998. — 238 с.
86. Гельмгольц Г. Основы вихревой теории. — М.; Ижевск, Институт компьютерных исследований, 2002. — 82 с.
87. Kurakin L.G., Yuodovich V.I. The stability of stationary rotation of a regular vortex polygon. *Chaos*. — 2002. — Vol. 12, № 3. — p. 574–595.
88. Mertz G.T. Stability of body-centered polygonal configurations of ideal vortices // *Phis. Fluids*. — 1978, Vol. 21, № 7. — P. 1092–1095.
89. Borisov A.V., Lilin A.A. Stability of Thomsons configurations of vortices on a sphere // *Reg&Ch. Dyn*. — 2000. — Vol. 5, № 2.
90. Newton P.K. The N-Vortex problem // *Analytical Techniques, Applied Mathematical Sciences*, Springer. — 2001. — 145 p. Doi: 10.1007/978-1-4684-9290-3
91. Aref H., Newton P.K., Stremmer M., Tokieda T., Vainchtein D.L. Vortex Crystals // *Advances in Applied Mechanics*, 2003. — Vol. 39. — P. 1–79.
92. Ляндзберг А.Р., Латкин А.С. Вихревые теплообменники и конденсация в закрученном потоке. — Патропавловск-Камчатский : КамчаткаГТУ, 2004. — 149 с.
93. Терновский И.Г., Кутепов А.М. Гидроциклонирование. — М. : Наука, 1994. — 350 с.
94. Алексеенко С.В., Окулов В.Л. Закрученные потоки в технических приложениях (Обзор) // *Теплофизика и аэромеханика*. — 1996. — Т. 3, № 2. — С. 101–138.

95. Коновалов В.И., Орлов А.Ю., Гатапова Н.Ц. Сушка и другие технологические процессы с вихревой трубой Ранка–Хилша : Возможности и экспериментальная техника // Вестник ТГТУ. — 2010. — Т. 16, № 4. — С. 803–825.
96. Пат. 11254 Укр., МКИ F 25 В 9/02. Вихревая труба / В.А. Бухман, Г.Е. Гладков, В.А. Каневский, С.Л. Каминский, П.М. Сунгуров. — Оpubл. 25.12.96, Бюл. № 4.
97. Кортюева И.А. Аэродинамика и конвективный теплообмен в эллиптических циклонных нагревательных устройствах. Дис. ... канд. техн. наук. — Архангельск, 2003.
98. Пат. на корис. модель 32991 Укр., МПК (2008.01) F 27 В 7/34. Циклонний теплообмінник обертової печі / В.Ю. Щербина, Чжан Юлинь, Лю Вейхуа, В.І. Сівецький, Чжан Личжень, Т.В. Репетовський. — Оpubл. 10.06.08, Бюл. № 11.
99. Пат. на корис. модель 58232 Укр., МПК (2011.01) F 23 В 80/00. Виносна вихрова низькотемпературна топка / О.В. Канигін, О.І. Сігал. — Оpubл. 11.04.11, Бюл. № 7.
100. Пат. 12917 Укр., МКИ⁶ F 28 F 13/12; F 25 В 9/02. Вихровий теплообмінник / А.М.Войтко, О.А. Войтко. — Оpubл. 28.02.97, Бюл. № 1.
101. Лисенко А.А., Зайвий О.М., П'яних К.Є. Утилізація теплоти відхідних газів в металургійних агрегатах із використанням рекуператорів з активними вставками // Междунар. науч.-техн. конф. «Энергоэффективность-2013» : Тез. докл., Киев, Украина, 14–16 окт. 2013 г. — Киев : Института газа НАНУ, 2013. — 175 с.
102. Лоу А.М., Кельтон В.Д. Имитационное исследование. Классика CS. — СПб. : Издат. группа BHV, 2004. — 847 с.
103. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем — искусство и наука. — М. : Мир, 1978. — 418 с.
104. Бабенко В.В., Турик В.Н. Макет вихревых течений в вихревой камере // Прикладна гідромеханіка. — 2008. — Т. 10, № 3. — С. 3–19.
105. Леухин Ю.Л., Сабуров Э.Н. Исследование аэродинамики и теплоотдачи в кольцевых каналах циклонных рекуператоров // Современная наука. Исследования, идеи, результаты, технологии. — 2013. — № 1. — С. 123–129.

106. Анохина Е.С., Шторк С.И., Алексеенко С.В. Экспериментальное и численное моделирование стационарных вихревых структур // Современная наука. — 2012. — № 2. — С. 68–72.
107. Алексеенко В.П., Стукалов А.С., Якимов П.Ю. Расчет характеристик вихревых систем термостатирования // Известия Самарского научного центра РАН. — 2009. — Т. 11, № 5 — С. 170–176.
108. Агеев К.В. Холодный стенд для исследования работы металлических рекуператоров с активными вставками для повышения энергоэффективности печных агрегатов // Тез. докл. Междунар. конф. "Междисциплинарность как тенденция современной науки", Донецк, Украина, 14 июня 2014 г. — Донецк, 2014. — С. 25–26.
109. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / Под. ред. И.Н. Жестковой. — М. : Машиностроение, 2001. — Т. 1. — 920 с.
110. Справочник по теплообменникам / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — Т. 1. — 560 с.
111. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. — М. : Машиностроение, 1992. — 672 с.
112. Кострюков В.А. Сборник примеров расчета по отоплению и вентиляции. Вентиляция. — М. : Госстройиздат, 1962. — Ч.2. — 198 с.
113. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. — Архангельск : Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. — 341 с.
114. Сабуров Э.Н. Исследование аэродинамики и конвективного теплообмена в вихревых нагревательных устройствах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Л., 1966. — 19 с.
115. Высочин В.А, Сафонов В.А. Экспериментальное исследование рабочего процесса вихревой трубы // Инж.- физ. журн. — 1983. — Т. 44, № 12. — С. 235–242.
116. Фундаментальные и прикладные проблемы теории вихрей / Под ред. А.В. Борисова, И.С.Мамаева, М.А.Соколовского. — М.; Ижевск : Институт компьютерных исследований, 2003. — 704 с.

117. Alekseenko S. V., Kuibin P. A., Okulov V. L., Shtork S. I. Helical vortices in swirl flow // *J. Fluid Mech.* — 1999. — Vol. 382. — P. 195–243.
118. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей. — Новосибирск : Институт теплофизики СО РАН, 2003. — 504 с.
119. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. — Киев : Наук. думка, 1989. — 192 с.
120. Ву Д.М., Векли А.Д., Ю Ф.М. Взаимодействие асимметричной струи с поперечным потоком // *Аэрокосмическая техника.* — 1989. — № 5. — С. 58–67.
121. Khoo B.C., Yeo K.S., Lim D.F., He X. Vortex breakdown in an unconfined vertical flow // *Exp. Therm. and Fluid Sci.* — 1997. — Vol. 14. — P. 131–148.
122. Sarpkaya T. Turbulent vortex breakdown // *Phys. Fluids.* — 1995. — Vol. 7, № 10. — P. 2301–2303.
123. Sarpkaya T., Novak F. Turbulent vortex breakdown: experiments in tubes at high Reynolds numbers // *IUTAM Symp. on Dynamics of Slender Vortices / De. E. Krause and K. Gersten.* — Kluwer Academic Publishers, 1997. — P. 287–296.
124. Alekseenko S.V., Shtork S.I. Swirling flow large-scale structures in combustor model // *Russ. J. Eng. Thermophys.* — 1992. — Vol. 2, № 4. — P. 231–266.
125. Escudier M.P. Observations of the flow produced in a cylindrical container by rotating endwall // *Exp. in Fluids.* — 1984. — Vol. 2, № 4. — P. 189–196.
126. Sorensen J.N. Visualization of rotating fluid flow in a closed cylinder // *Rep. AFM 92–06.* Department of Fluid Mech. Technical Univ. of Denmark, 1992.
127. Stevens J.L., Lopez J.M., Cantwell B.J. Oscillatory flow states in an enclosed cylinder with a rotating endwall // *J. Fluid Mech.* — 1999. — Vol. 389. — P. 101–118.
128. Gelfgat A.Y., Bar-Yoseph P.Z., Solan A. Stability of confined swirling flow with and without vortex breakdown // *J. Fluid Mech.* — 1996. — Vol. 311. — P. 1–36.
129. Смолина Н.В. Повышение эффективности использования топлива и снижение выбросов вредных веществ в циклонных нагревательных устройствах с двухсторонним выводом газов оптимизацией их геометрических параметров : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Архангельск. — 1995. — 150 с.

130. Вулис Л.А., Устименко Б.П. Об аэродинамике циклонной топочной камеры // Теплоэнергетика. — 1954. — № 9. — С. 3–9.
131. Чинь Ко-фа. Экспериментально-теоретическое исследование турбулентной структуры потока в циклонной камере: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1962. — 21 с.
132. Калишевекий Л.Л., Кацнельсон Б.Д. и др. Циклонные топки / Под общ. ред. Г.Ф.Кнорре и М.Л.Наджарова. — М.; Л. : Госэнергоиздат, 1958. — 216 с.
133. Хавкин Ю.И. Центробежные форсунки. — Л. : Машиностроение, 1976. — 168 с.
134. Якубов Г.В. К решению задачи о движении потока в циклонной камере // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. — 1970. — Вып. 6. — С. 195–202.
135. Орлов П.И. Основы конструирования : Справ.-метод. пособие / Под. ред. П.Н. Учаева. — М. : Машиностроение, 1988. — Кн. 1. — 560 с.
136. Банный Н.П., Банный Д.М. Техничко-экономические расчеты в черной металлургии. — М. : Металлургия, 1979. — 393 с.
137. Экономика предприятия / Под ред. проф. В.Я. Горфинкеля, проф. В.А. Швандара. — М. : ЮНИТИ-ДАНА, 2007. — 670 с.
138. Світогосподарська диспропорційність : Особливості, тенденції, вплив на економіку України : Наук. доп. / За ред. чл.-кор. НАН України Л.В. Шинкарук. — Київ : Ін-т економіки та прогнозування НАН України, 2012. — 152 с.
139. Подолець Р.З., Дячук О.А. Стратегічне планування у паливно-енергетичному комплексі на базі моделі «TIMES-Україна» : Наук. доп. — Київ : Ін-т економіки та прогнозування НАН України, 2011. — 150 с.
140. Manual for the preparation Of industrial Feasibility studies. Newly revised and expanded edition — UNIDO (United Nations Industrial Development Organization), Vienna, 1991.
141. Авдеев В.А., Друян В.М., Кудрин Б.И. Основы проектирования металлургических заводов : Справ. издание. — М. : Интернет Инжиниринг, 2002. — 464 с.

142. Шевич Ю. А. Разработка и исследование высокоэффективных теплообменных аппаратов матричного и планарного типов для компактных низкотемпературных систем и установок : Дис. ... докт. техн. наук. — М., 2008. — 243 с.
143. Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей // Теплоэнергетика. — 1977. — № 4. — С. 5–8.
144. Миткалинный В.И., Кривандин В.А., Морозов В.А. и др. Металлургические печи. Атлас : Учеб. пособие для вузов. — М. : Metallurgiya, 1987. — 384 с.
145. Проектирование машиностроительных заводов и цехов : Справ. / Под. общ. ред. Е.С. Ямпольского. Т.2. Проектирование литейных цехов и заводов. — М. : Машиностроение, 1974. — 296 с.
146. Енерготехнологічне вдосконалення процесів утилізації теплоти у високотемпературних паливних печах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / М. В. Воробйов; НАН України, Ін-т газу. — Київ, 2014. — 23 с.
147. Yun A. Development and Analysis of Advanced Explicit Algebraic Turbulence and Scalar Flux Models for Complex Engineering Configurations / Dissertation vorgelegt von Dipl.-Ing. Alexander Yun, Darmstadt 2005.
148. Юн А.А. Моделирование турбулентных течений. — Москва (Россия) : Либроком, 2010. — 351 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Модельные уравнения, используемые в задачах вычислительной гидрогазодинамики [147, 148]

Название уравнения	Название модели	Дифференциальные уравнения
		Осредненные по Рейнольдсу уравнения
массы (continuity)	—	$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$
импульса (momentum)	—	$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \tau_{ij} \right) + g_i$
скаляра (scalar)	—	$\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial t} + \overline{u_j \frac{\partial \phi}{\partial x_j}} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_j} - \overline{u'_j \phi'} \right) + \frac{1}{\rho} \bar{S}$
		Двухпараметрические модели (Standard models)
турбулентной энергии (turbulent energy)	$k-\varepsilon$	$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial k}{\partial x_j}} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$
скорости диссипации (dissipation rate)	$k-\varepsilon$	$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}} = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$
скорости диссипации	RNG ¹ $k-\varepsilon$	$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}} = c_{\varepsilon 1RNG} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2RNG} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$
скорости диссипации	ре-альн. $k-\varepsilon$	$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}} = \rho c_1 S \varepsilon - \rho c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$
турбулентной энергии	$k-\omega$	$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial k}{\partial x_j}} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma^* \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$
удельной скорости диссипации (specific)	$k-\omega$	$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \overline{u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j}} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma \mu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]$

dissipation rate)		
турбулентной энергии	SST ²	$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$
удельной скорости диссипации	SST ²	$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] +$ $+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$
		Нелинейные модели (Non-linear models)
анизотропный RST ³ (anisotropy RST)	CLS ⁴	$a = -\frac{\nu_t}{k} S + c_1 \frac{\nu_t}{\varepsilon} \left(S^2 - \frac{1}{3} II_s I \right) + c_2 \frac{\nu_t}{\varepsilon} (S \Omega - \Omega S) +$ $+ c_3 \frac{\nu_t}{\varepsilon} \left(\Omega^2 - \frac{1}{3} II_\Omega I \right) + c_4 \frac{\nu_t k}{\varepsilon^2} (S^2 \Omega - \Omega S^2) +$ $+ c_5 \frac{\nu_t k}{\varepsilon^2} \left(S \Omega^2 - \Omega^2 S - \frac{2}{3} IVI \right) + c_6 \frac{\nu_t k}{\varepsilon^2} S_{ij} S_{jk} S_{ki} +$ $+ c_7 \frac{\nu_t k}{\varepsilon^2} S_{ij} \Omega_{jk} \Omega_{ki}$
анизотропный RST	GL ⁵	$a = -c_\mu \beta_1 \frac{k}{\varepsilon} S - c_\mu \beta_2 \left(\frac{\nu_t}{\varepsilon} \right)^2 (S \Omega - \Omega S) +$ $+ c_\mu \beta_3 \left(\frac{\nu_t}{\varepsilon} \right)^2 \left(S^2 - \frac{1}{3} II_s I \right)$
		EARSM ⁶
явная форма анизотропного RST (explicit form for anisotropy RST)	WJ, LRR, SSG, GS	$a = \beta_1 S + \beta_2 \left(S^2 - \frac{1}{3} II_s I \right) + \beta_3 \left(\Omega^2 - \frac{1}{3} II_\Omega I \right) +$ $+ \beta_4 (S \Omega - \Omega S) + \beta_5 (S^2 \Omega - \Omega S^2) +$ $+ \beta_6 \left(S \Omega^2 - \Omega^2 S - \frac{2}{3} IVI \right) + \beta_7 \left(S^2 \Omega^2 + \Omega^2 S^2 - \frac{2}{3} VI \right) +$ $+ \beta_8 (S \Omega S^2 - S^2 \Omega S^2) + \beta_9 (\Omega S \Omega^2 - \Omega^2 S \Omega) +$ $+ \beta_{10} (\Omega S^2 \Omega^2 - \Omega^2 S^2 \Omega)$
уравнение переноса анизотропного RST (transport equation for anisotropy)	WJ, LRR, SSG, GS	$\left(A_3 + A_4 \frac{P}{\varepsilon} \right) a_{ij} = -A_1 S_{ij} + (a_{ik} \Omega_{kj} - \Omega_{ik} a_{kj}) -$ $- A_2 \left(a_{ik} S_{kj} + S_{ik} a_{kj} - \frac{2}{3} \delta_{ij} a_{ik} S_{ki} \right)$

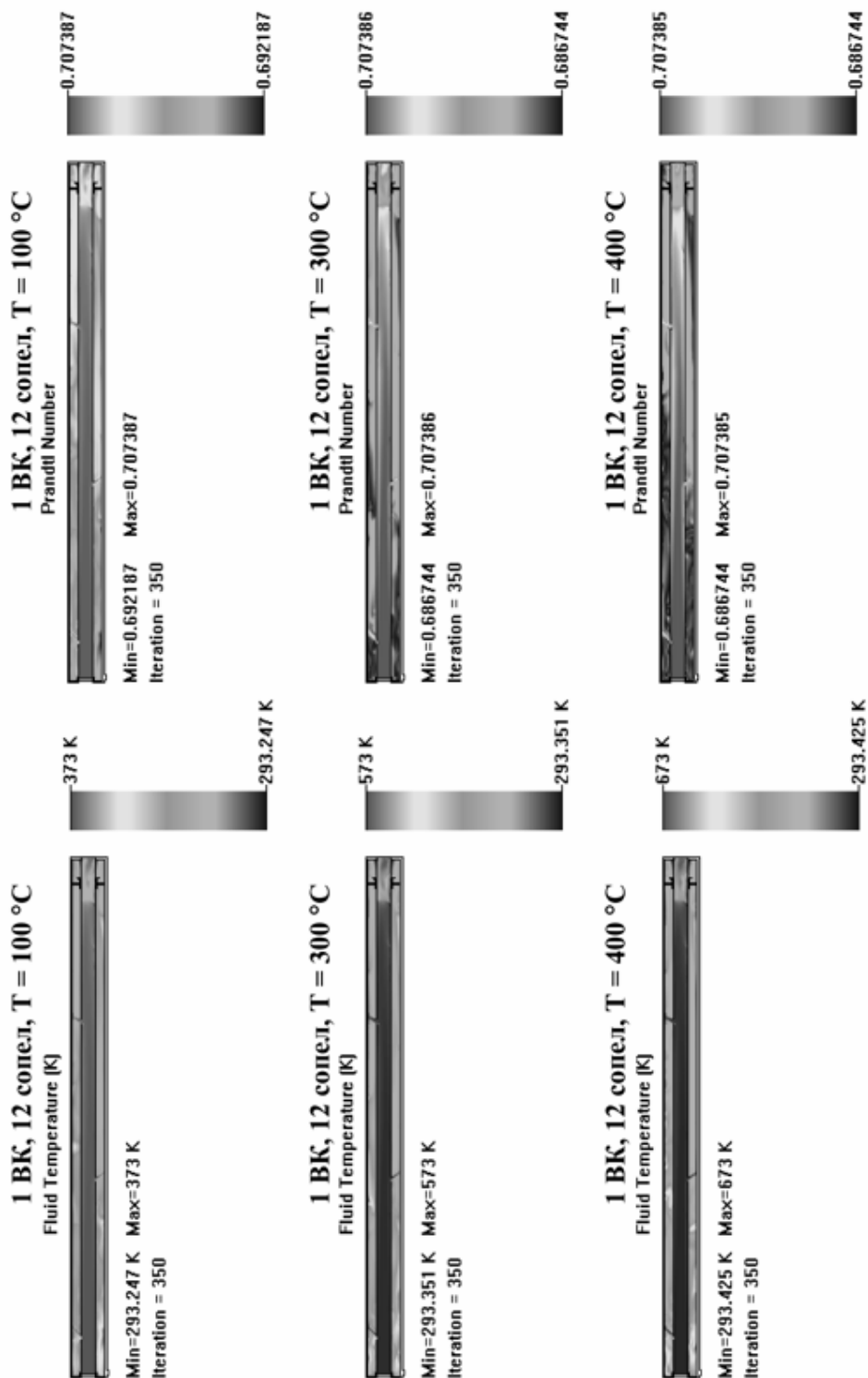
RST)		
		Двухпараметрические модели (Low-Re models)
турбулентной энергии (turbulent energy)	$\kappa - \varepsilon$	$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$
скорости диссипации (dissipation rate)	$\kappa - \varepsilon$	$\rho \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} = c_{\varepsilon 1} f_1 \frac{\tilde{\varepsilon}}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{k} + E +$ $+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right]$
		Нелинейные модели (Non-linear models)
анизотропный RST	CLS	$a = -\frac{f_\mu \mu_t}{k} S + \frac{c_1 f_\mu \mu_t}{\varepsilon} \left(S^2 - \frac{1}{3} \Pi_s I \right) + \frac{c_2 f_\mu \mu_t}{\varepsilon} (S\Omega - \Omega S) +$ $+ c_3 f_\mu \frac{\mu_t}{\varepsilon} \left(\Omega^2 - \frac{1}{3} \Pi_\Omega I \right) + c_4 f_\mu \frac{\mu_t k}{\varepsilon^2} (S^2 \Omega - \Omega S^2) +$ $+ c_5 f_\mu \frac{\mu_t k}{\varepsilon^2} \left(S\Omega^2 - \Omega^2 S - \frac{2}{3} IVI \right) + c_6 f_\mu \frac{\mu_t k}{\varepsilon^2} S_{ij} S_{jk} S_{ki} +$ $+ c_7 f_\mu \frac{\mu_t k}{\varepsilon^2} S_{ij} \Omega_{jk} \Omega_{ki}$
		EARSM (Low-Re models)
явная форма анизотропный RST (explicit form for anisotropy RST)	WJ	$a_{ij}^{ex} = (1 - f_1^2) \frac{3B_2 - 4}{\max(\Pi_s, \Pi_s^{eq})} \beta_2 \left(S^2 - \frac{1}{3} \Pi_s I \right) +$ $+ f_1^2 \beta_3 \left(\Omega^2 - \frac{1}{3} \Pi_\Omega I \right) +$ $+ \left[f_1^2 \beta_4 - (1 - f_1^2) \frac{B_2}{2 \max(\Pi_s, \Pi_s^{eq})} \right] (S\Omega - \Omega S) +$ $+ f_1 \beta_6 \left(S\Omega^2 - \Omega^2 S - \frac{2}{3} IVI \right) + f_1^2 \beta_9 (\Omega S \Omega^2 - \Omega^2 S \Omega)$
уравнение переноса анизотр. RST (transport equation for anis. RST)	WJ	$\left(A_3 + A_4 \frac{P}{\varepsilon} \right) a_{ij} = -A_1 S_{ij} + (a_{ik} \Omega_{kj} - \Omega_{ik} a_{kj}) -$ $- A_2 \left(a_{ik} S_{kj} + S_{ik} a_{kj} - \frac{2}{3} \delta_{ij} a_{ik} S_{ki} \right)$

¹Ренормированные группы (Renormalization Group), ²Перенос сдвиговых напряжений (Shear Stress Transport), ³Тензор реингольдсовых напряжений (Reynolds Stress Tensor), ⁴Крафт, Лаундер, Шуга (Craft, Launder, Suga), ⁵ Гибсон, Лаундер (Gibson, Launder), ⁶ Явная алгебраическая модель реингольдсовых напряжений (Explicit Algebraic Reynolds Stress Model)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Результаты численного моделирования работы струйно-вихревого рекуператора с использованием прикладных программ ПЭВМ *Solid Works*

Б.1. Структуры вихревых турбулизированных потоков в рабочем объеме струйно-вихревого рекуператора в различном исполнении



2 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.25 K Max=373.064 K

Iteration = 345



373.064 K

293.25 K

2 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692177 Max=0.707387

Iteration = 345



0.707387

0.692177

2 BK, 12 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.325 K Max=573.193 K

Iteration = 350



573.193 K

293.325 K

2 BK, 12 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707386

Iteration = 350



0.707386

0.686744

2 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.425 K Max=673.485 K

Iteration = 350



673.485 K

293.425 K

2 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707385

Iteration = 350



0.707385

0.686744

3 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.248 K Max=373.218 K
Iteration = 350



3 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692166 Max=0.707387
Iteration = 350



3 BK, 12 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.375 K Max=573.005 K
Iteration = 350



3 BK, 12 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707386
Iteration = 350



3 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.451 K Max=674.162 K
Iteration = 350



3 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707385
Iteration = 350



4 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.254 K Max=373.421 K
Iteration = 330



373.421 K
293.254 K

4 BK, 12 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692167 Max=0.707387
Iteration = 330



0.707387
0.692167

4 BK, 12 сопел, T = 200 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.332 K Max=473 K
Iteration = 255



473 K
293.332 K

4 BK, 12 сопел, T = 200 °C

Prandtl Number



Min=0.686751 Max=0.707386
Iteration = 255



0.707386
0.686751

4 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.424 K Max=674.043 K
Iteration = 340



674.043 K
293.424 K

4 BK, 12 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707385
Iteration = 340



0.707385
0.686744

1 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.473 K Max=373 K
Iteration = 350



373 K

293.473 K

1 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692187 Max=0.707384
Iteration = 350



0.707384

0.692187

1 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature [K]



Min=294.021 K Max=573 K
Iteration = 350



573 K

294.021 K

1 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707376
Iteration = 350



0.707376

0.686744

1 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=294.332 K Max=673 K
Iteration = 350



673 K

294.332 K

1 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707372
Iteration = 350



0.707372

0.686744

2 ВК, 36 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature (K)



Min=293.341 K Max=373.002 K
Iteration = 350



373.002 K
293.341 K

2 ВК, 36 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692186 Max=0.707386
Iteration = 350



0.707386
0.692186

2 ВК, 36 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature (K)



Min=293.553 K Max=573.024 K
Iteration = 350



573.024 K
293.553 K

2 ВК, 36 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707383
Iteration = 350



0.707383
0.686744

2 ВК, 36 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature (K)



Min=293.756 K Max=679.979 K
Iteration = 350



679.979 K
293.756 K

2 ВК, 36 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.70738
Iteration = 350



0.70738
0.686744

3 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.296 K Max=373.001 K
Iteration = 350

3 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692187 Max=0.707387
Iteration = 350

3 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.459 K Max=573.017 K
Iteration = 350

3 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707384
Iteration = 350

3 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.556 K Max=674.133 K
Iteration = 350

3 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707383
Iteration = 350

4 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.304 K Max=373.75 K
Iteration = 350



373.75 K
293.304 K

4 BK, 36 сопел, T = 100 °C

Prandtl Number



Min=0.692165 Max=0.707387
Iteration = 350



0.707387
0.692165

4 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.452 K Max=574.415 K
Iteration = 350



574.415 K
293.452 K

4 BK, 36 сопел, T = 300 °C

Prandtl Number



Min=0.686744 Max=0.707385
Iteration = 350



0.707385
0.686744

4 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Fluid Temperature [K]



Min=293.566 K Max=673.079 K
Iteration = 350



673.079 K
293.566 K

4 BK, 36 сопел, T = 400 °C

Prandtl Number

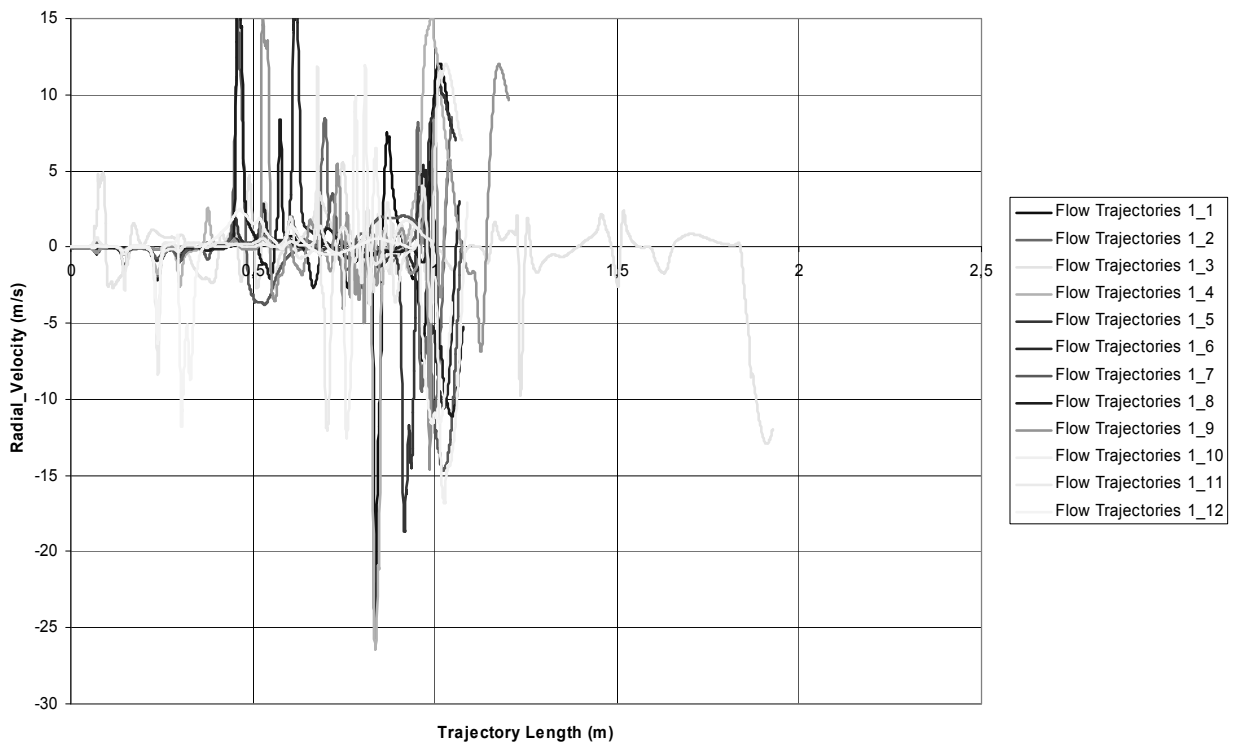
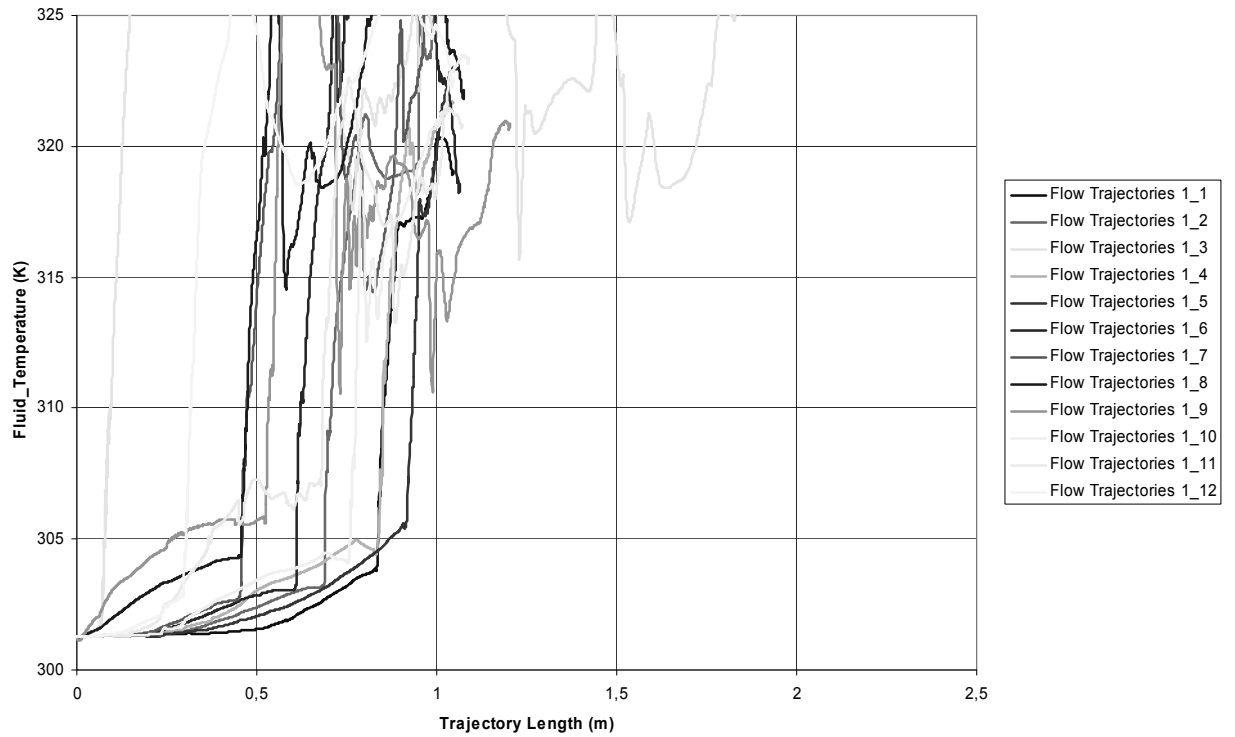


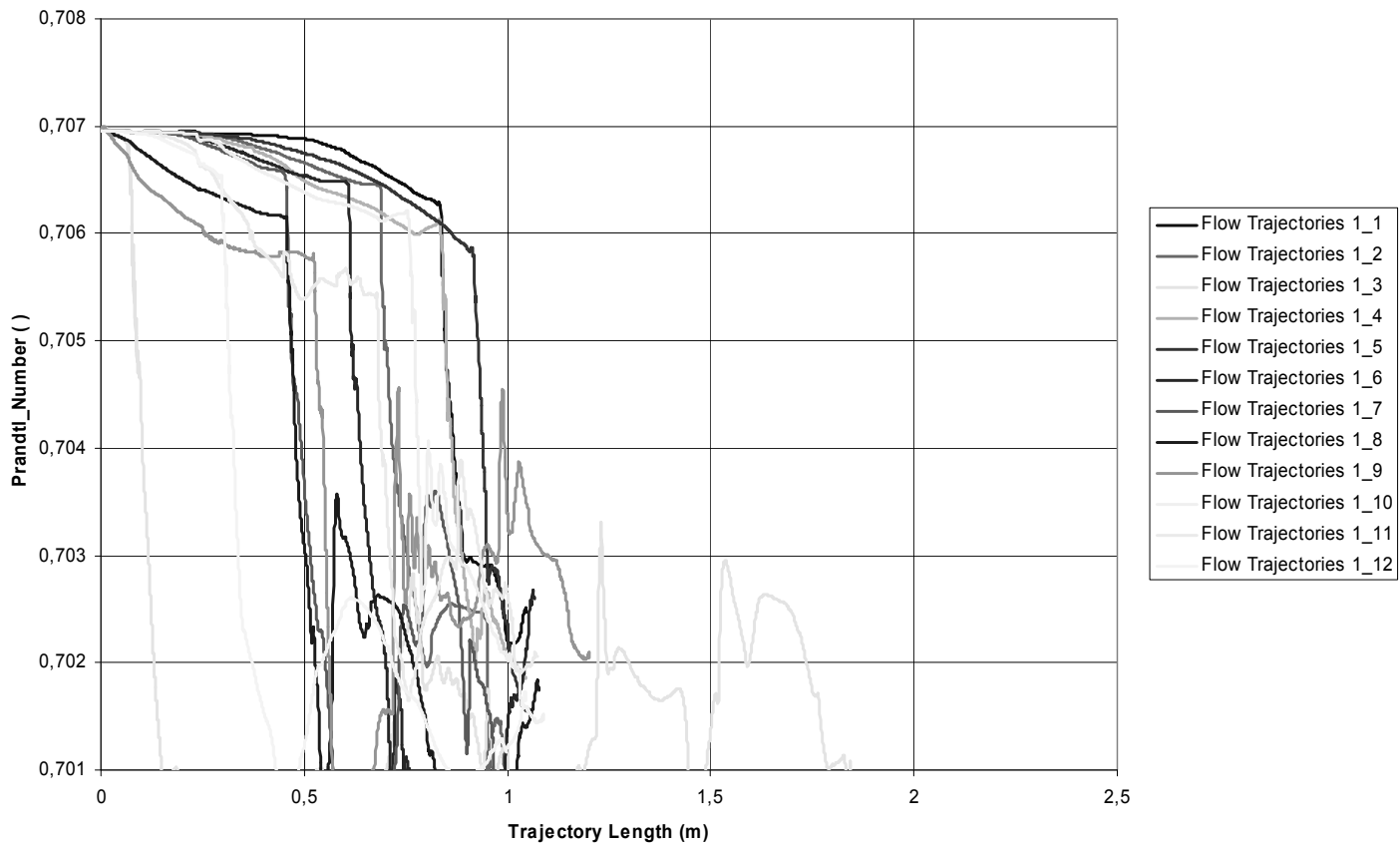
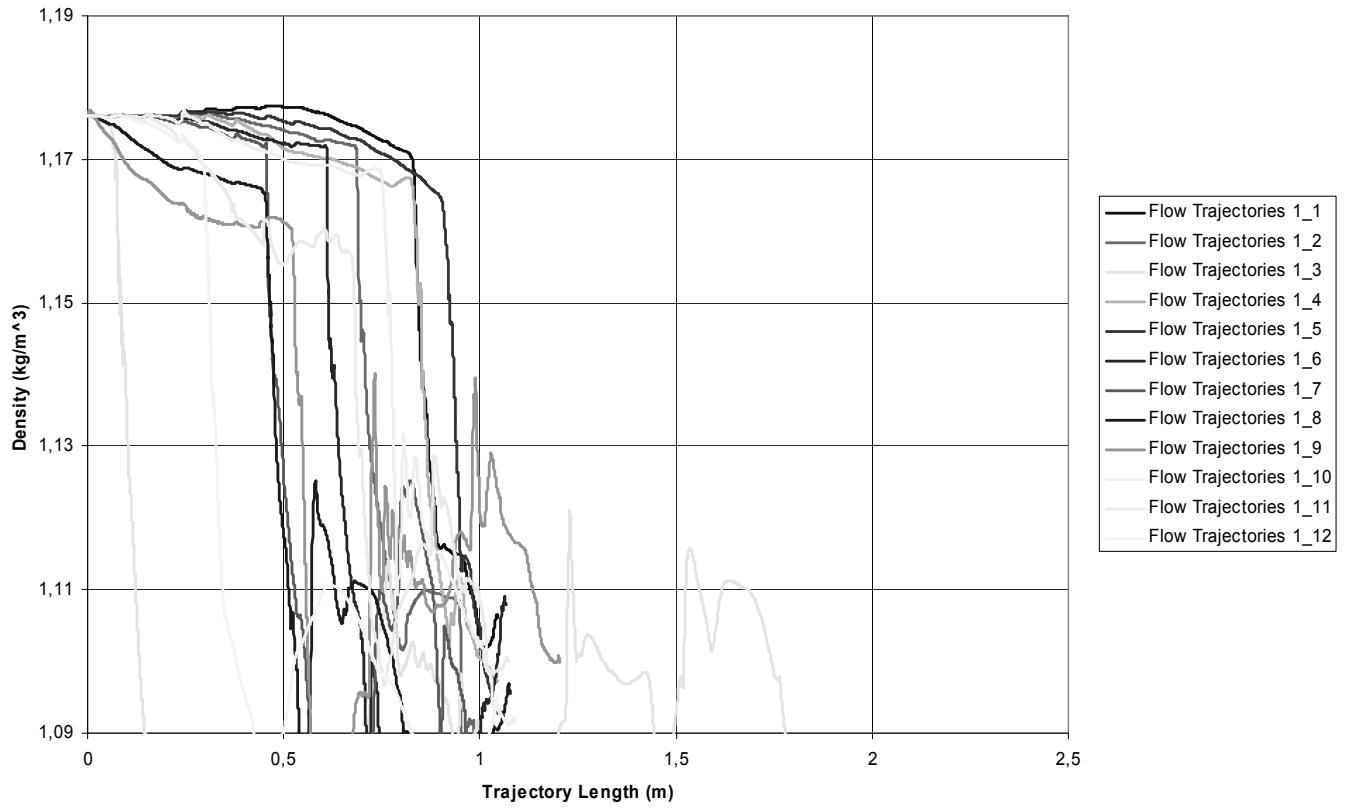
Min=0.686744 Max=0.707383
Iteration = 350

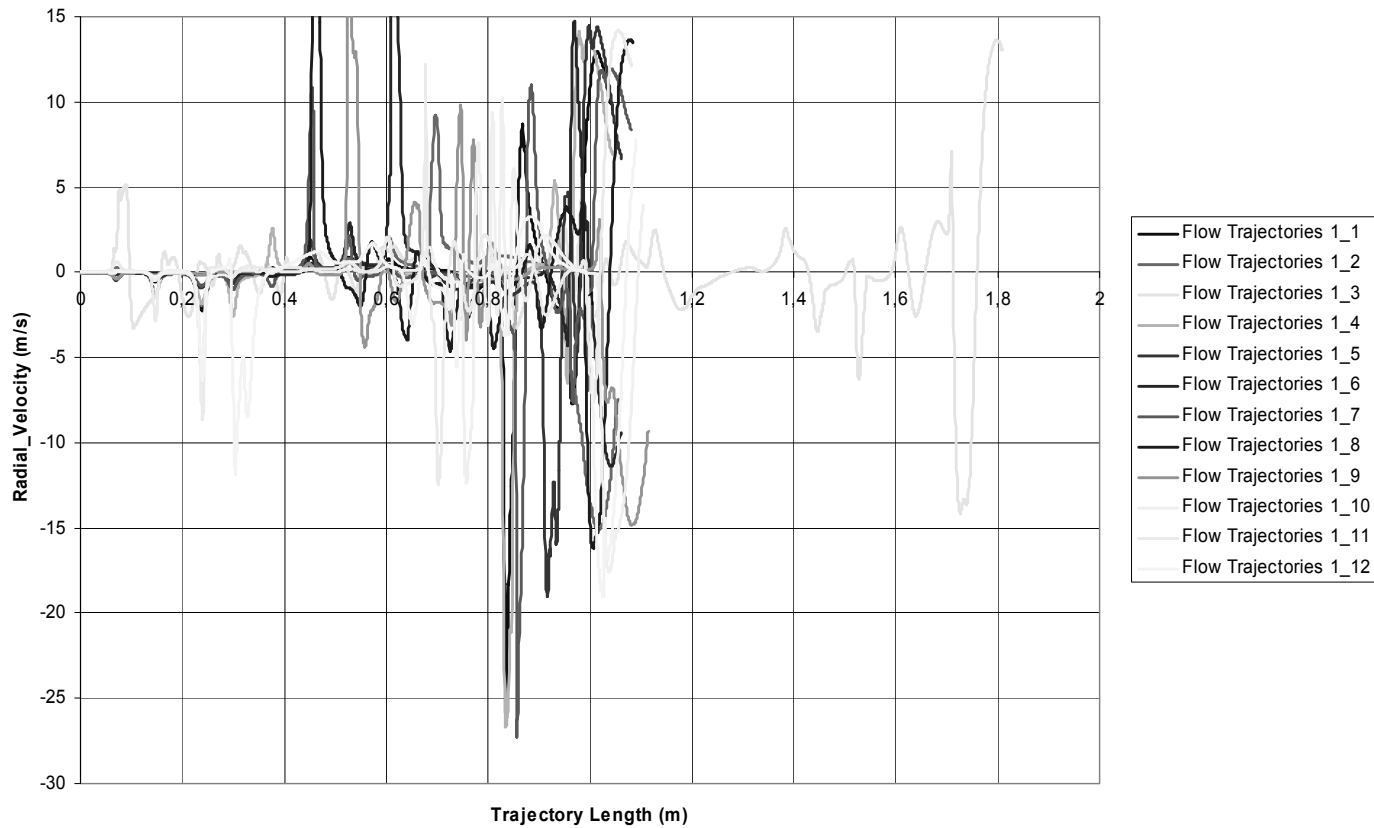
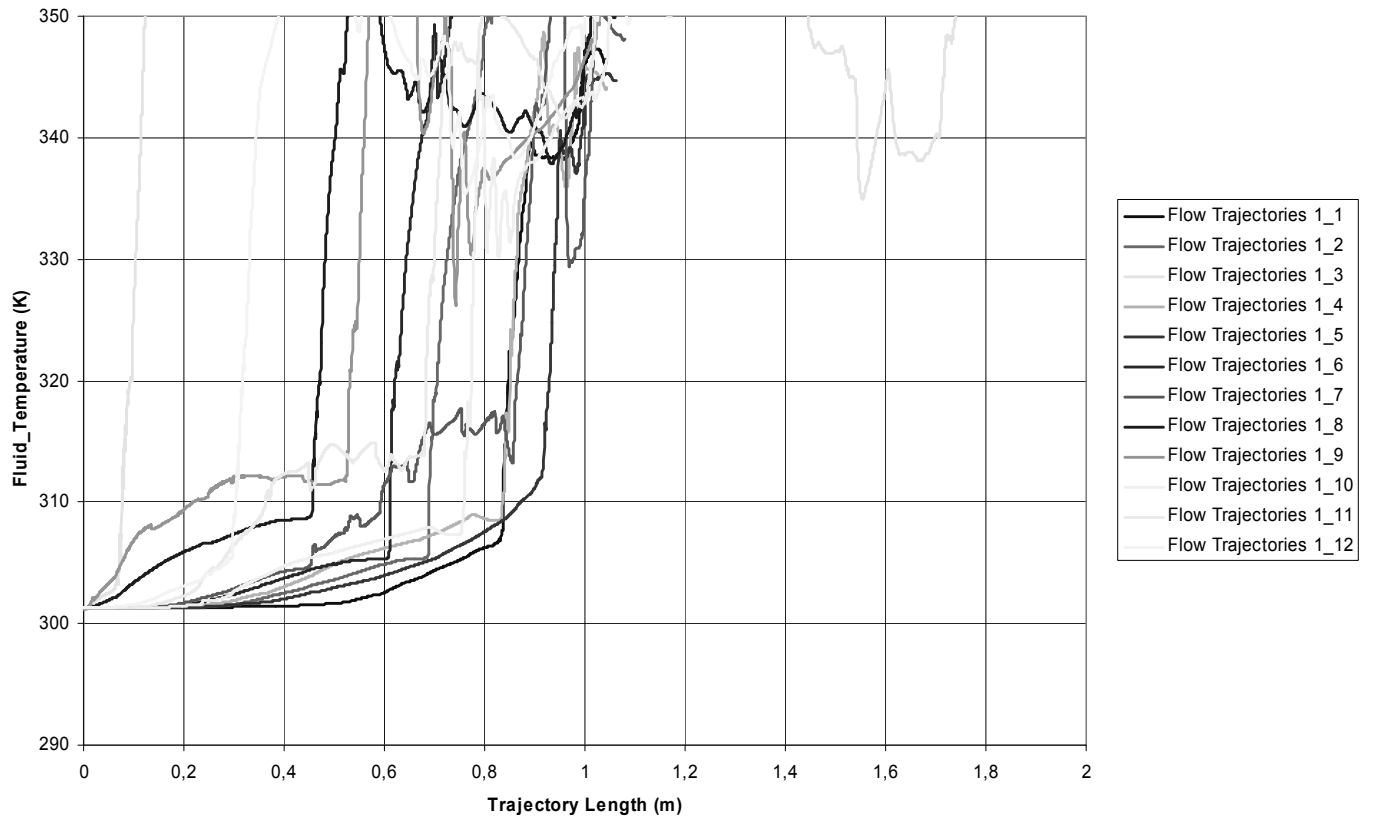


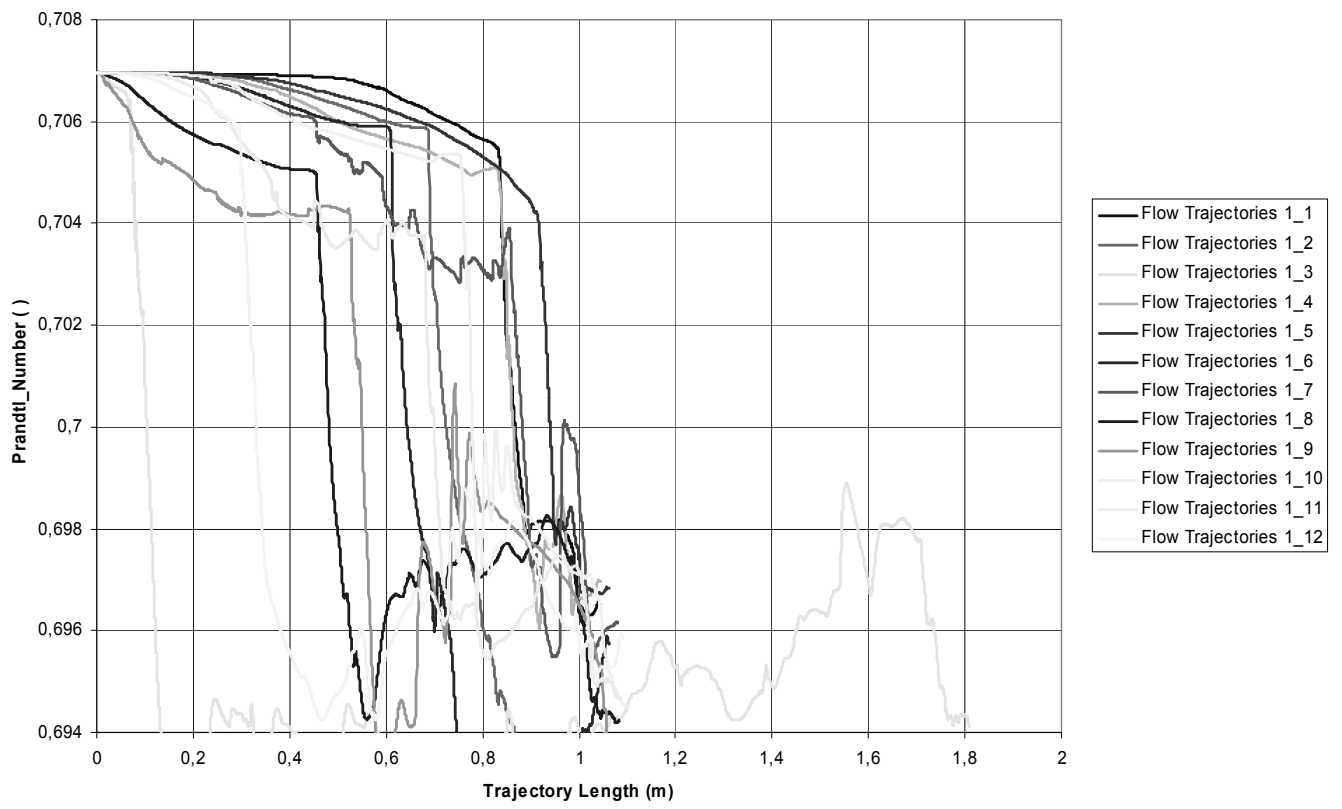
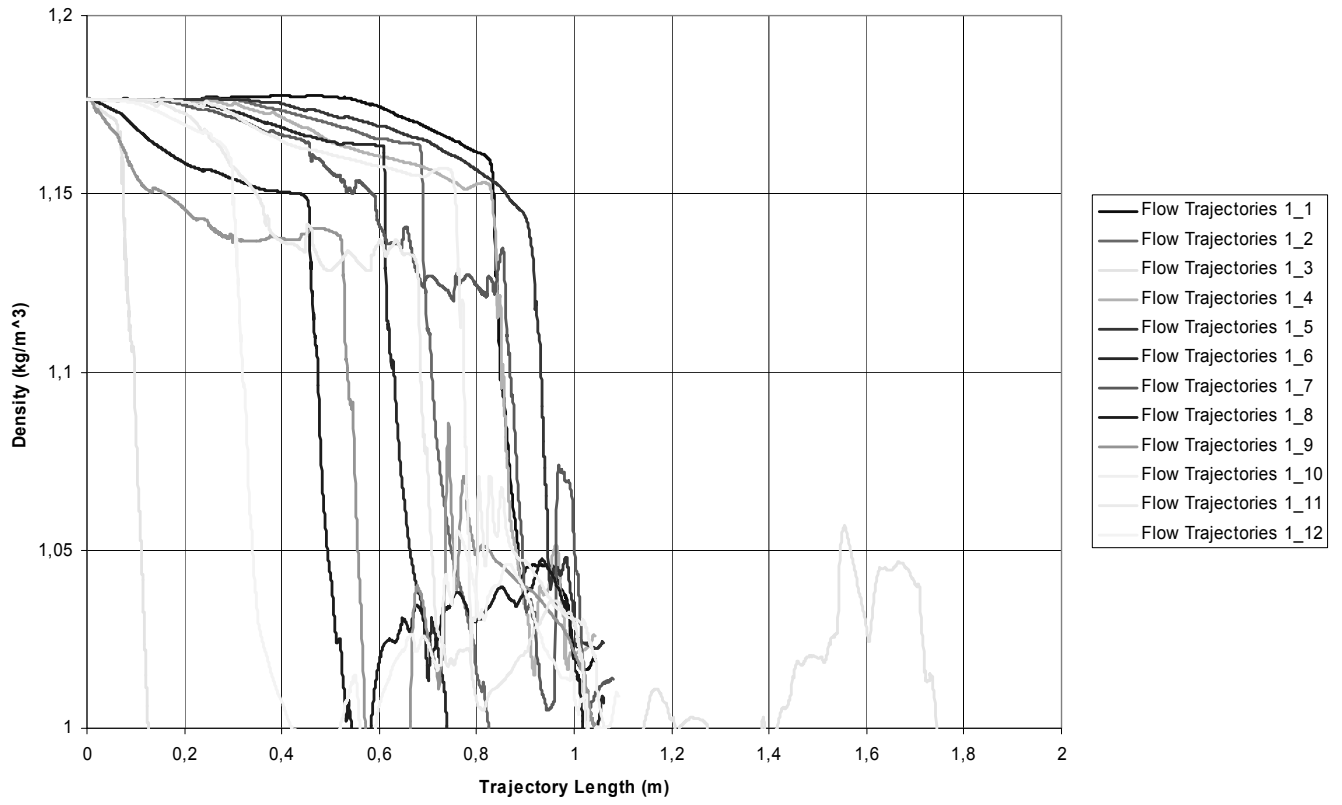
0.707383
0.686744

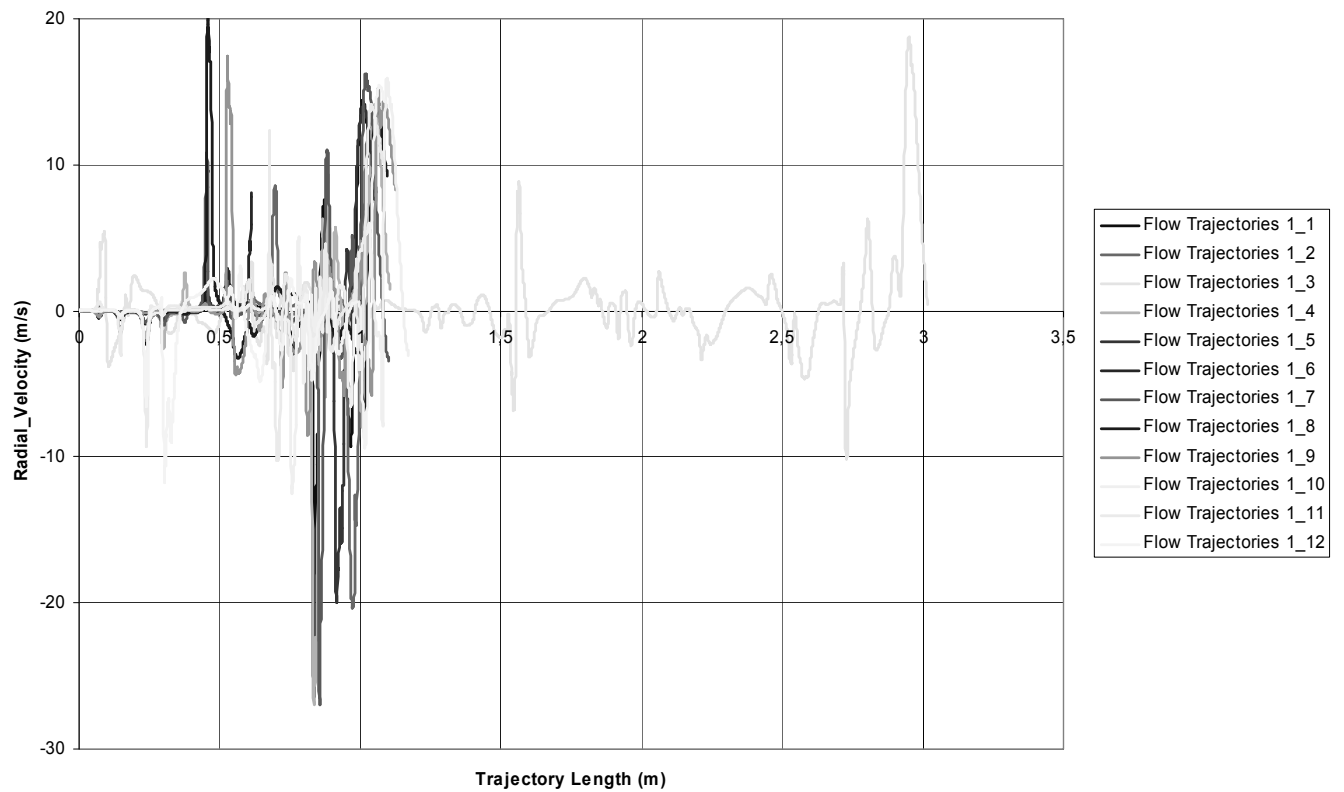
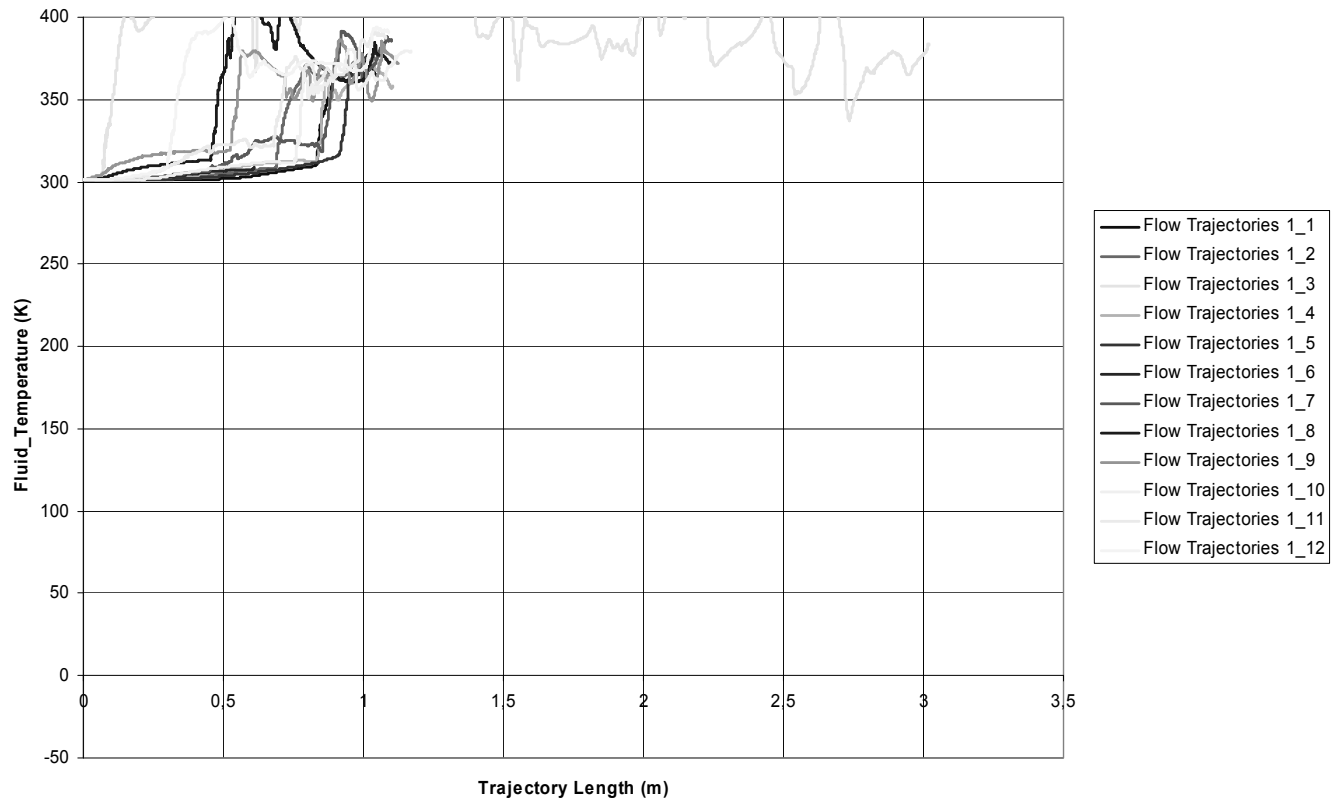
Приложение Б

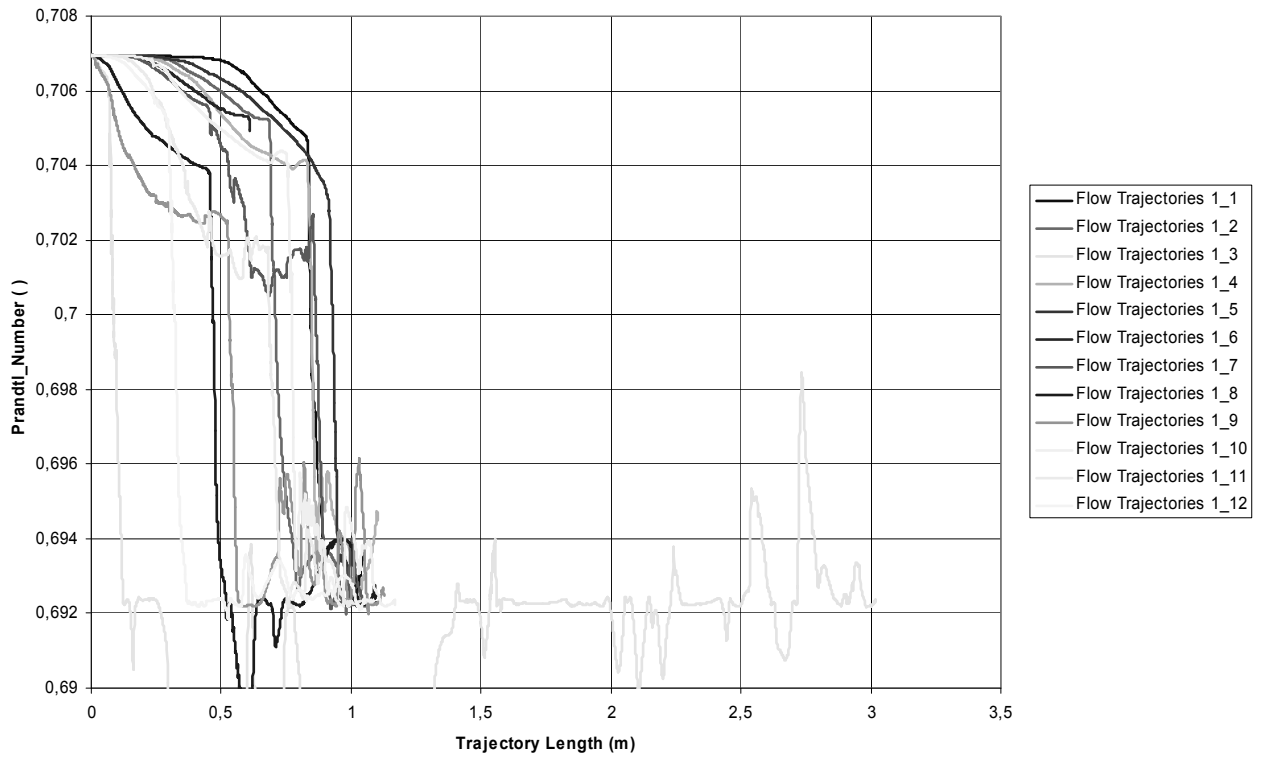
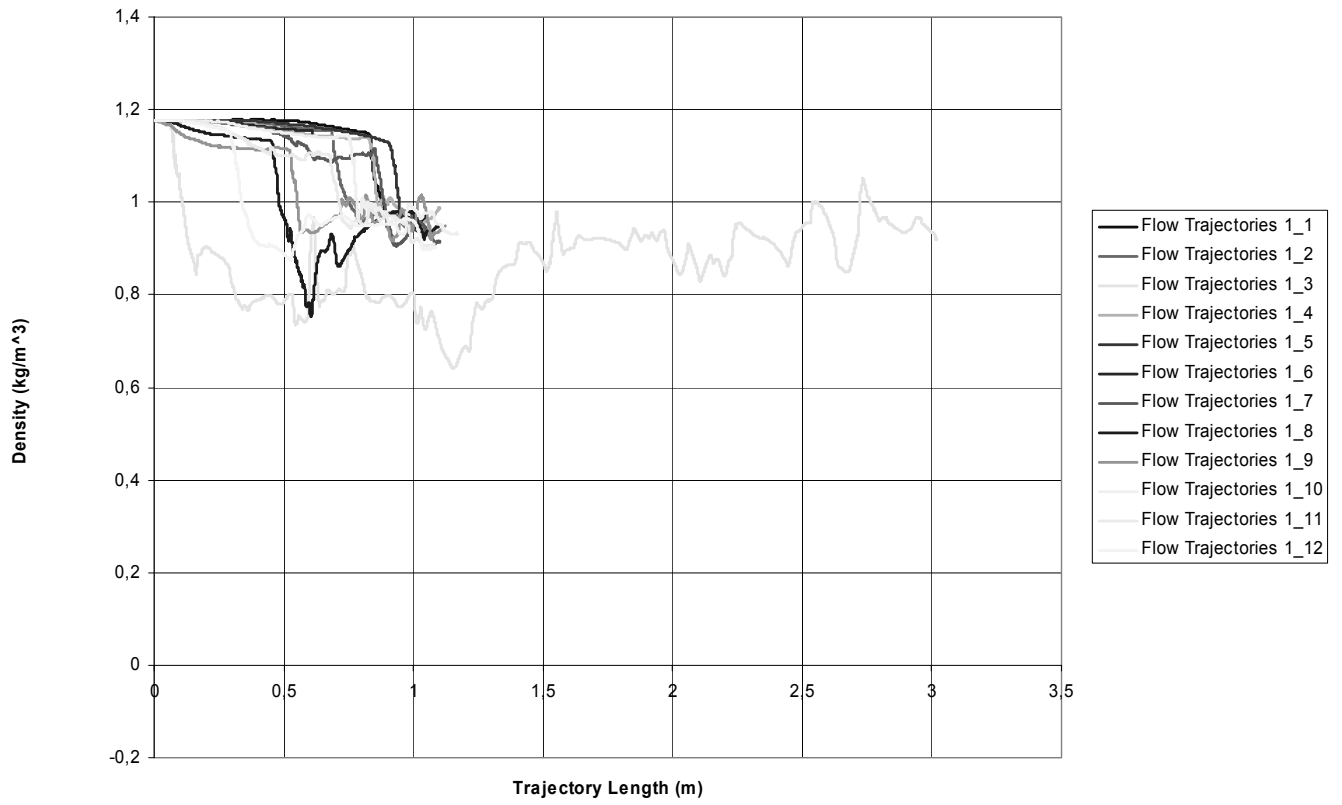
**Б.2. Результаты CFD-моделирования работы струйно-вихревого рекуператора
1 ВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 100 °С**

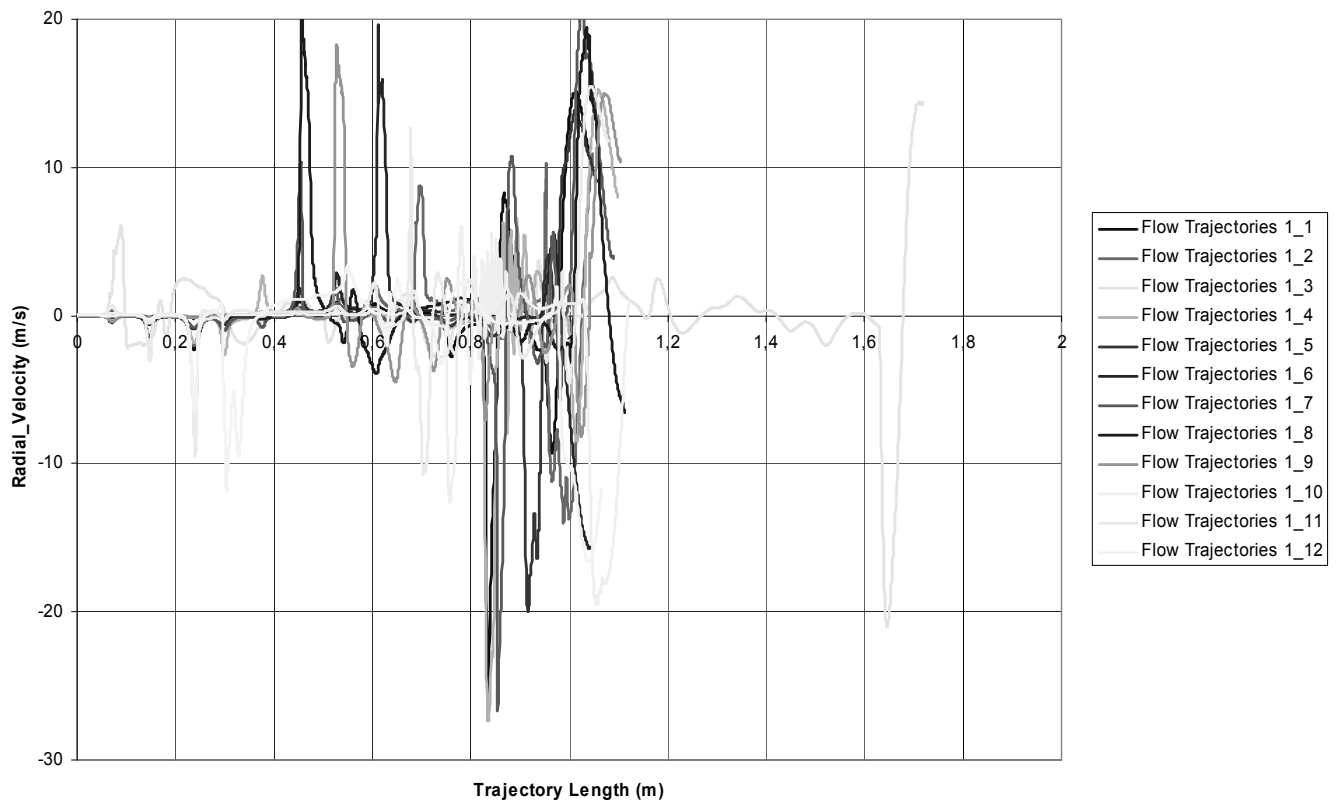
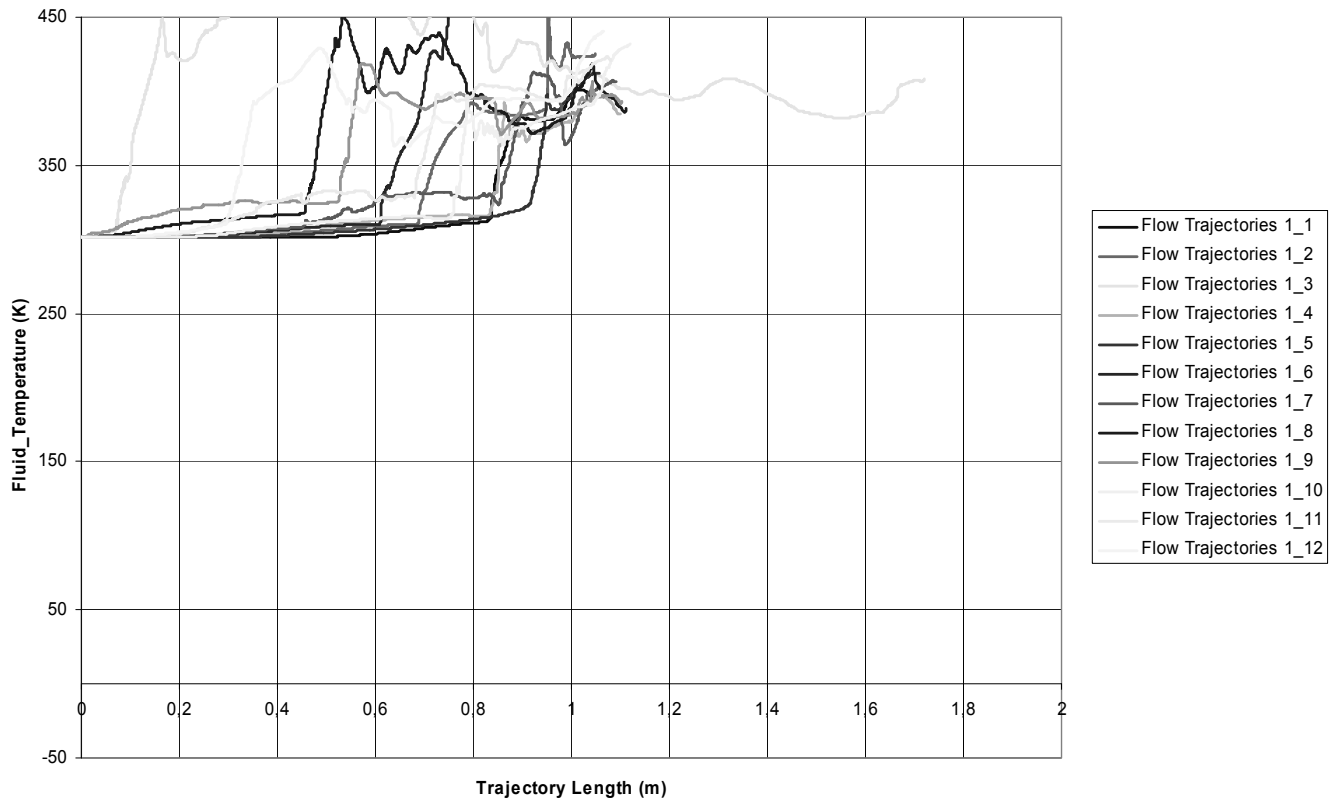


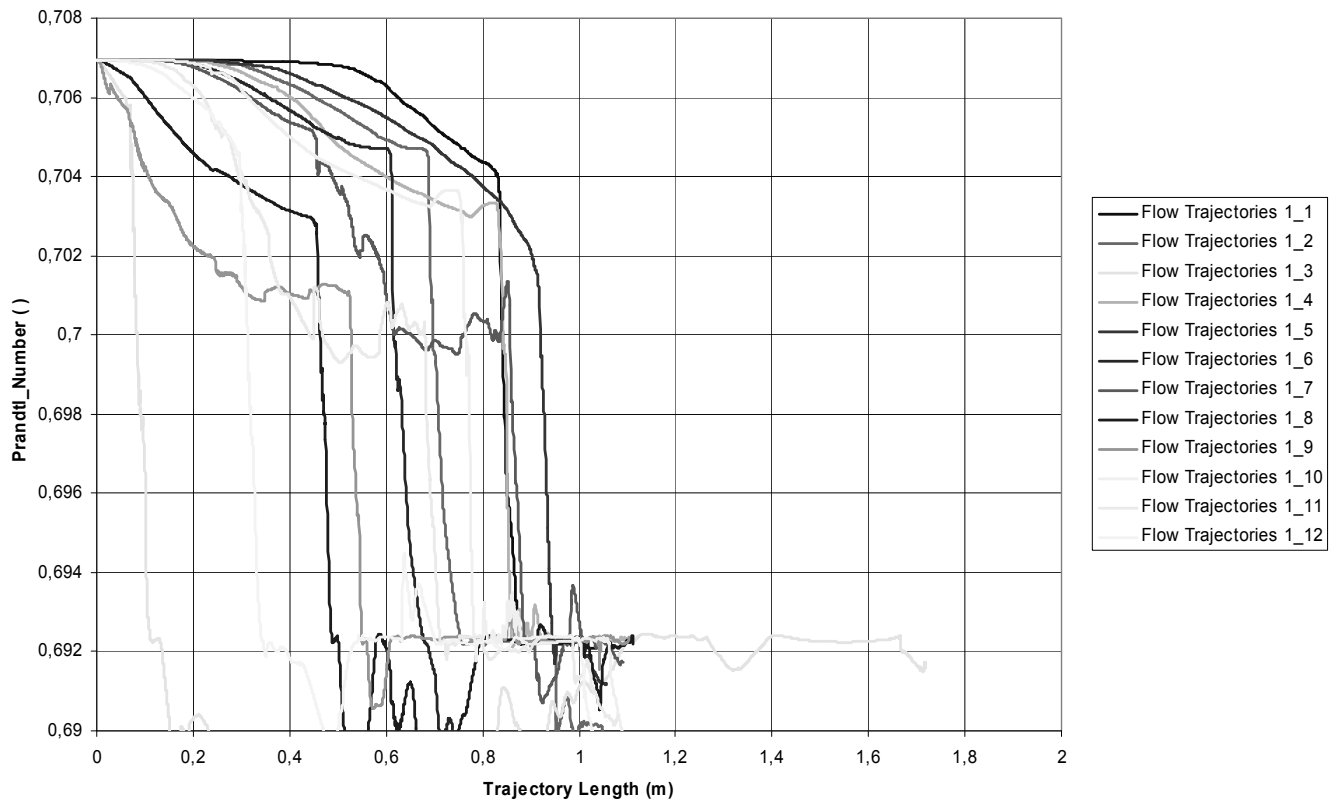
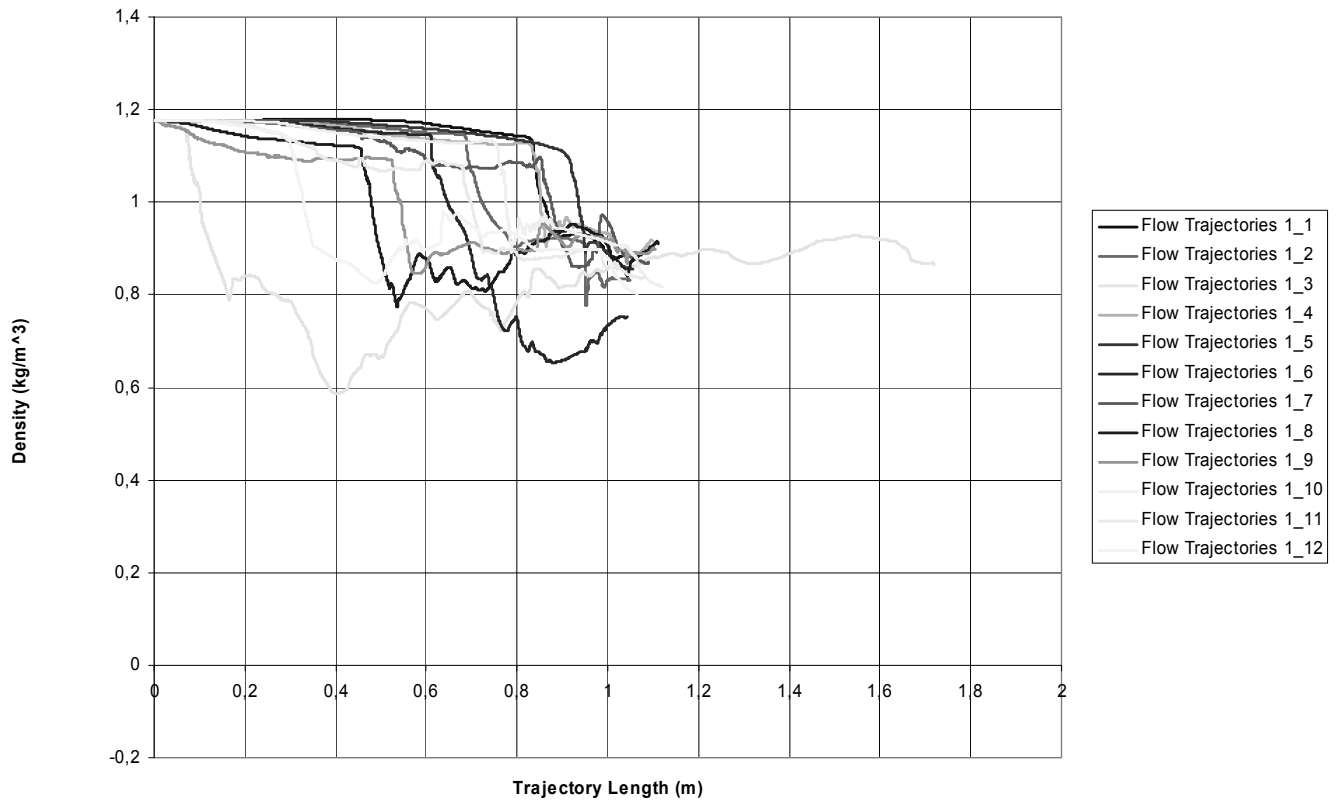
1 ВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 200 °С

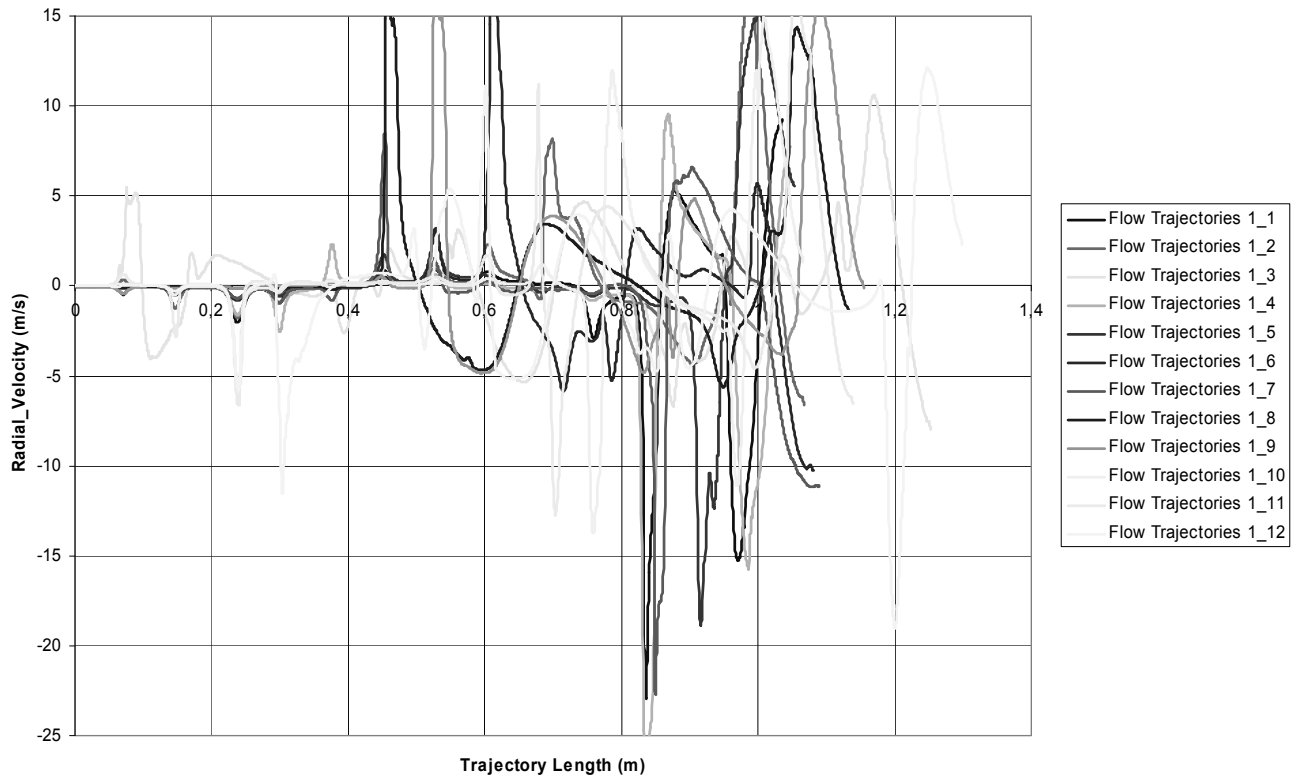
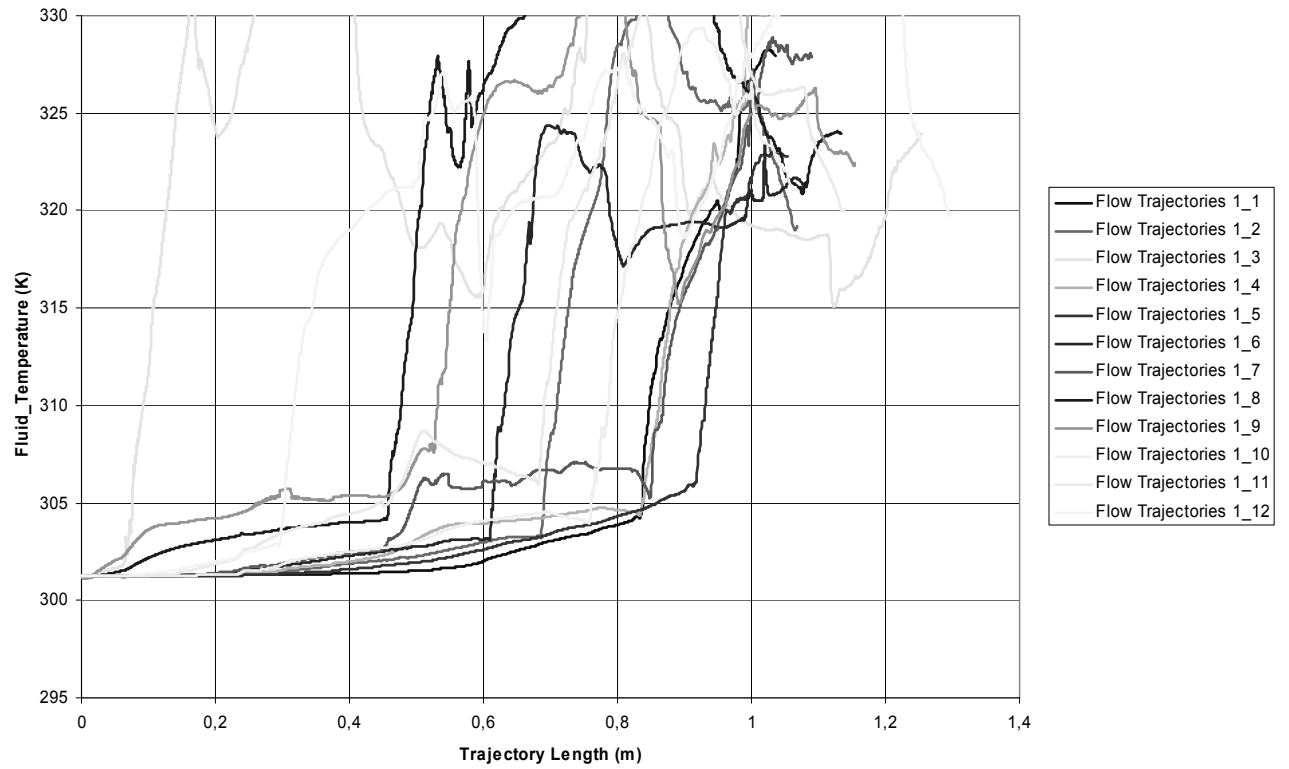


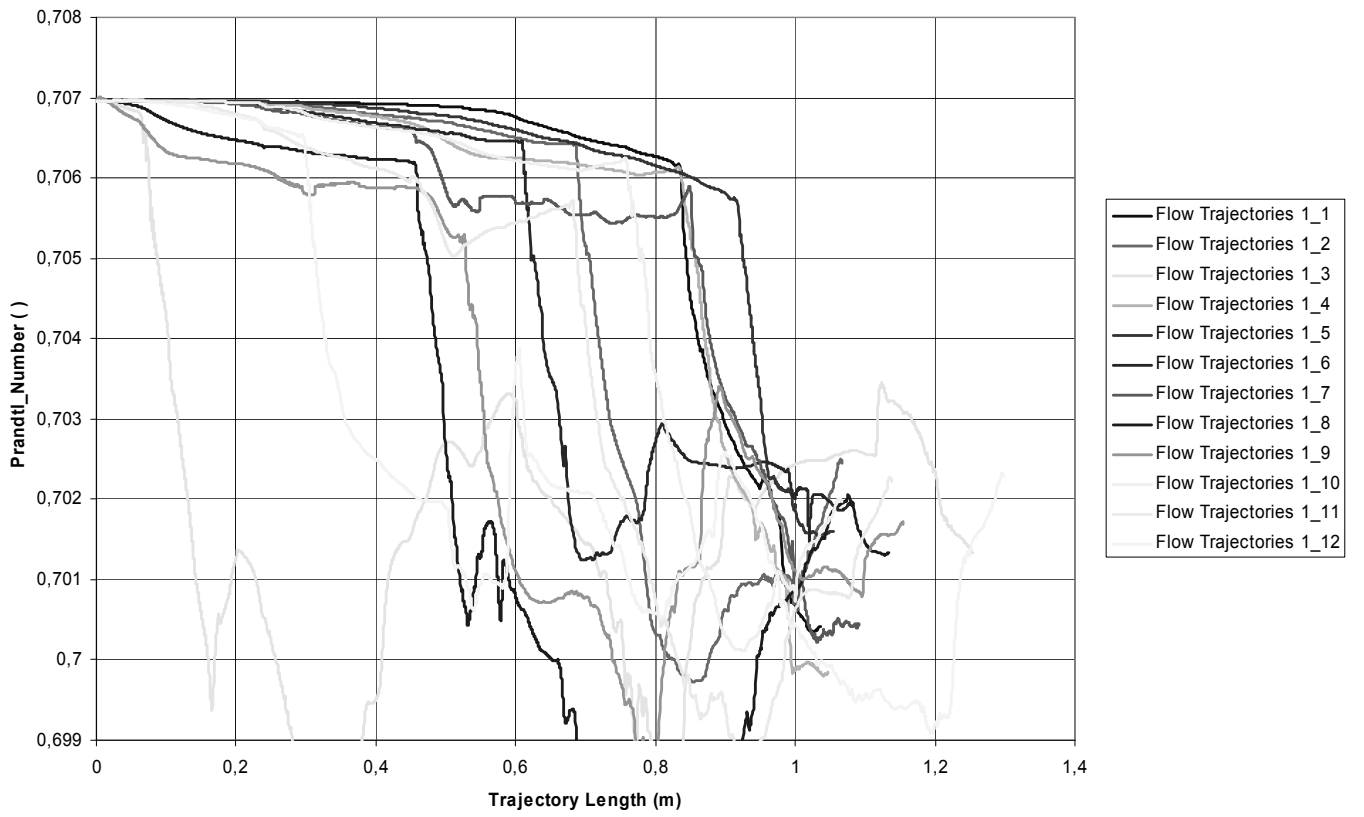
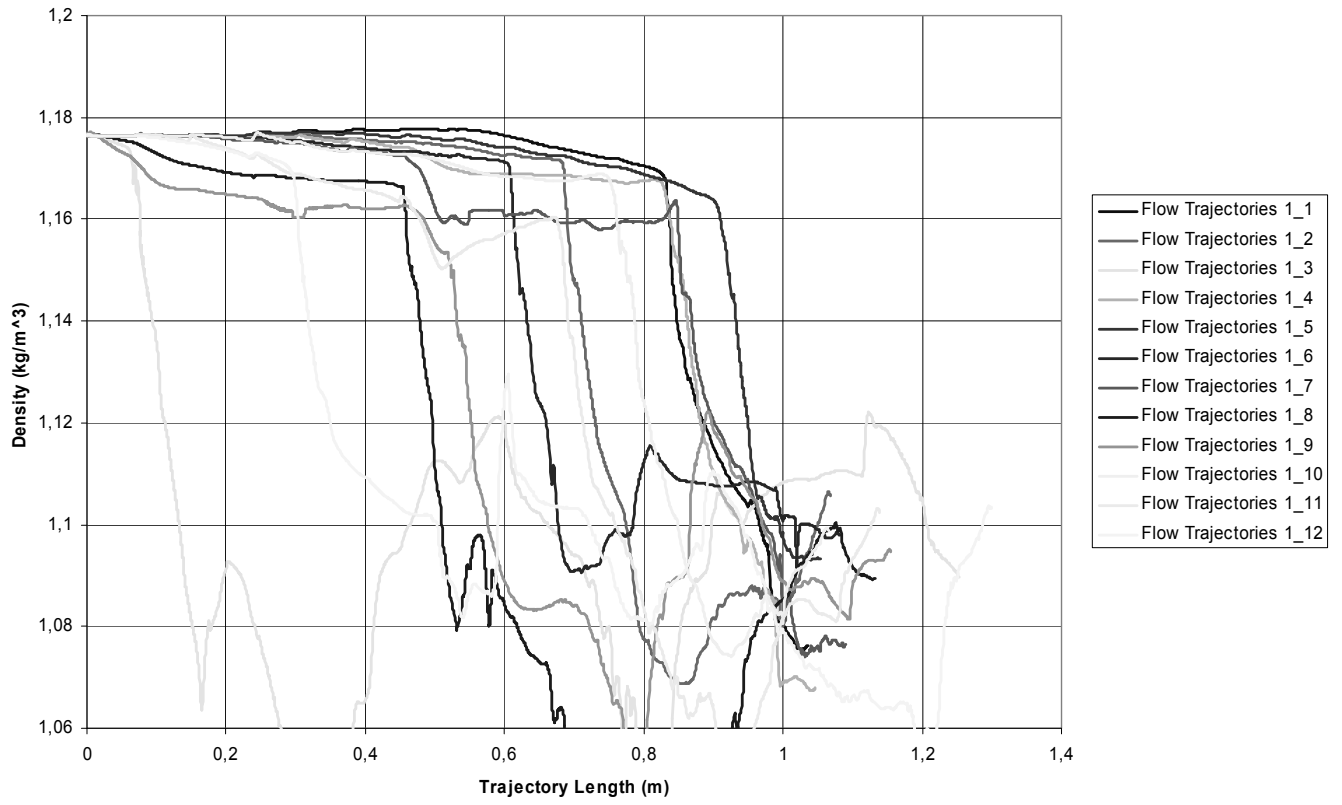
1BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 300 °C



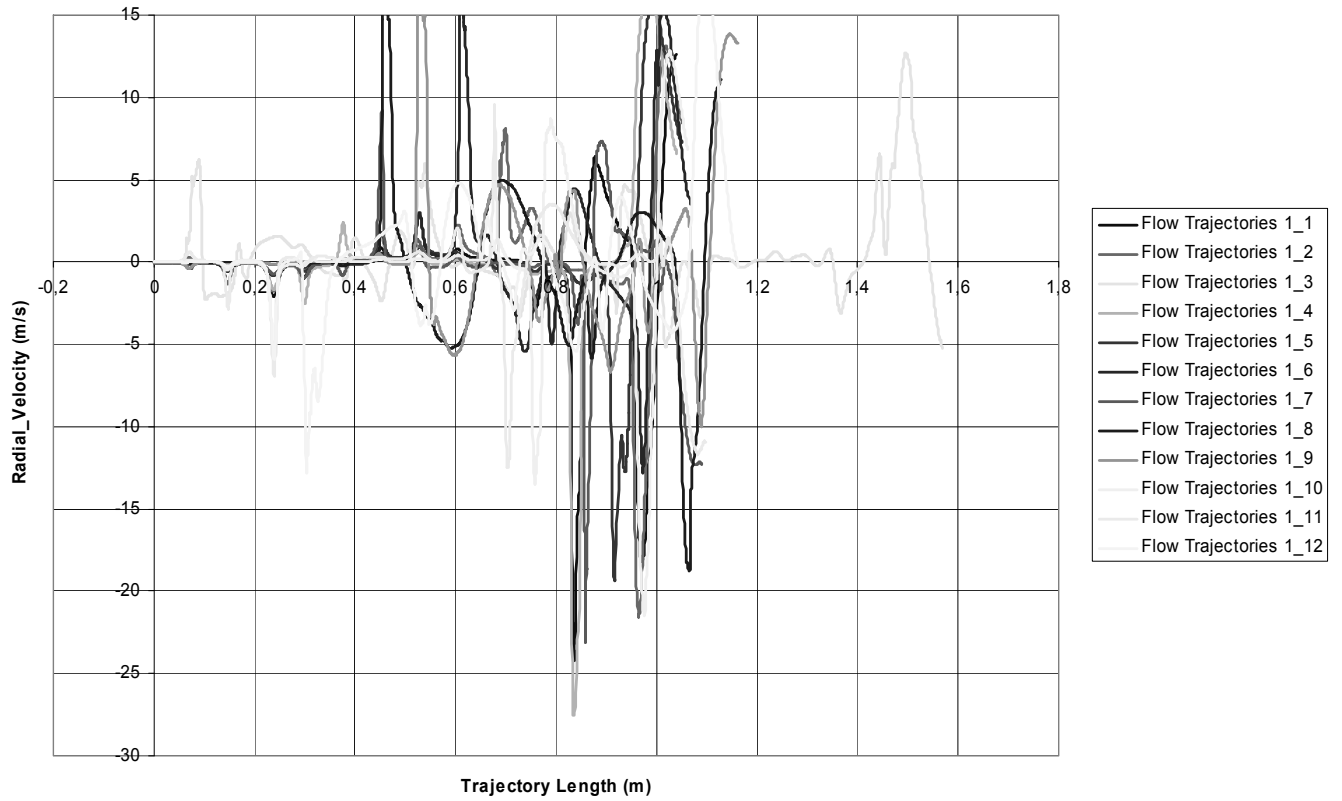
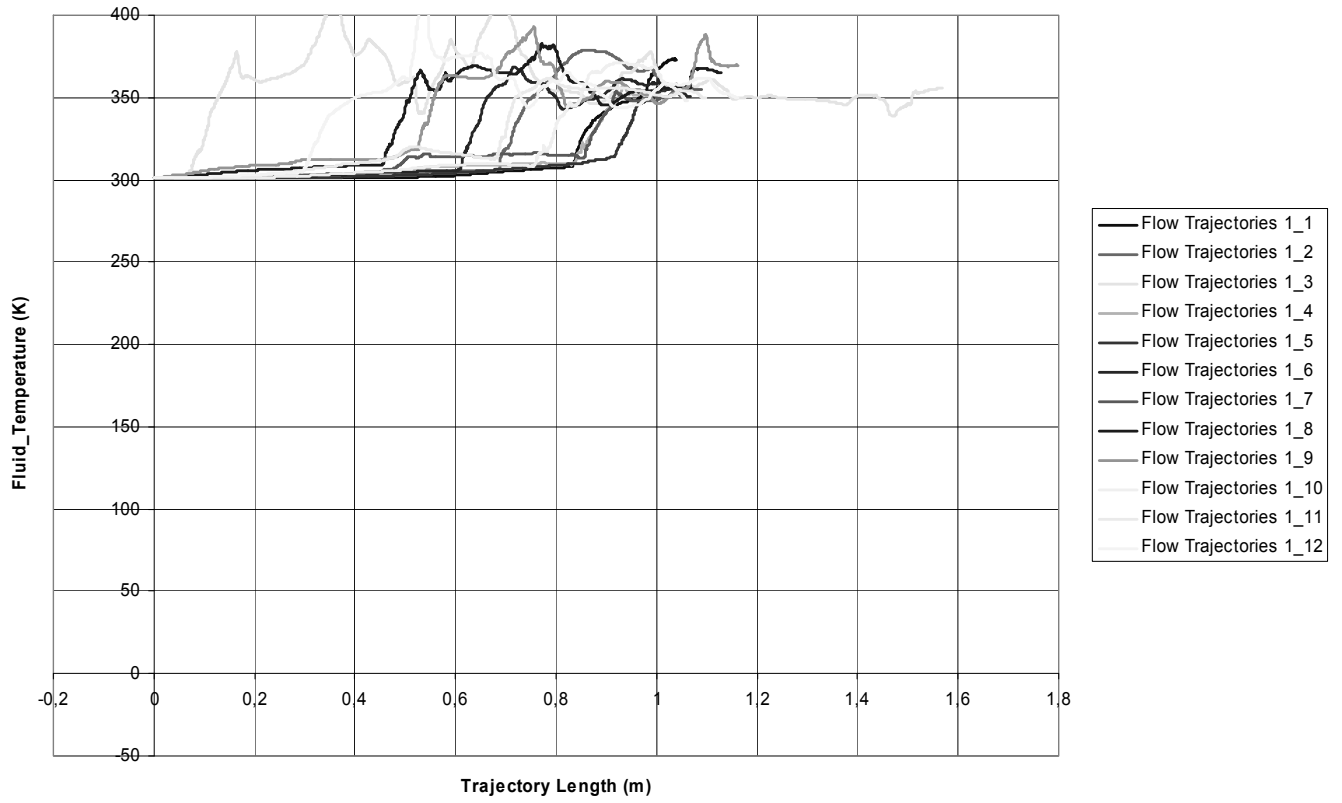
1BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 400 °C

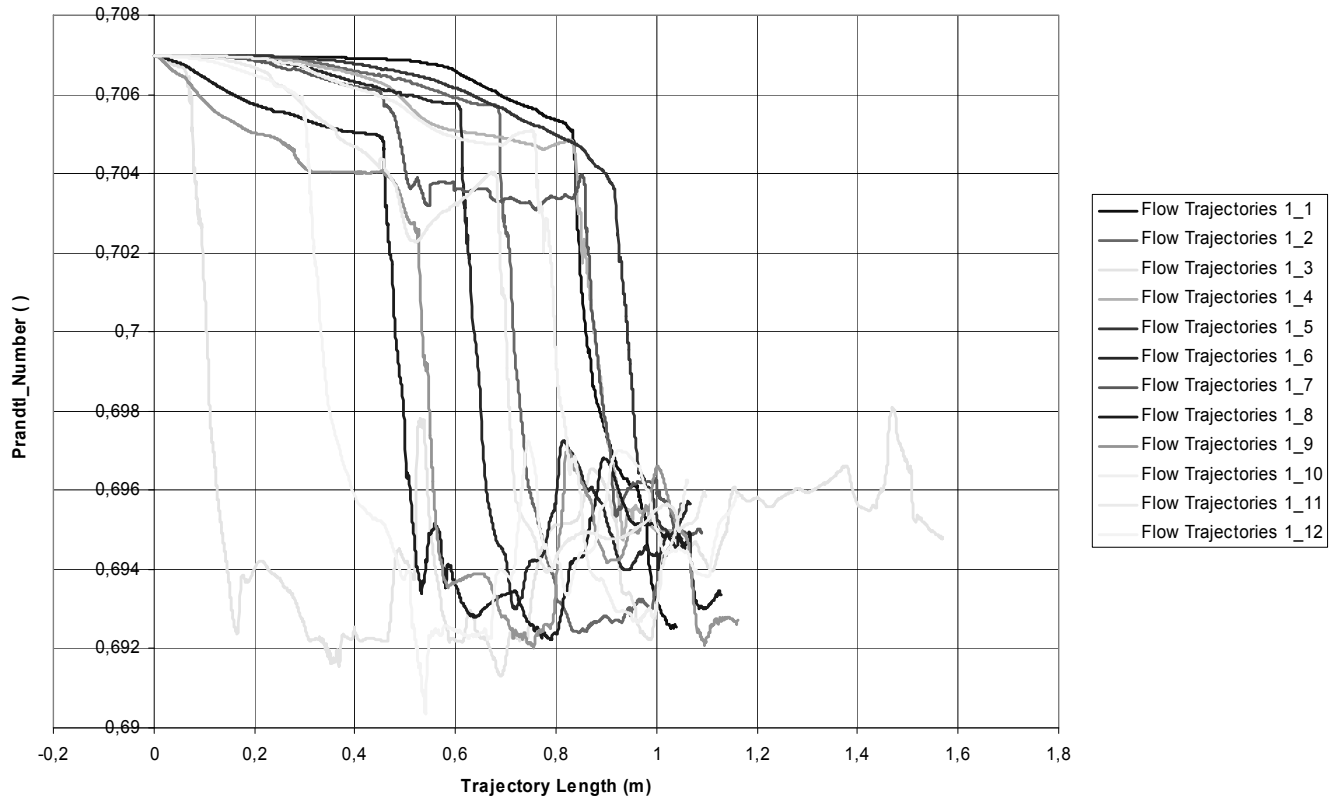
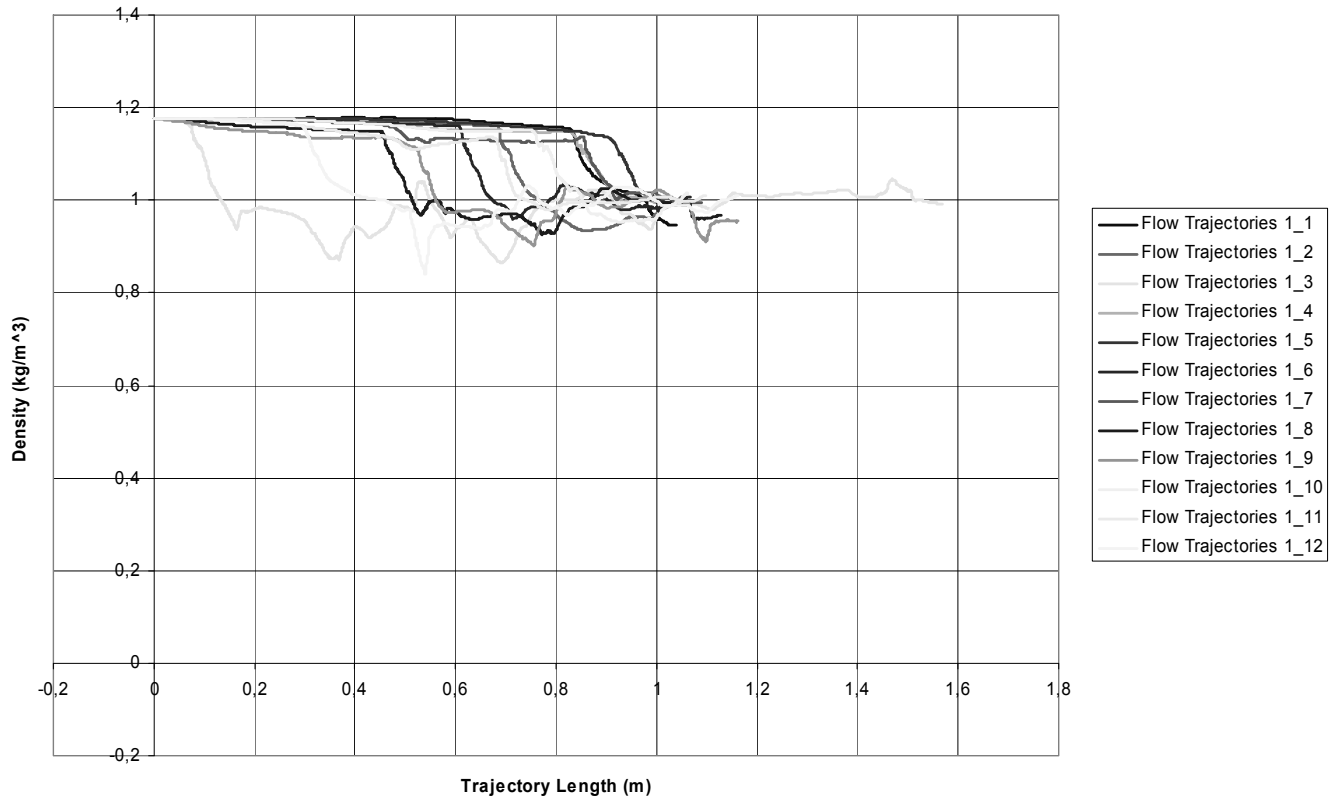


2 ВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 100 °С

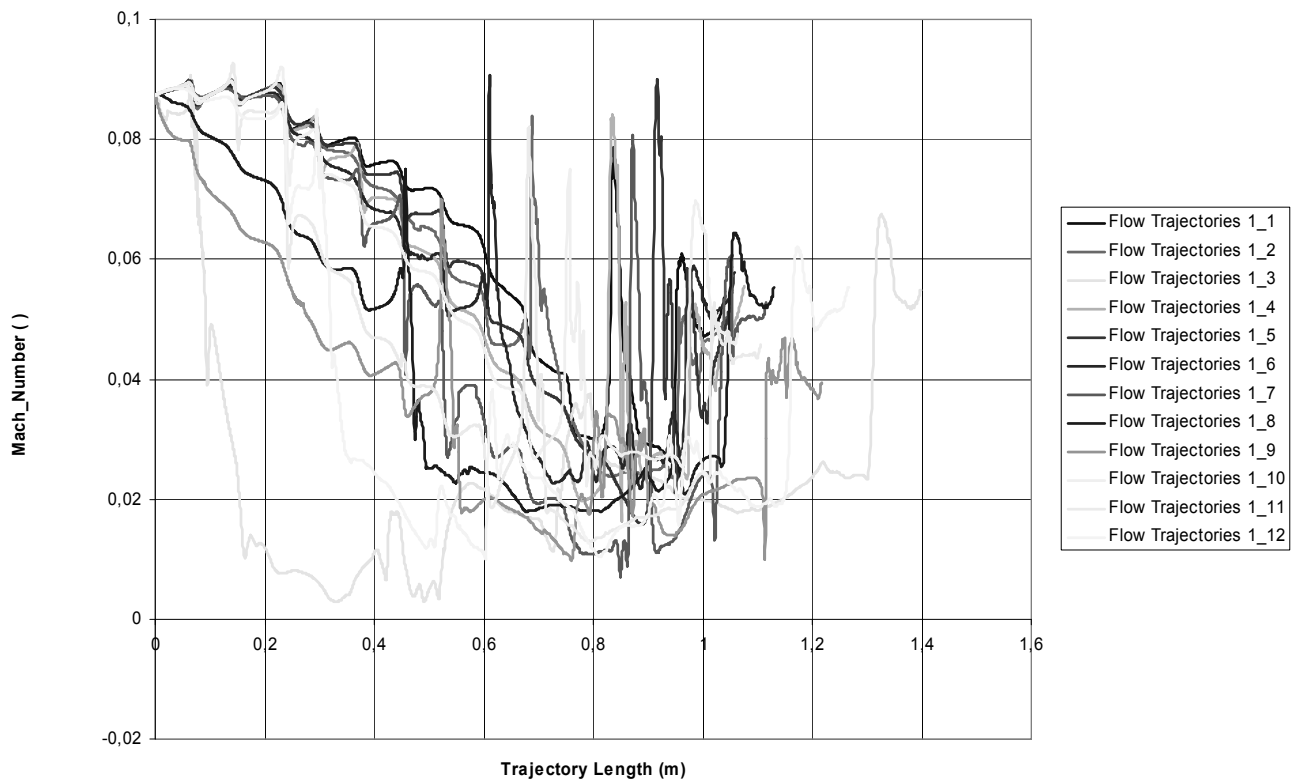
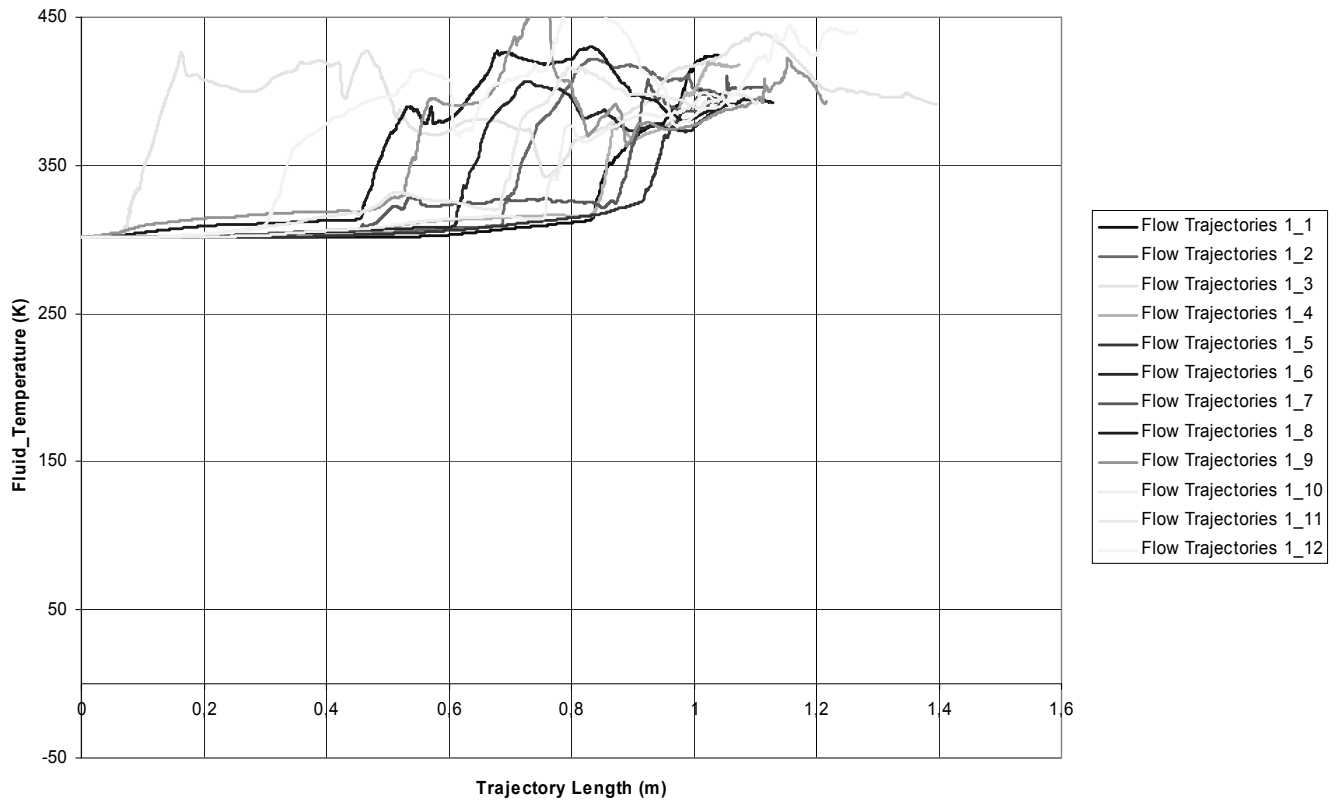


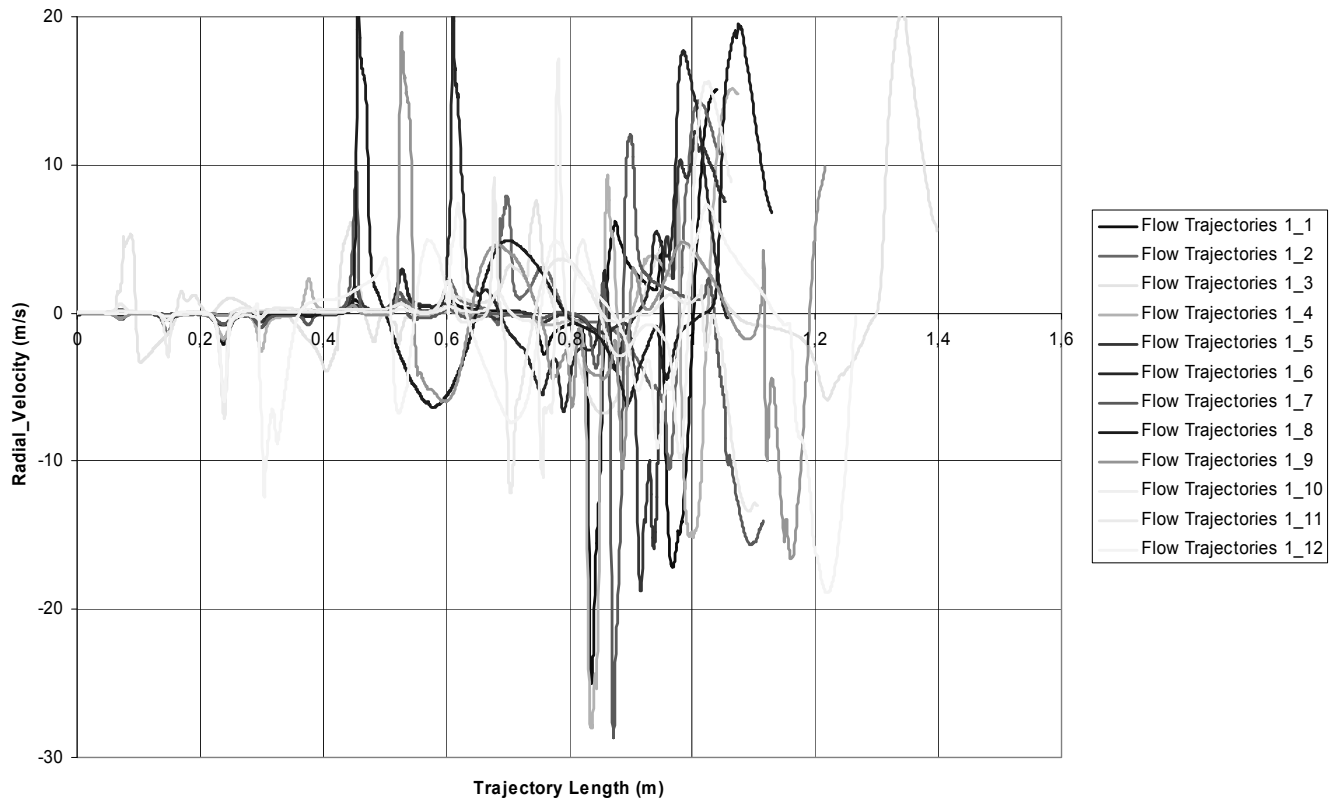
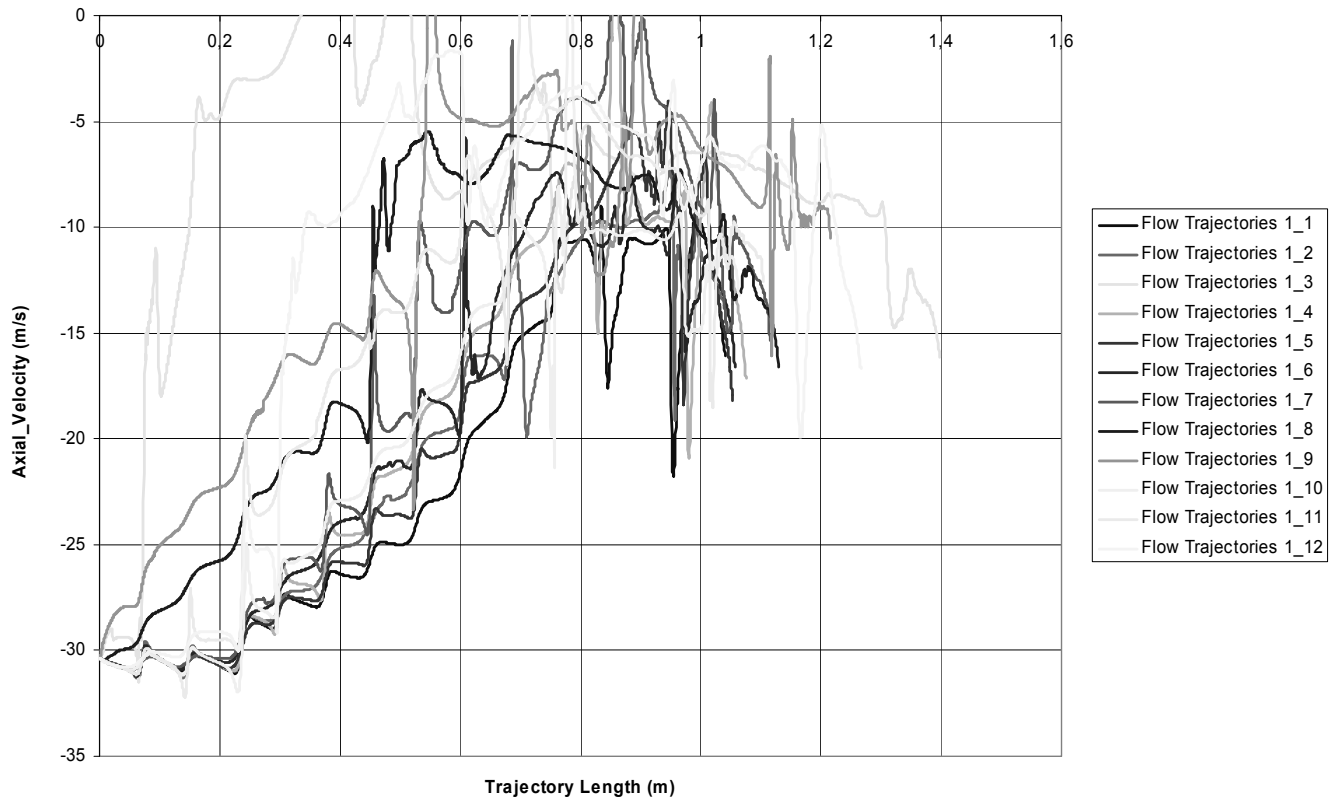
2BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 200 °C

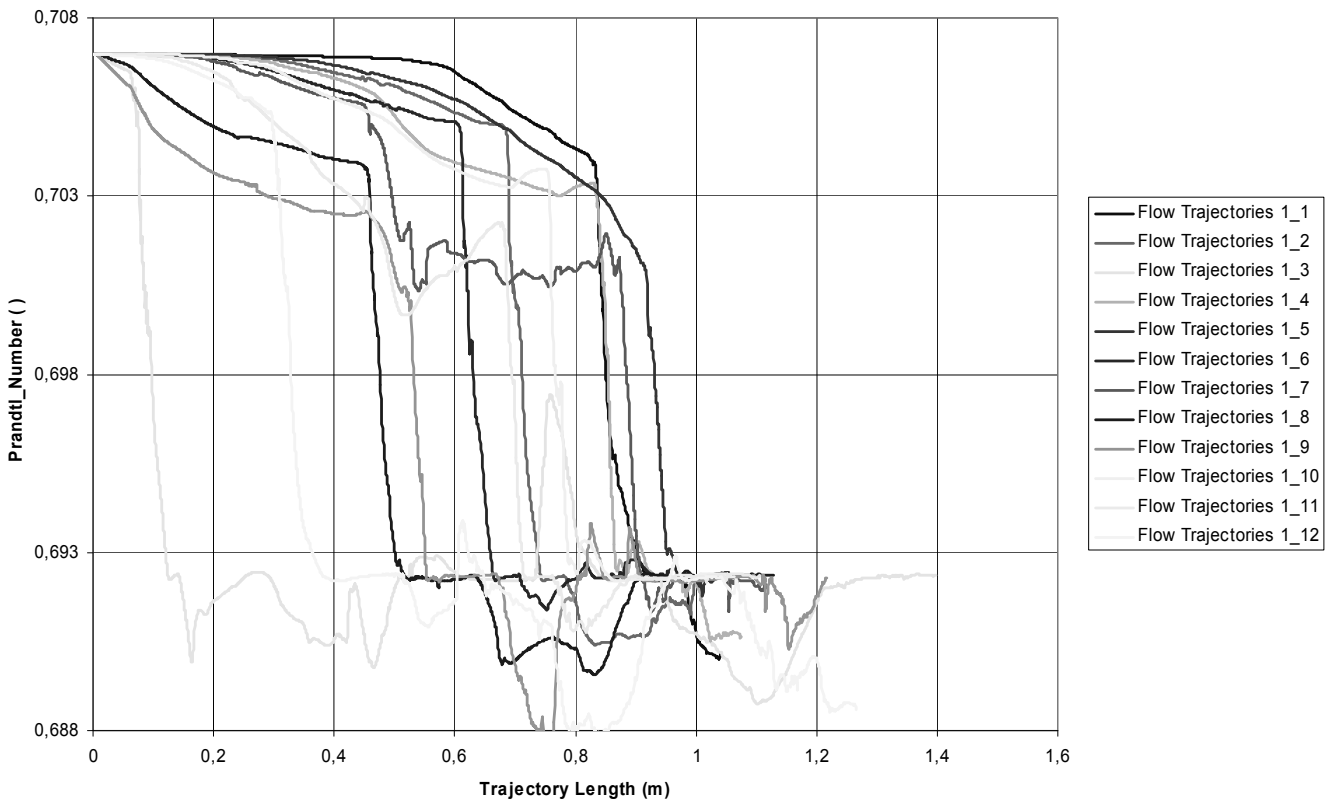
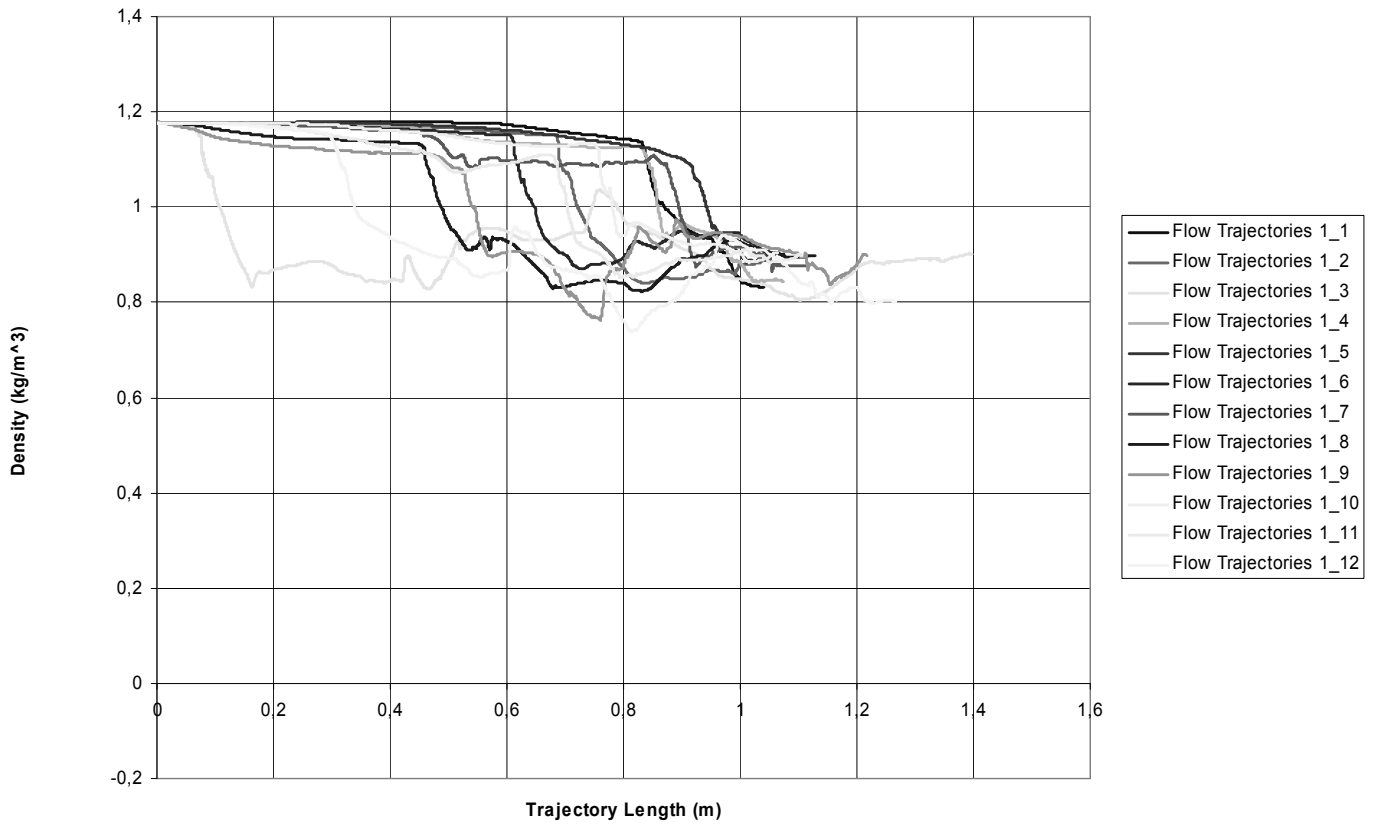




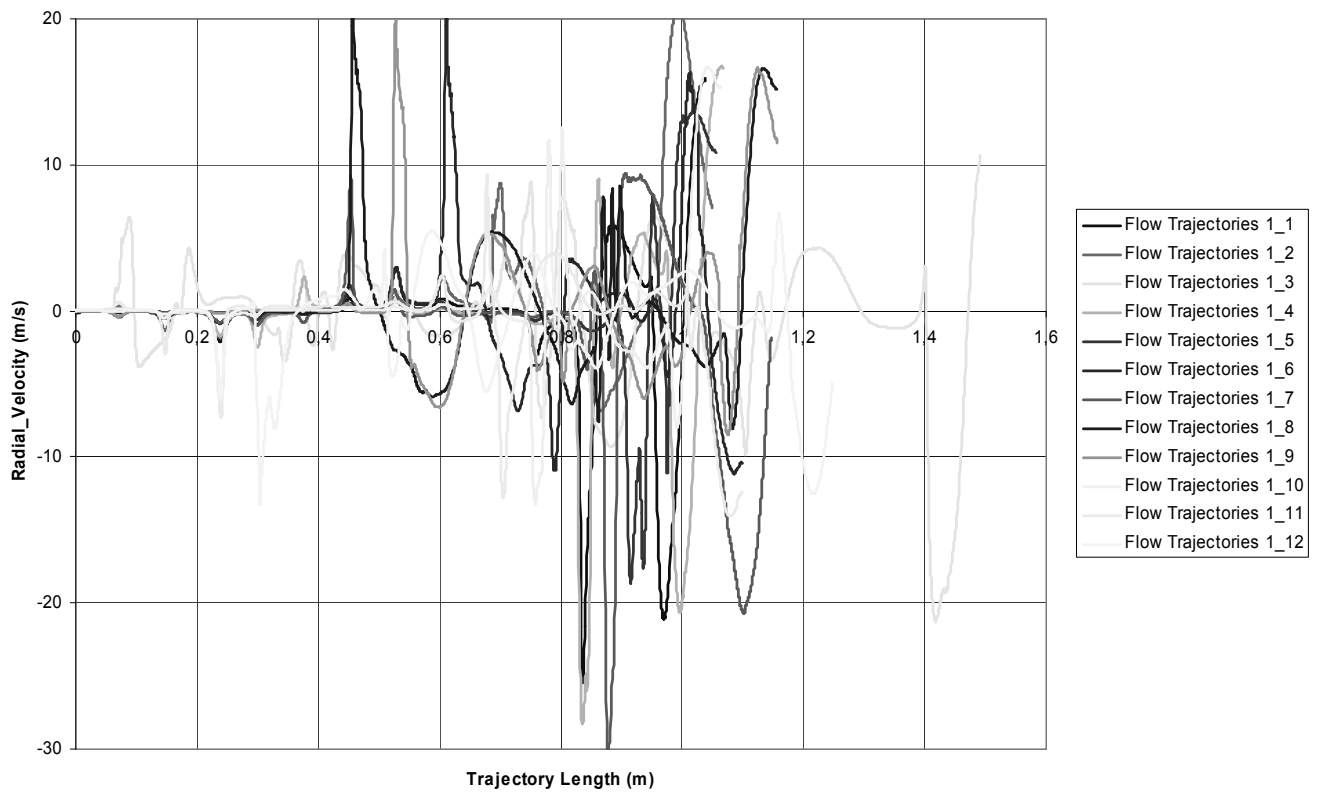
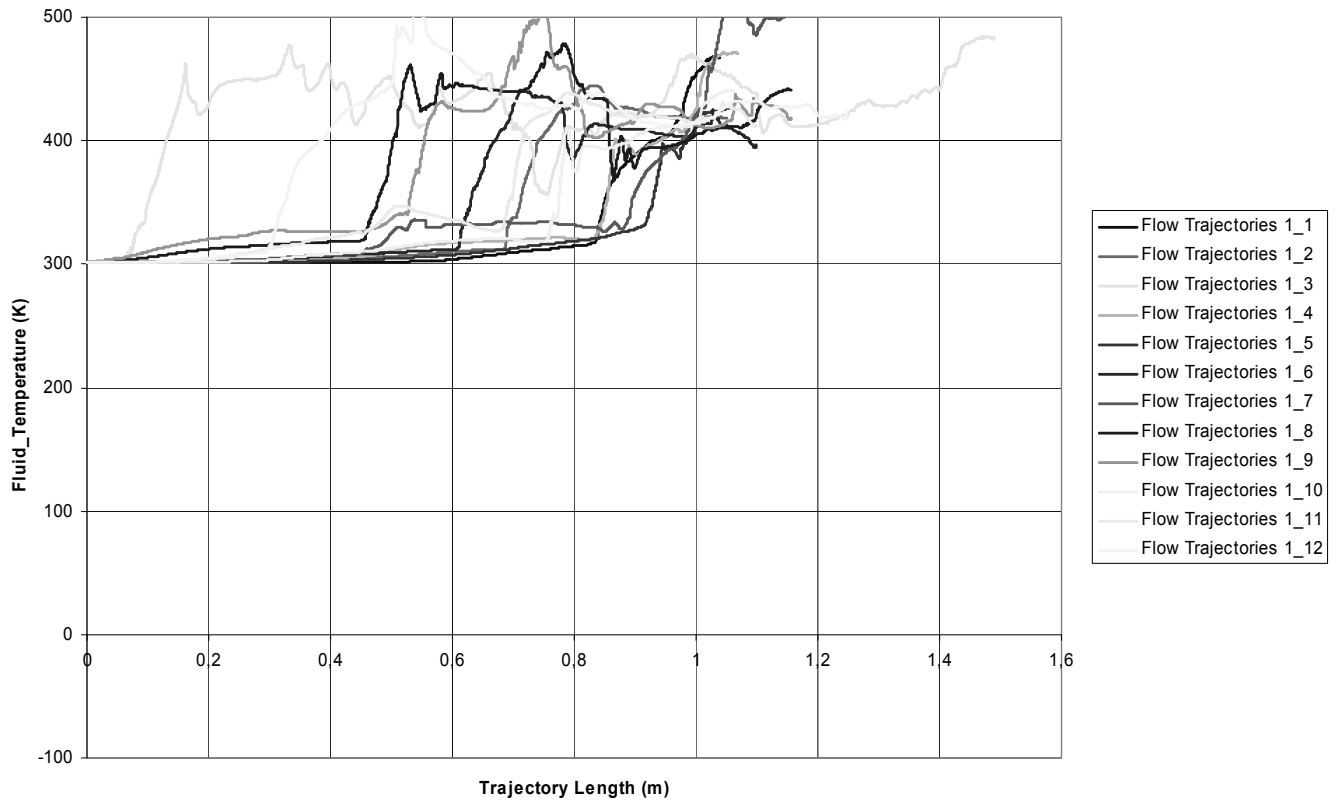
2BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 300 °C

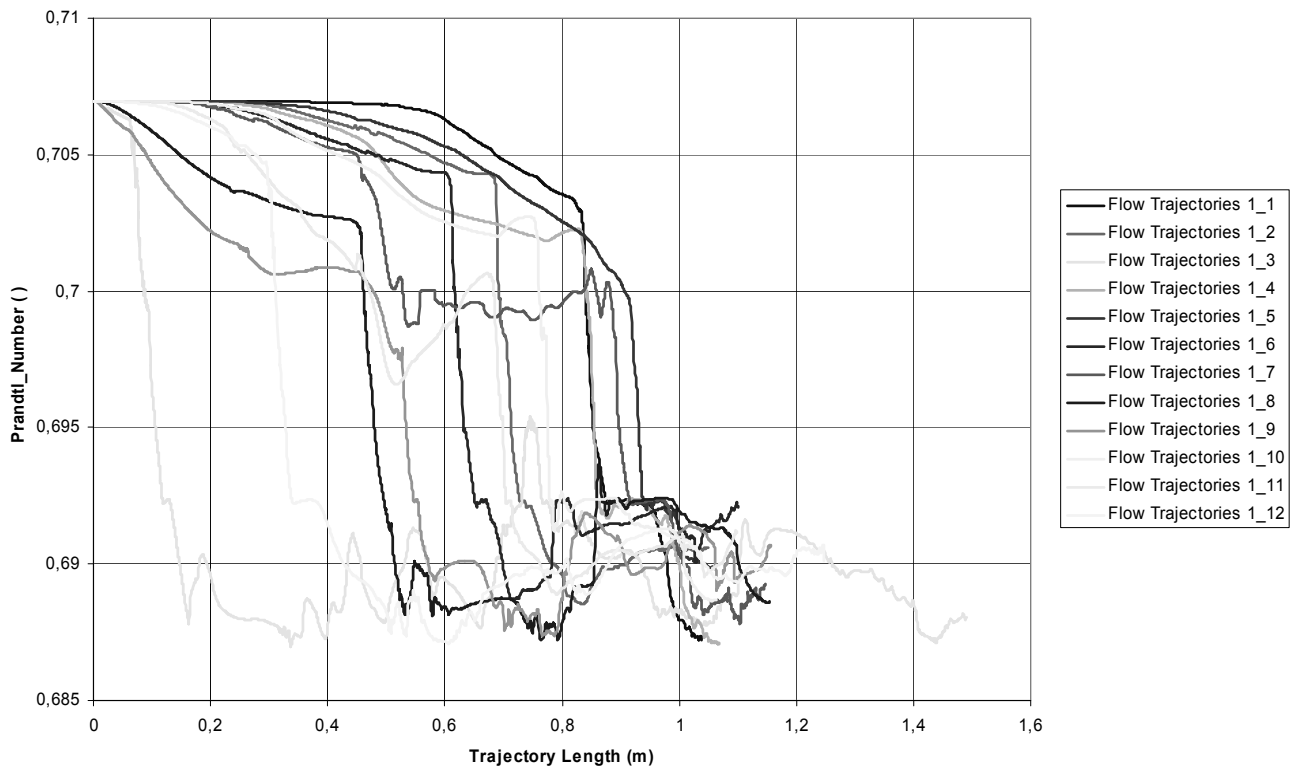
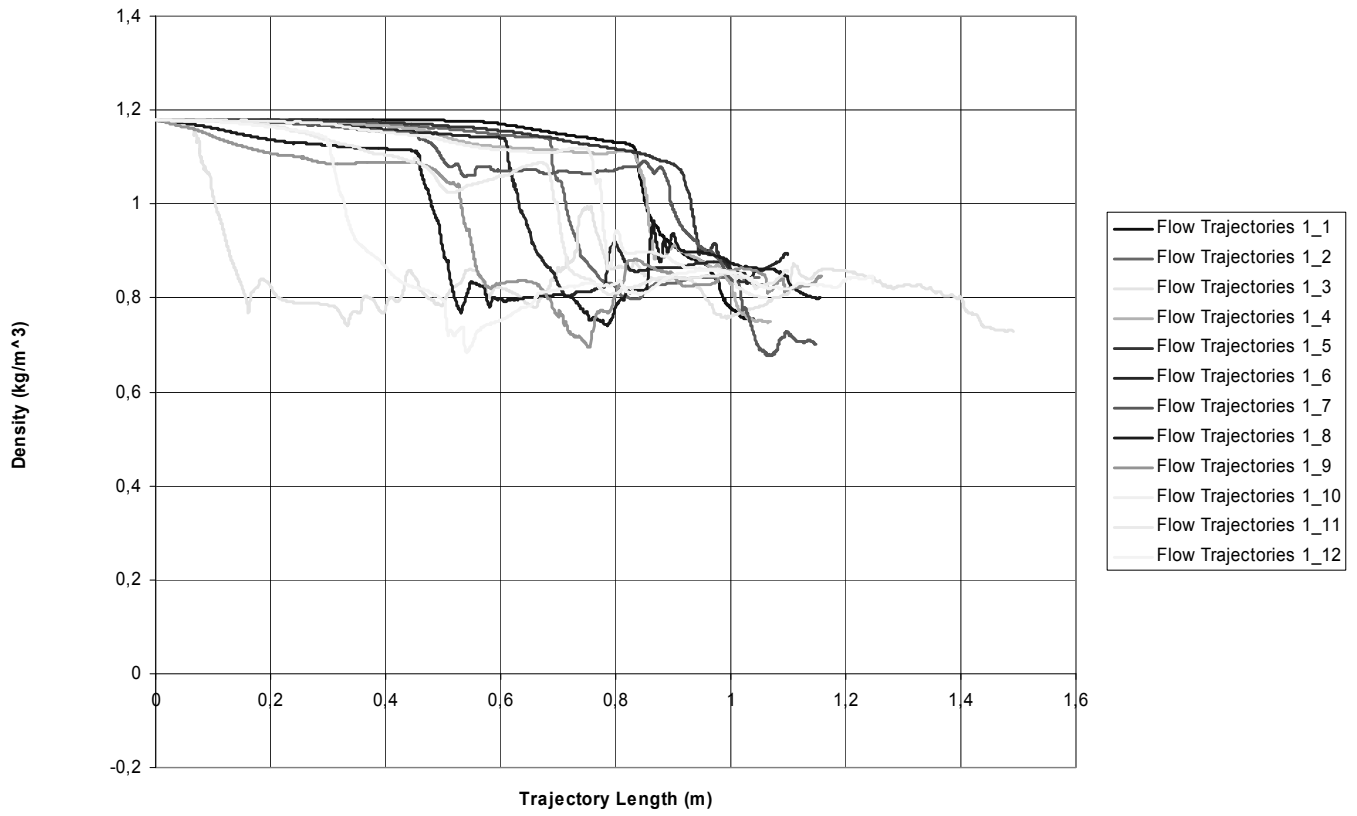


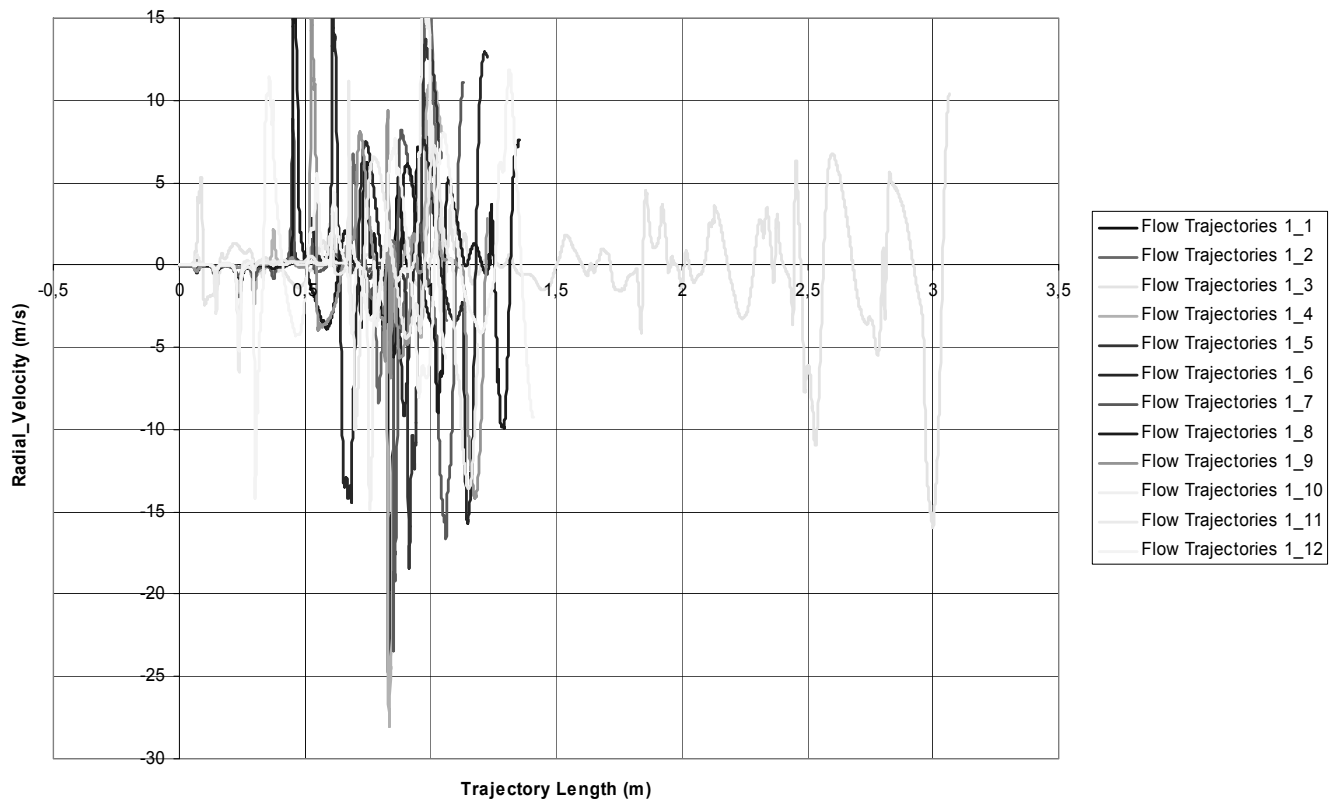
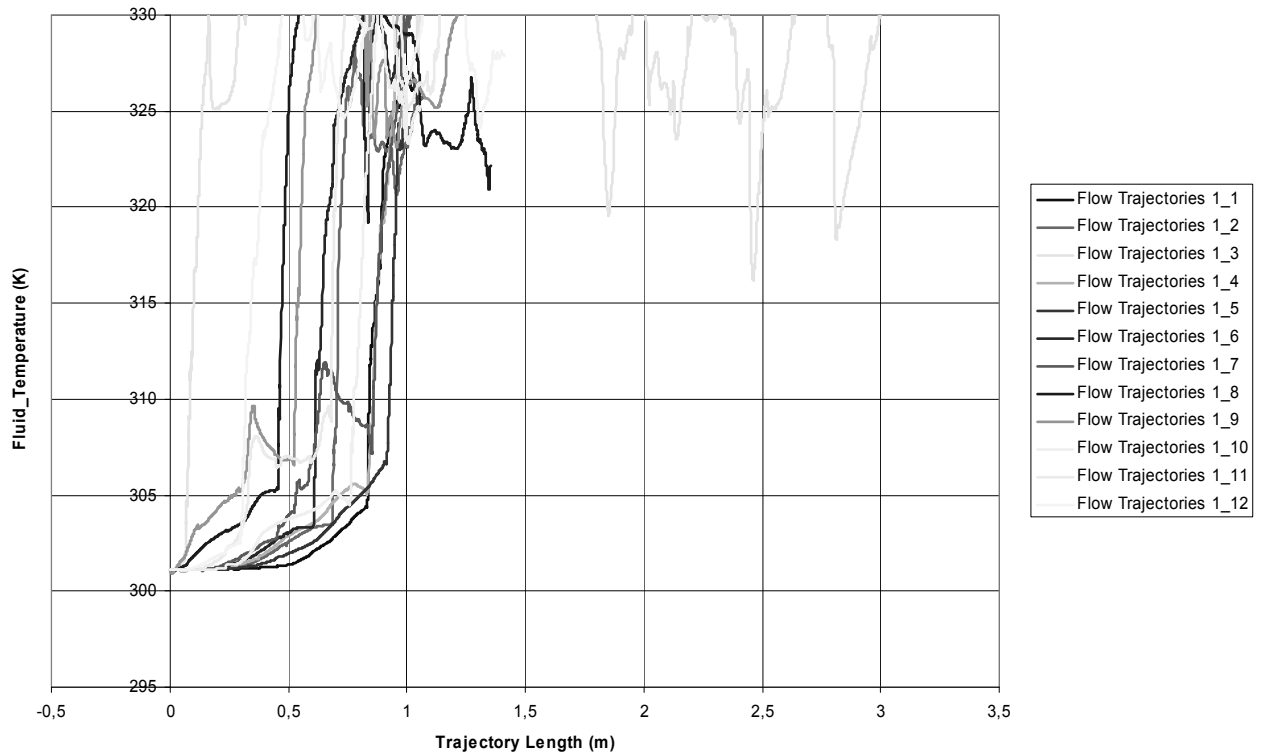


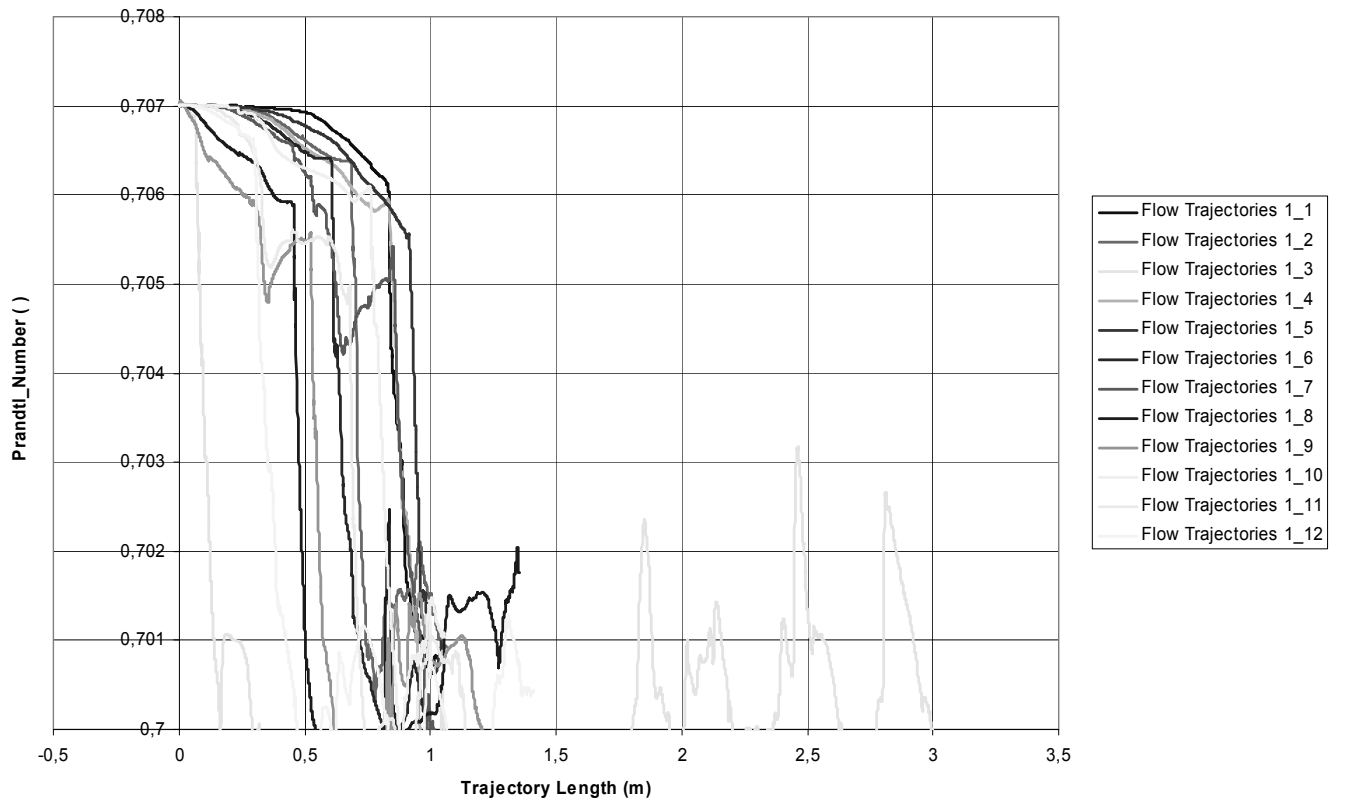
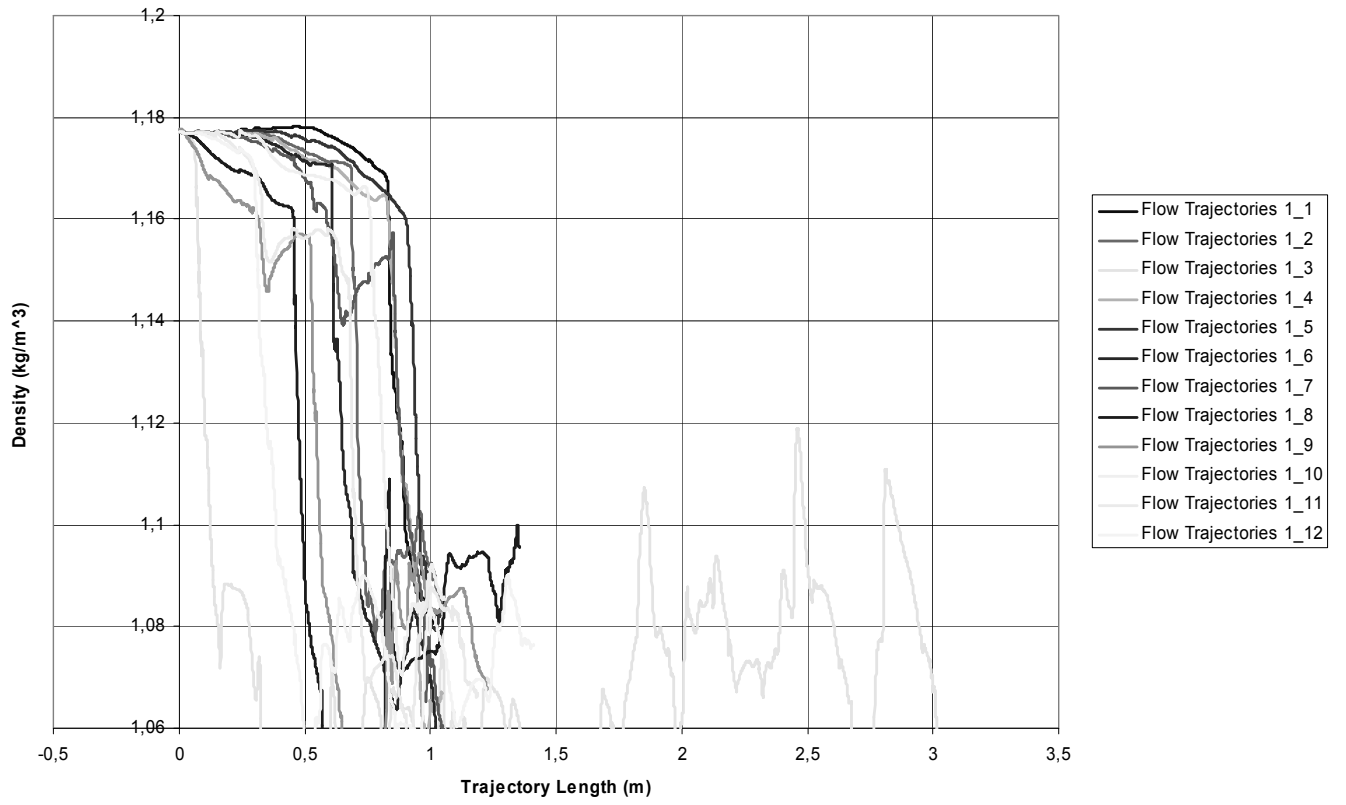


2BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 400 °C

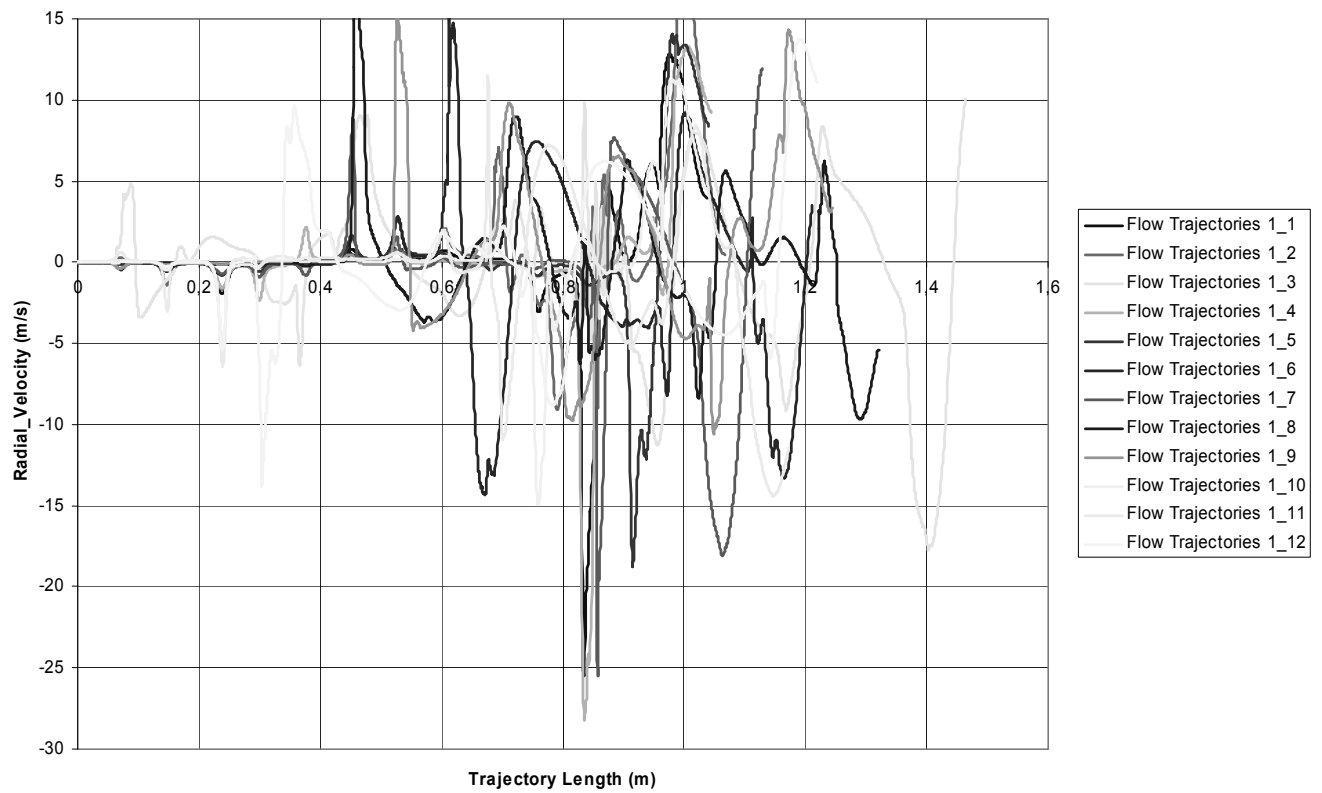
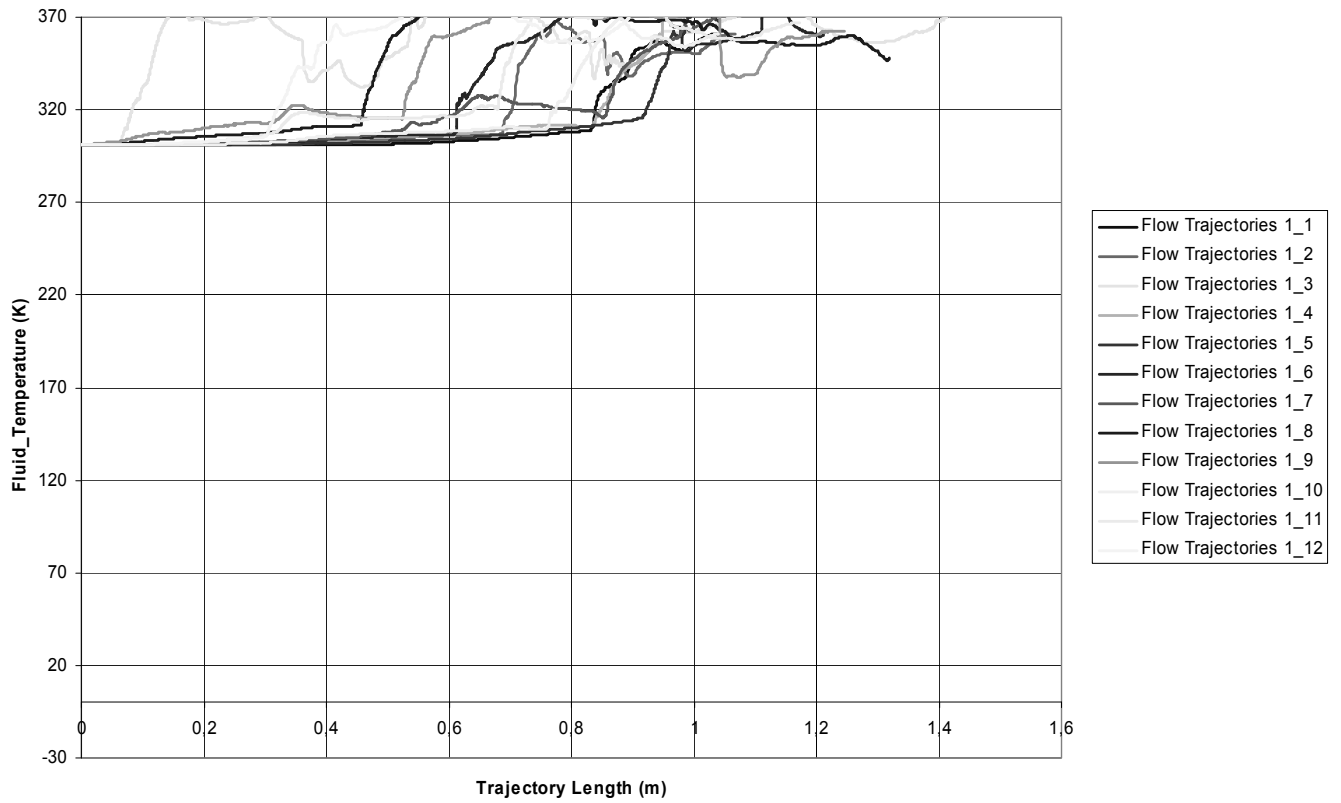


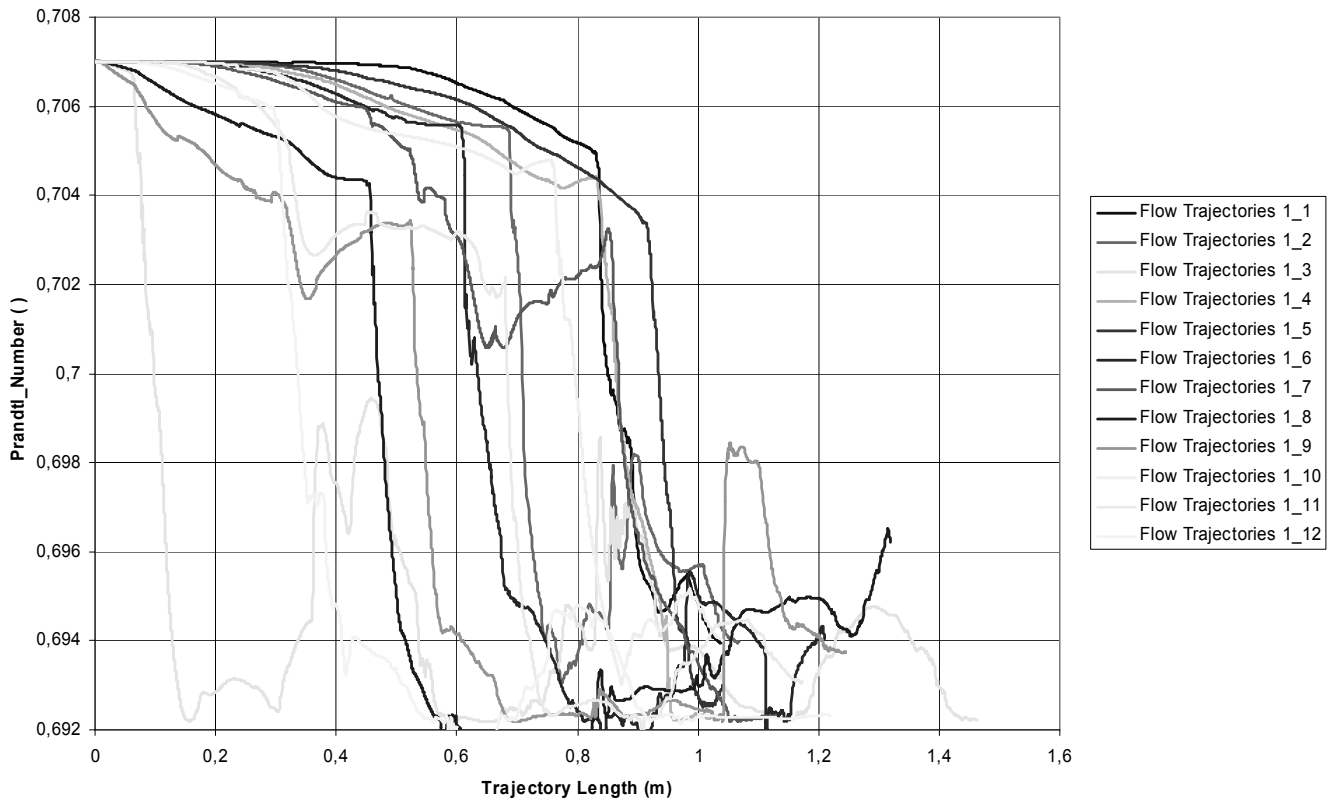
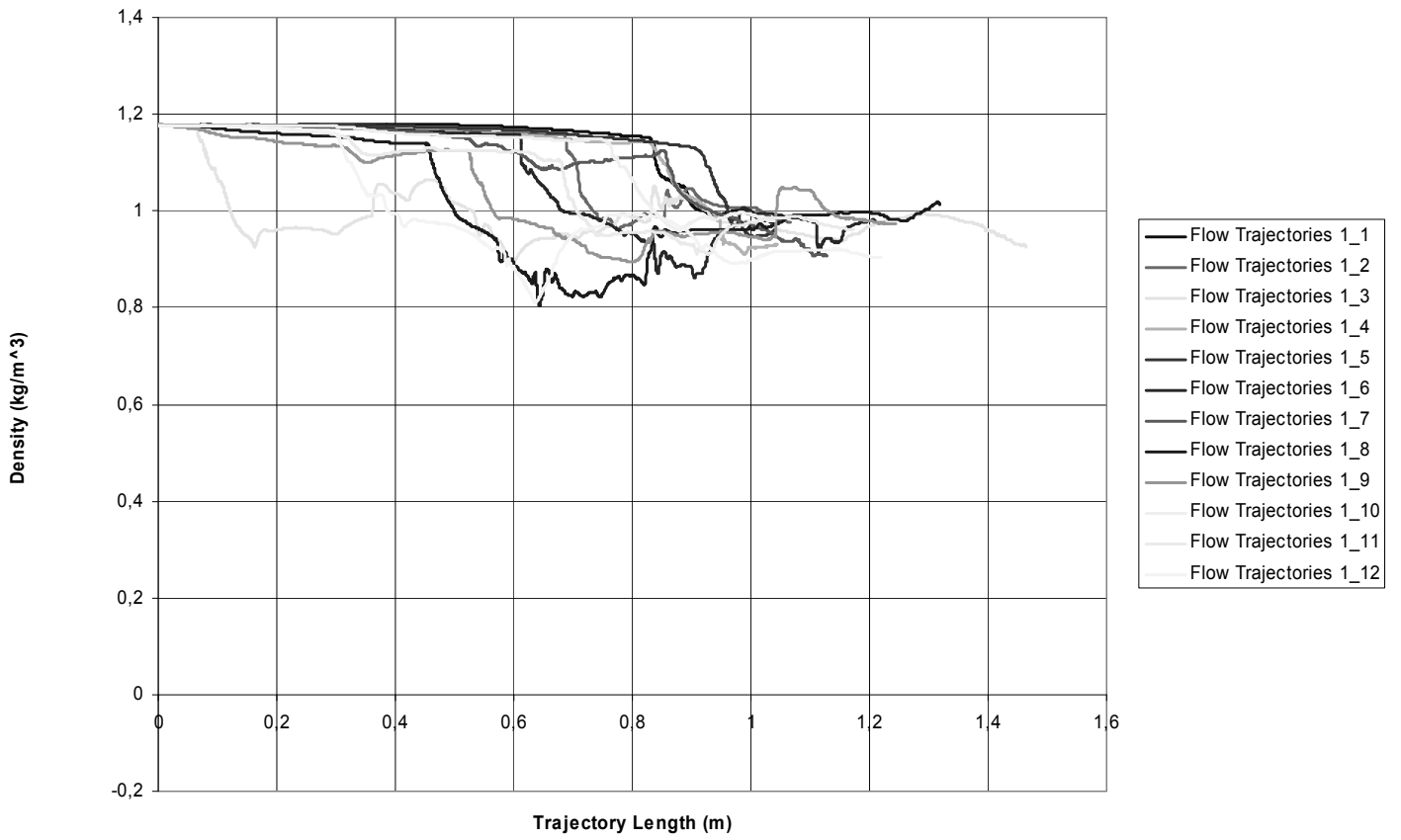


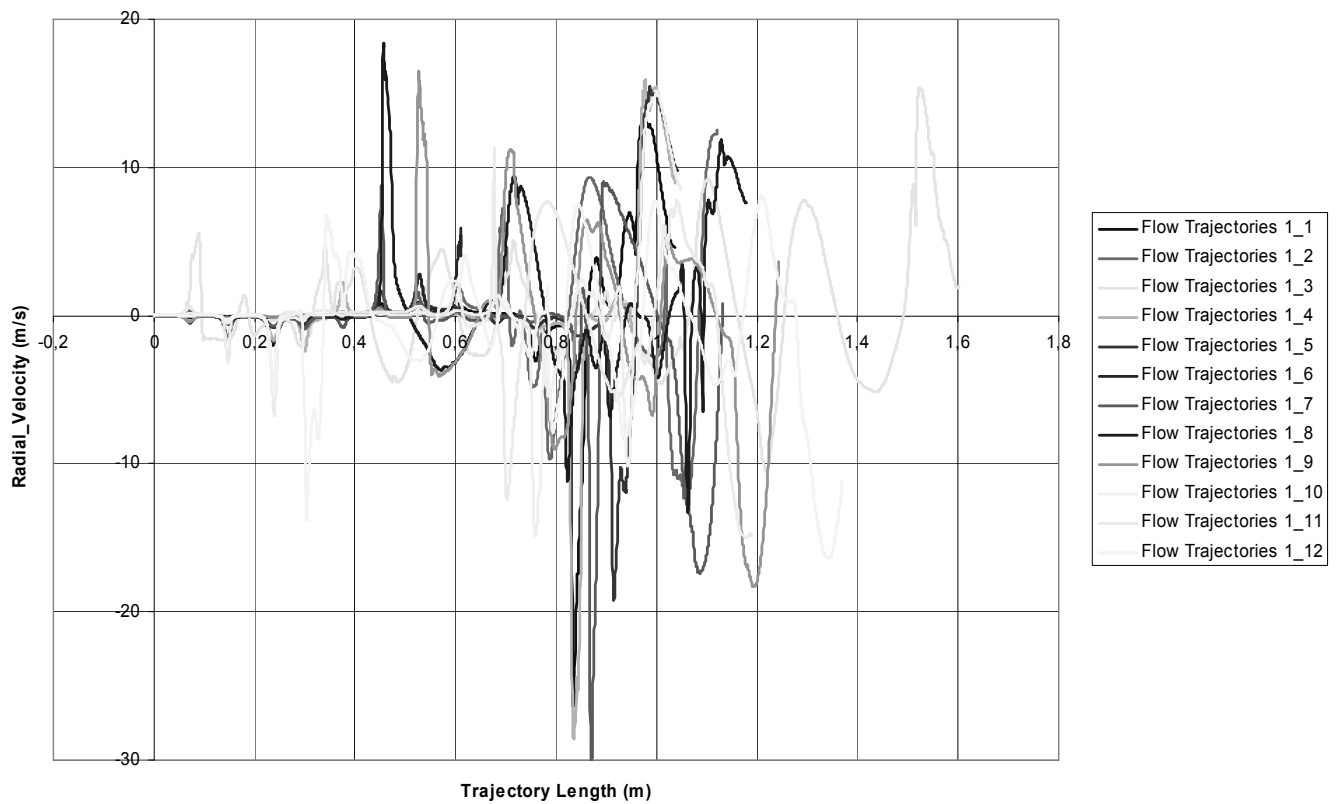
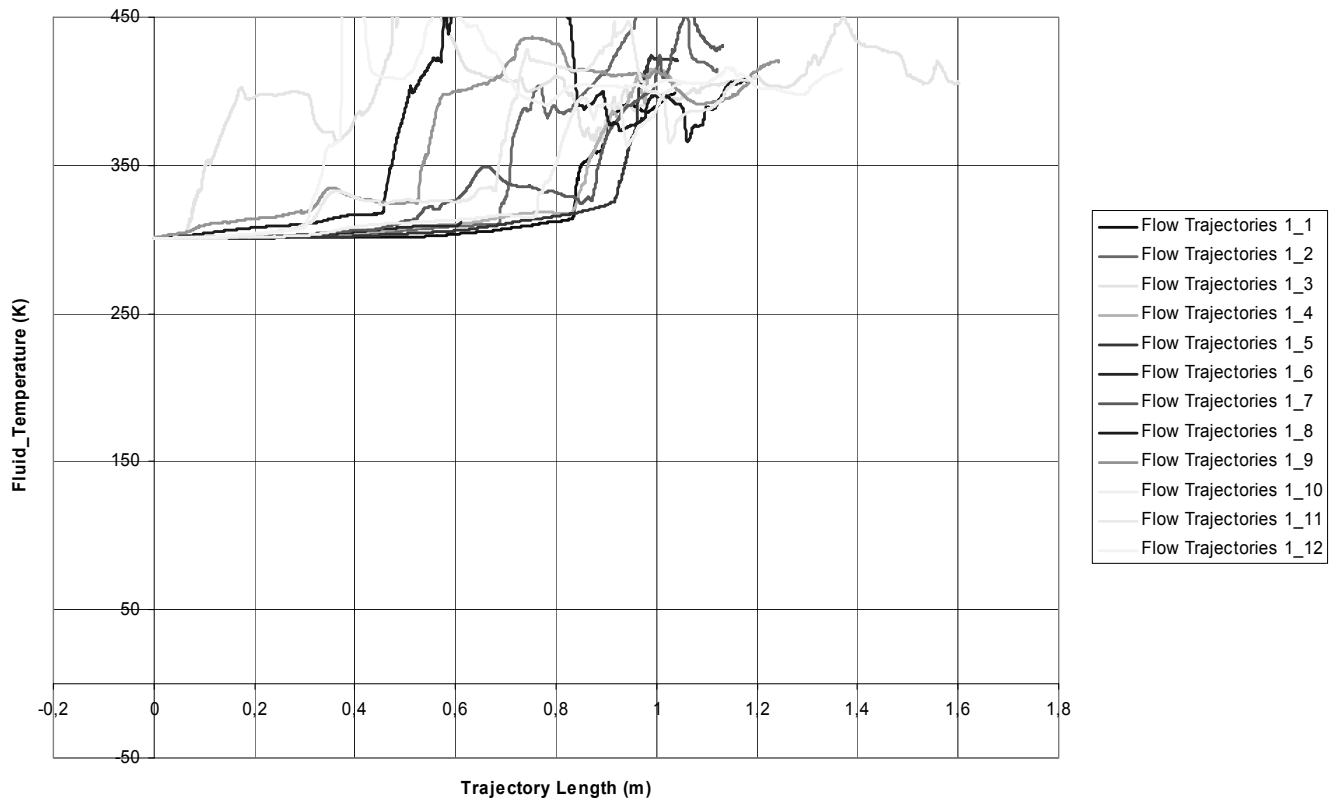
ЗВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 100 °С

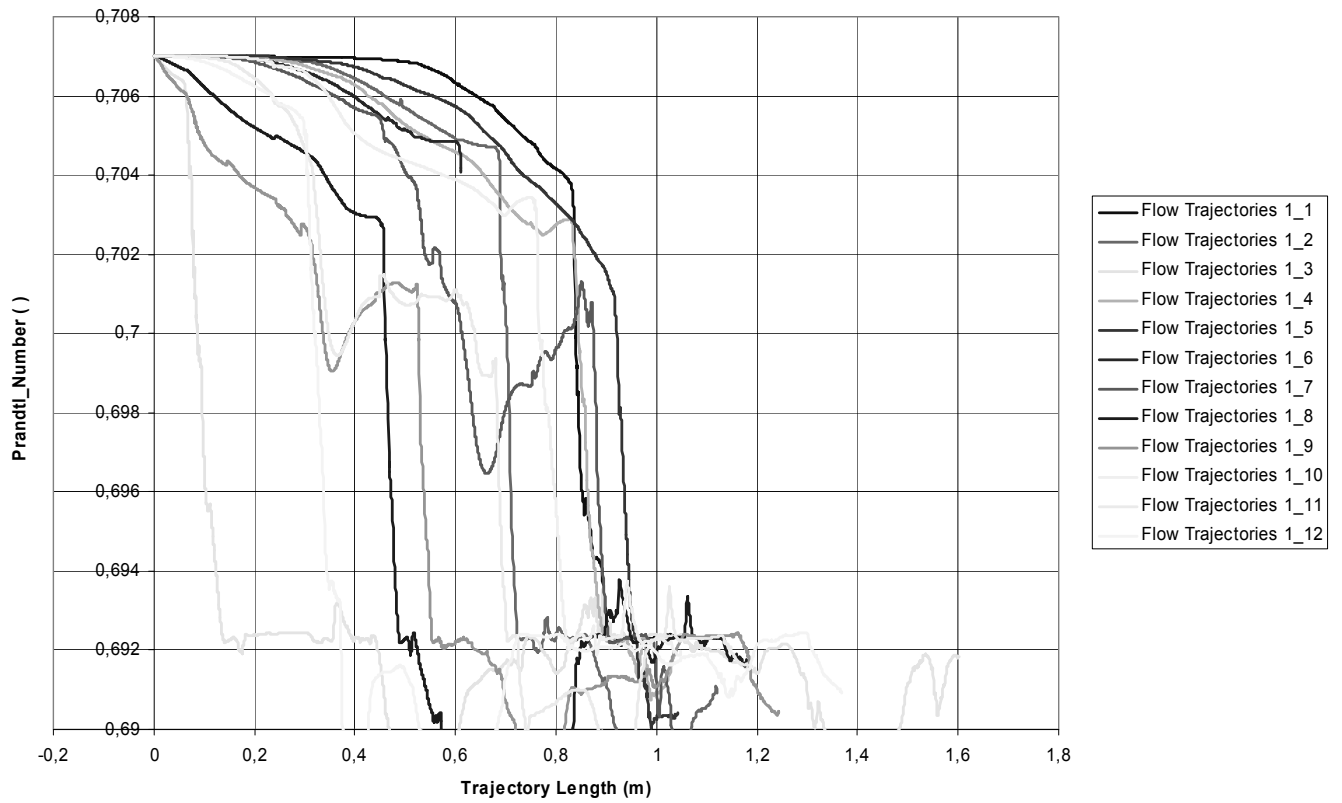
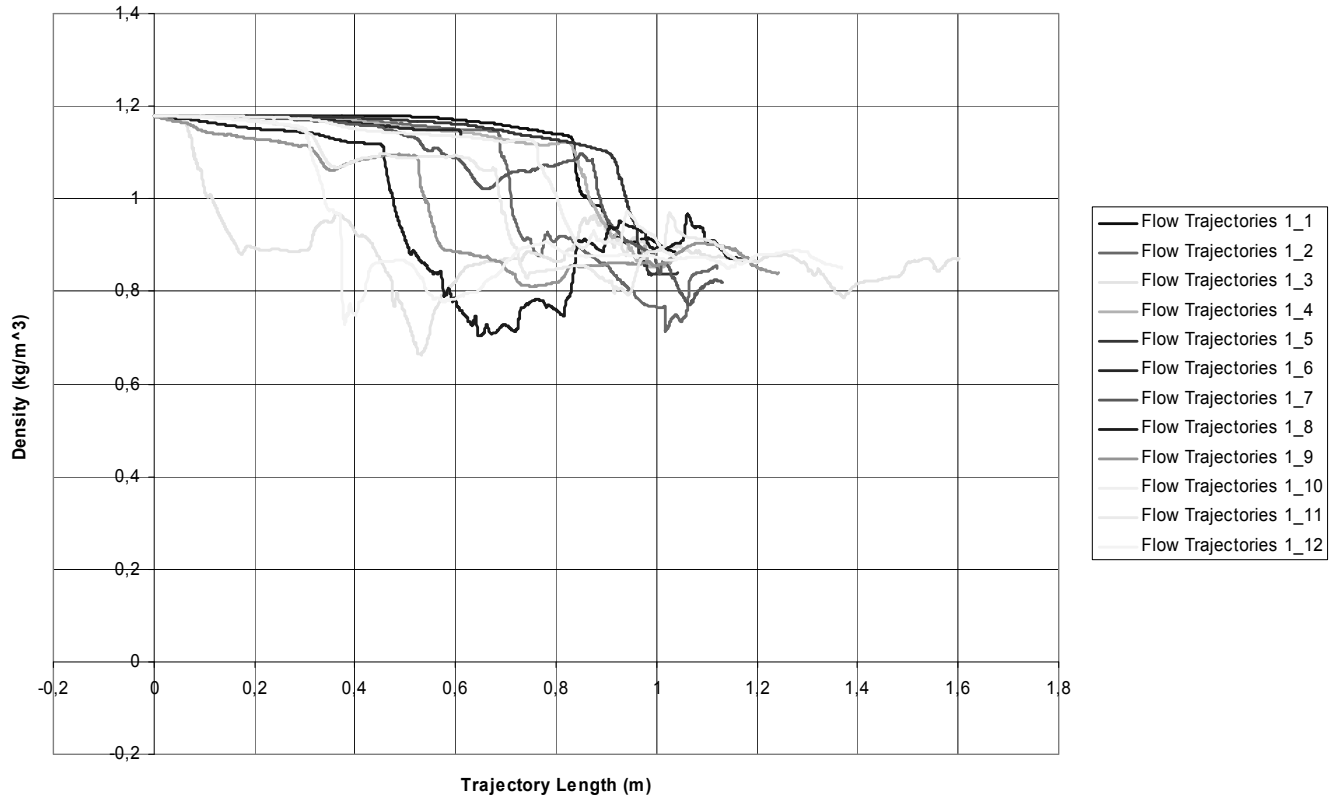


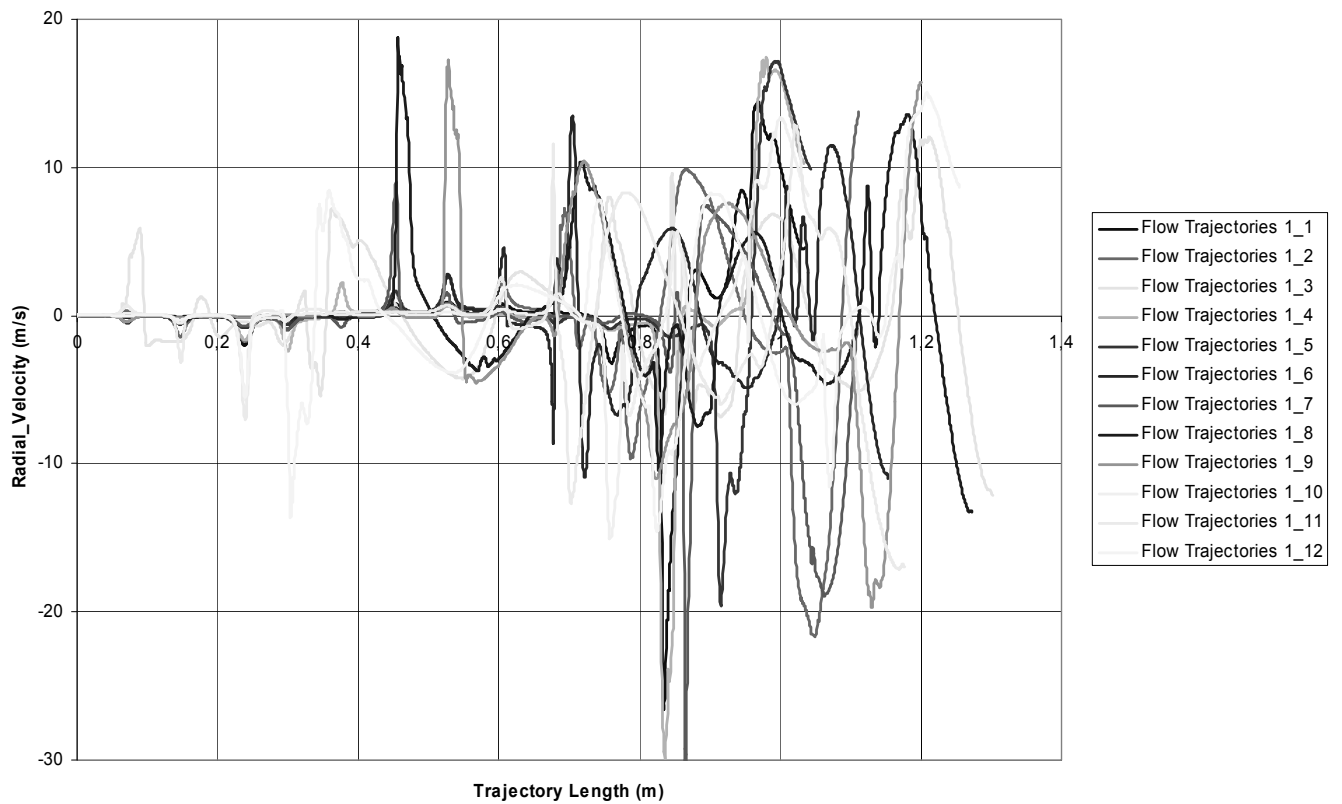
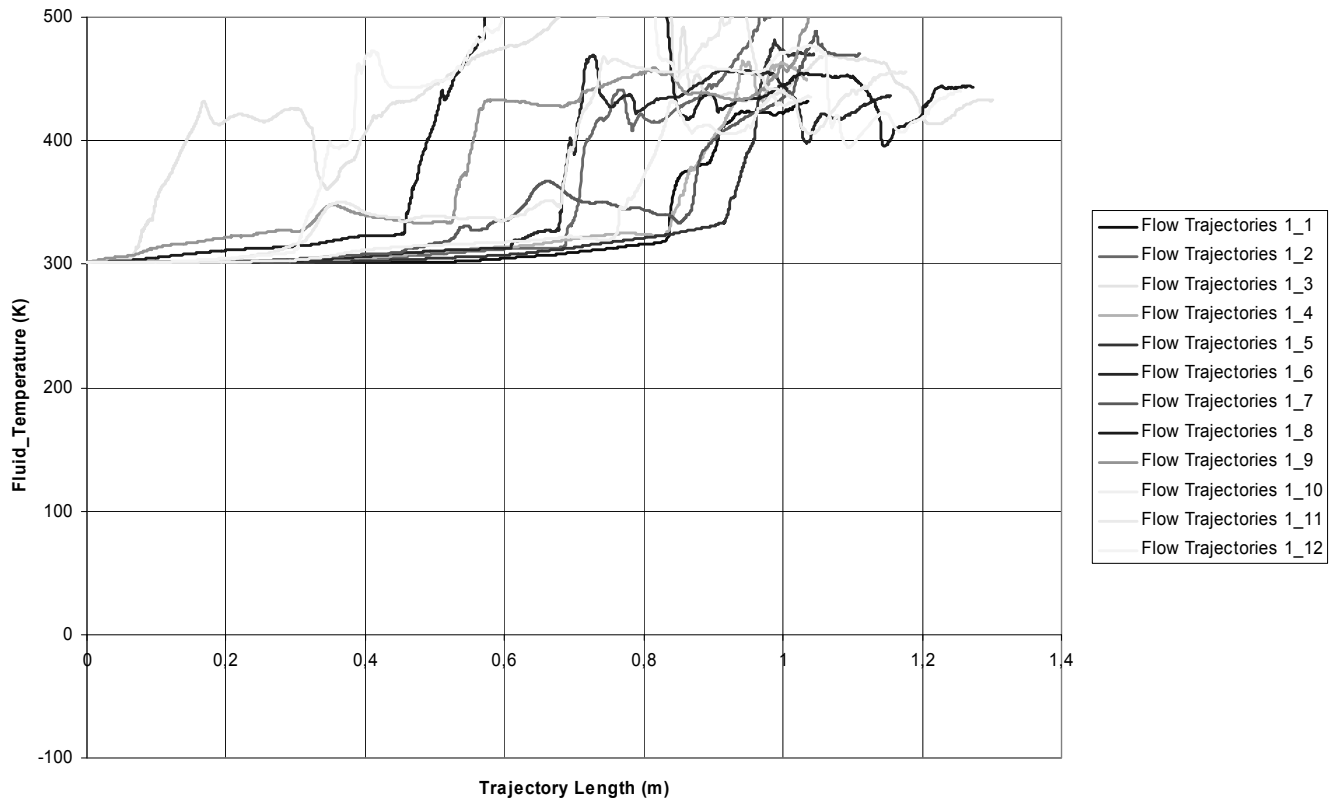
ЗВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 200 °С

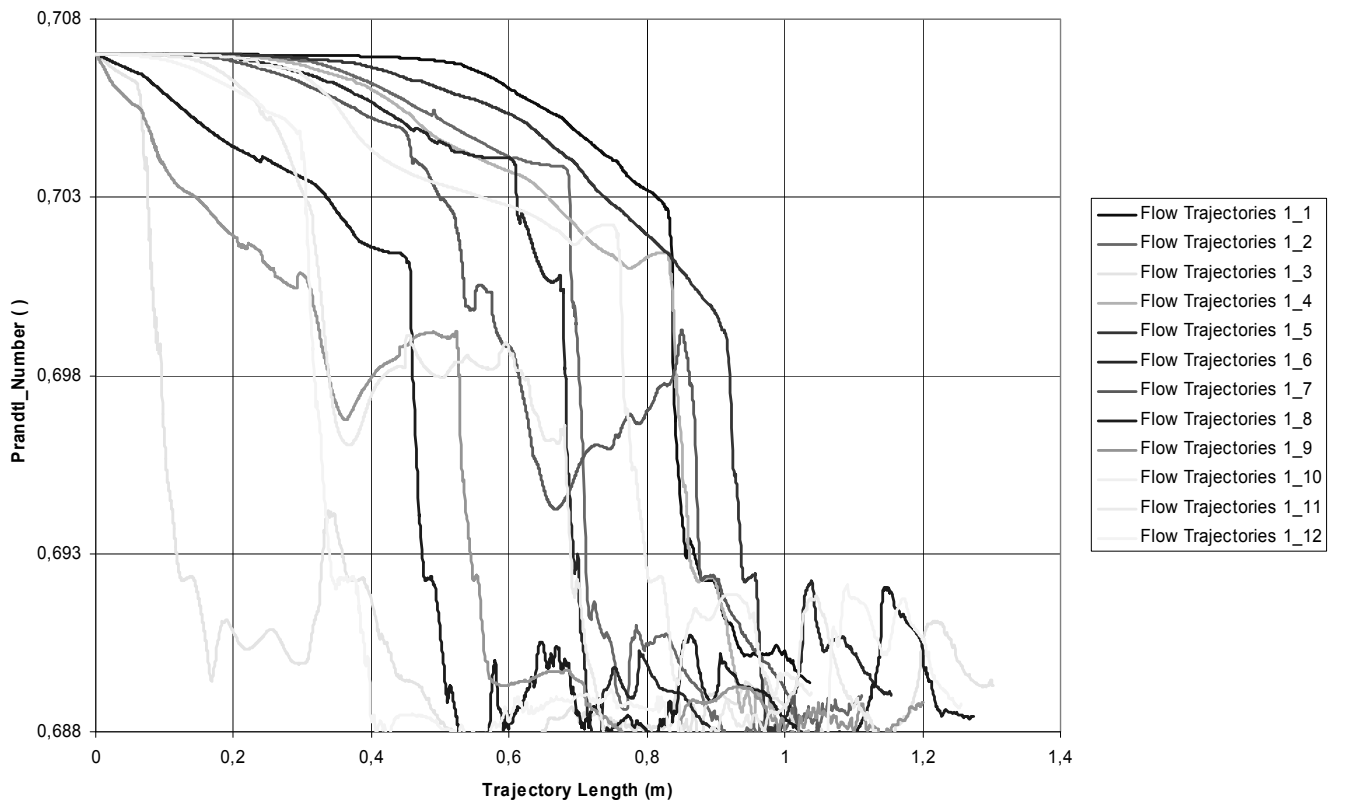
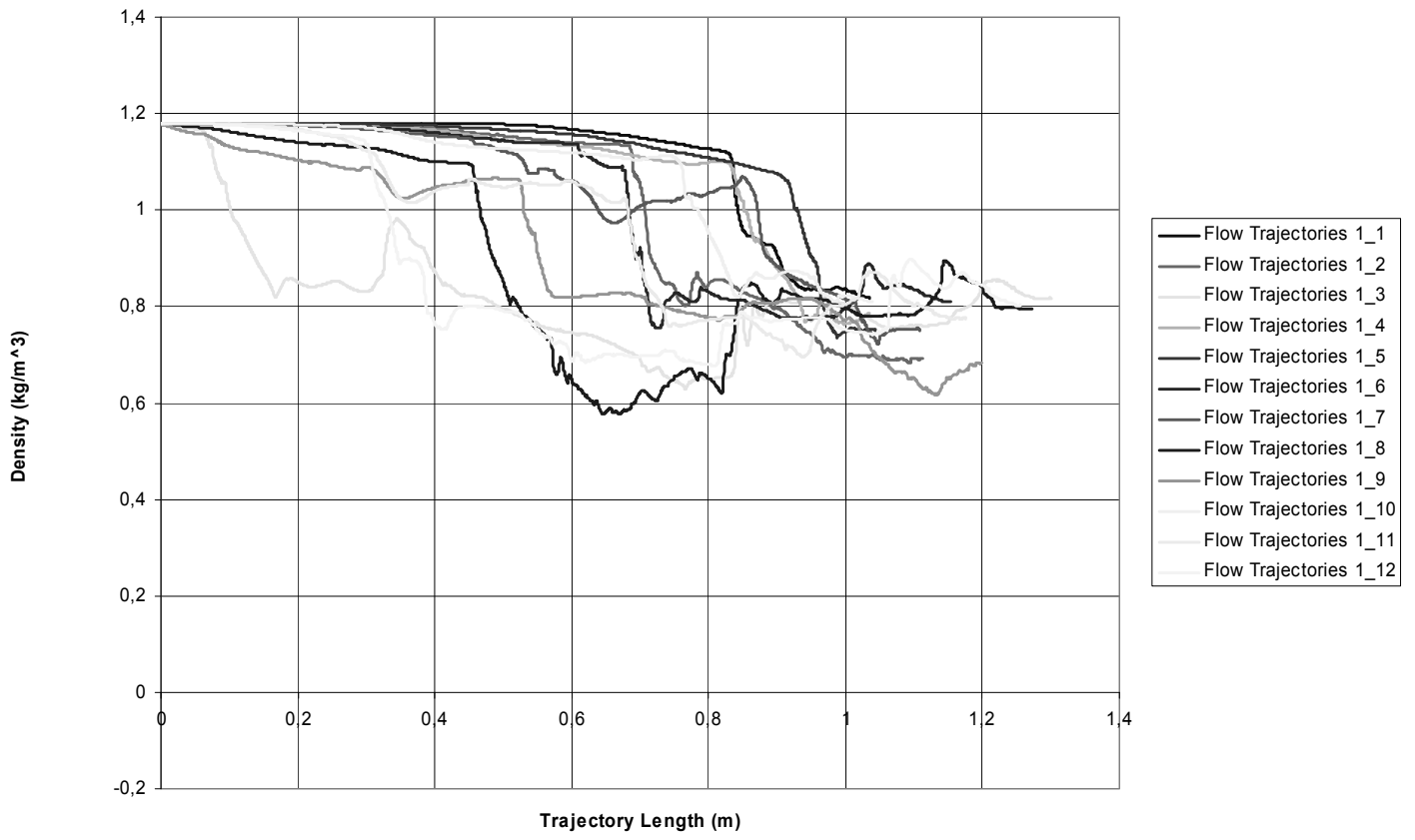




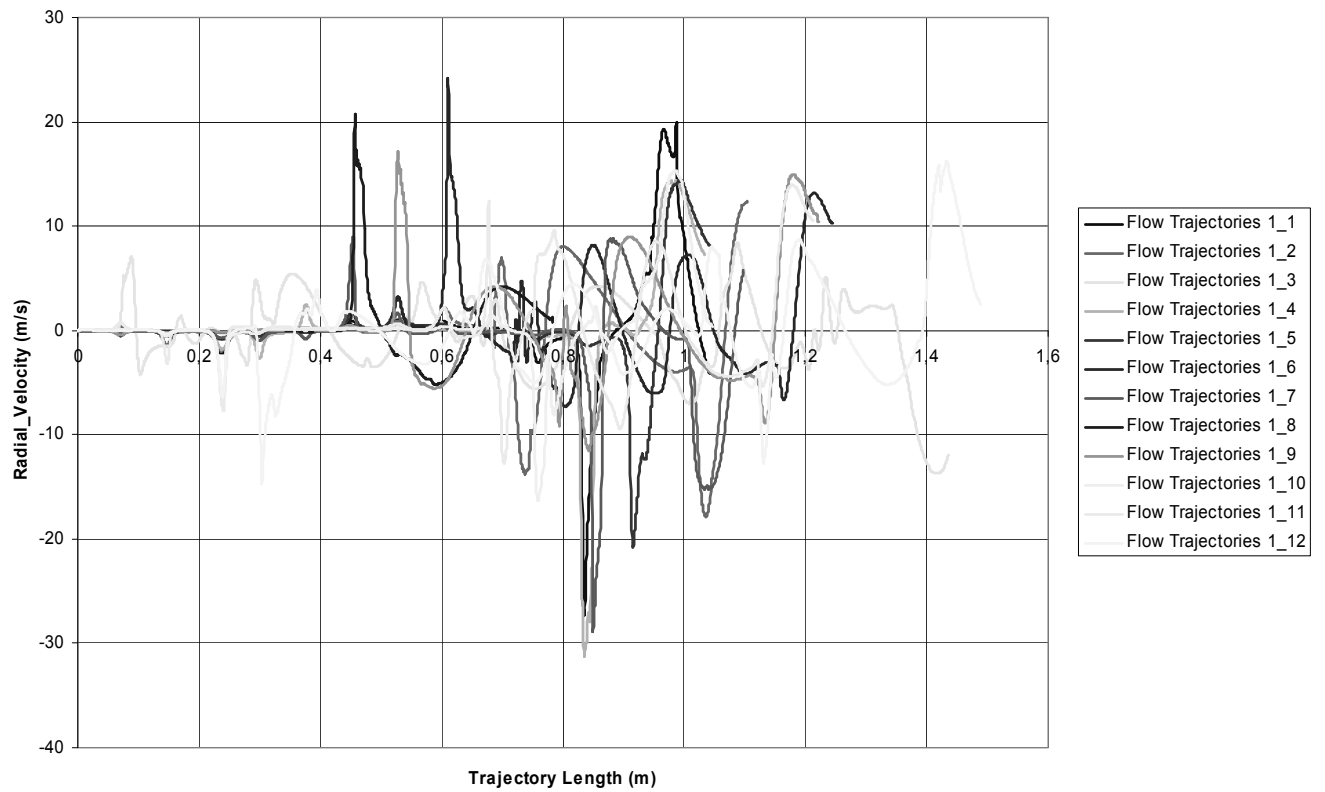
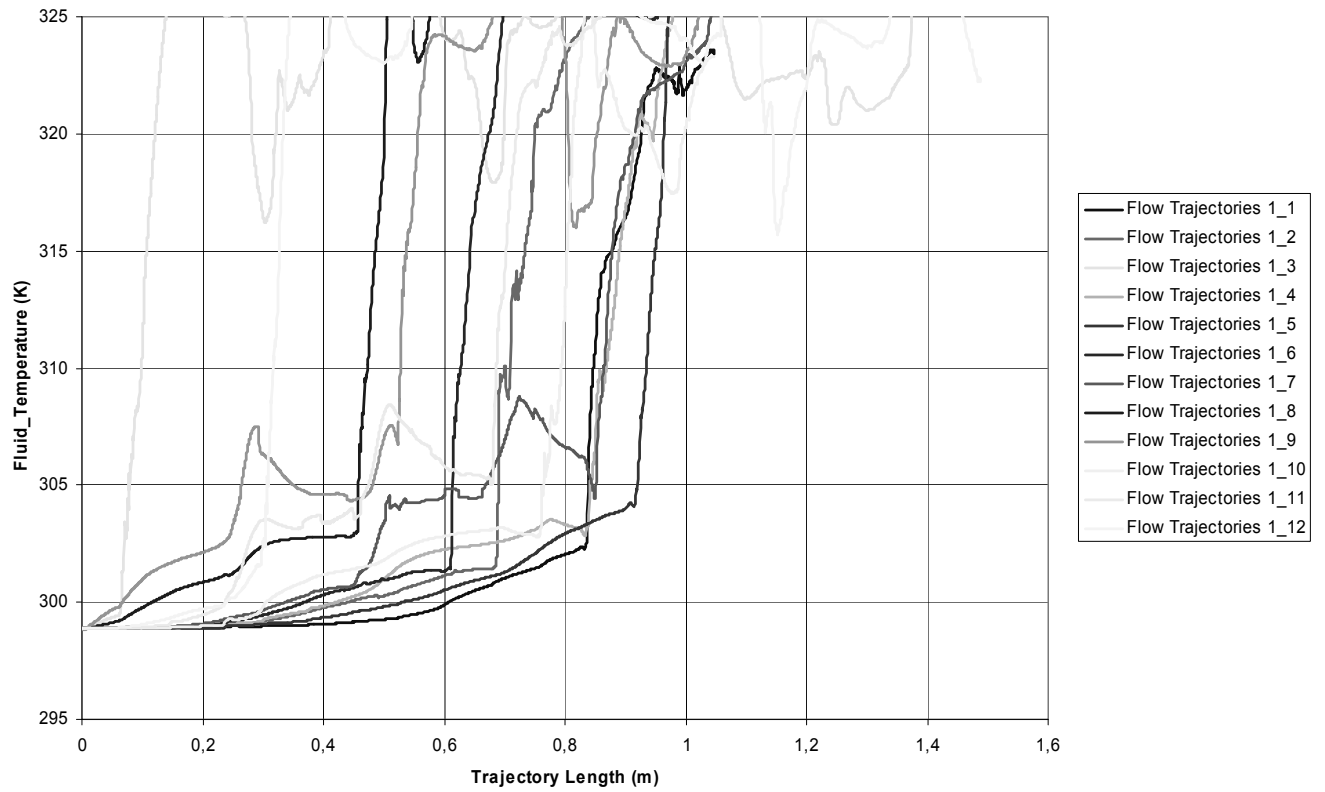
ЗВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 300 °С

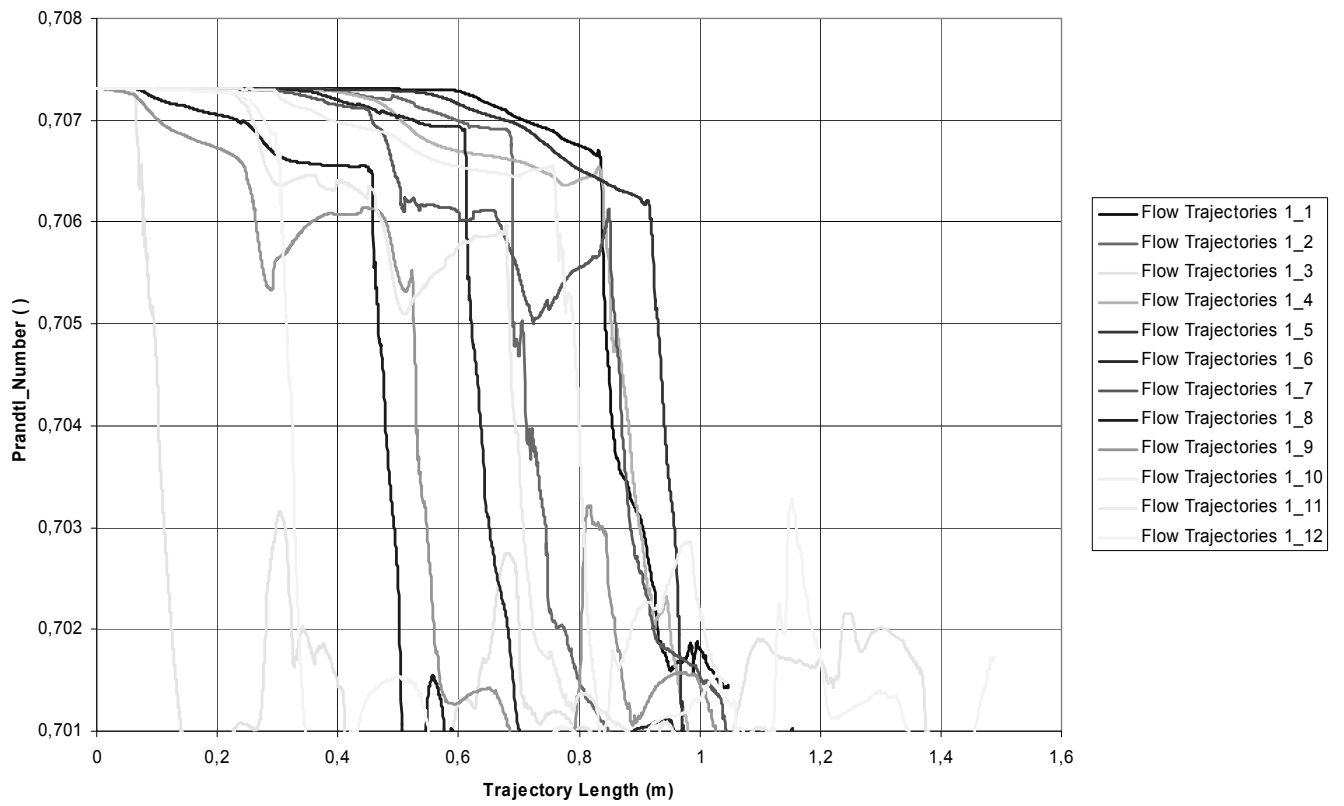
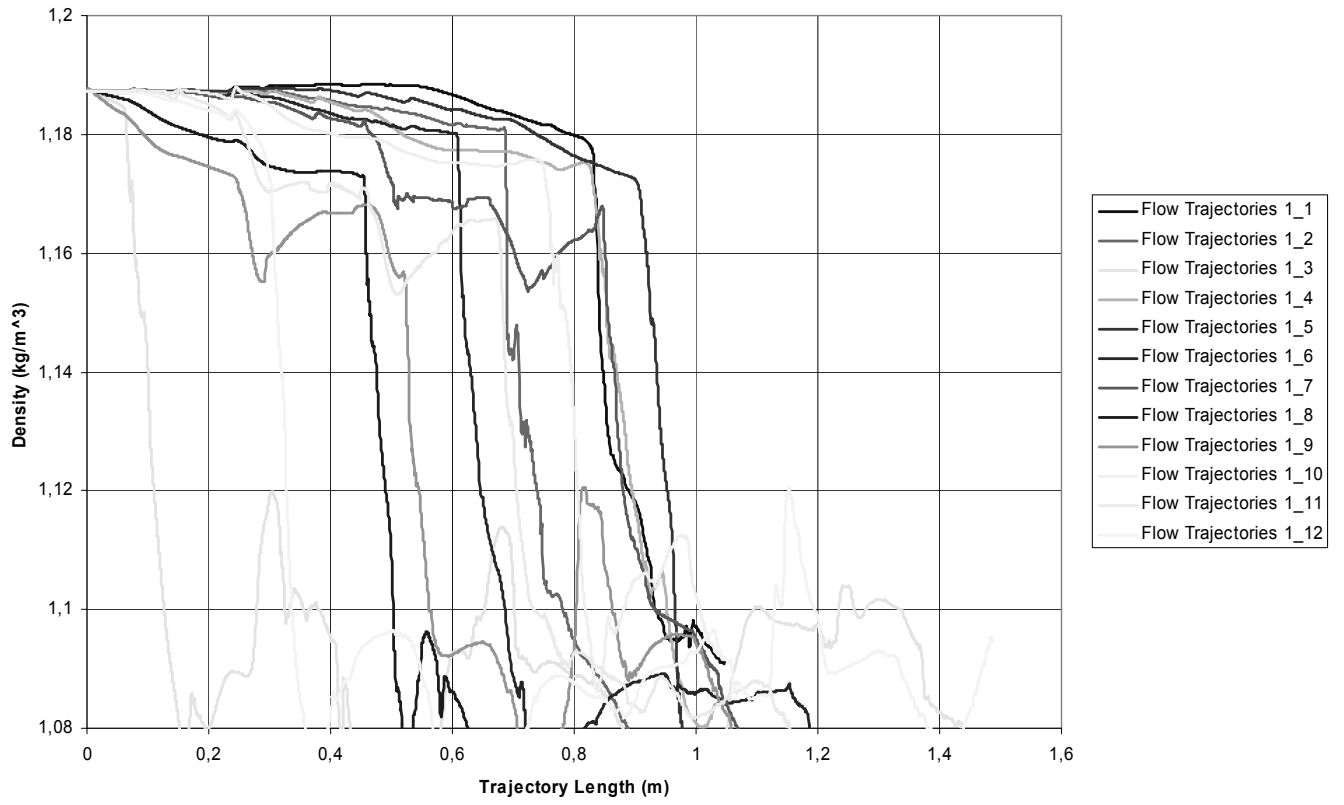


ЗВК, 12 сопел, температура нагретой стенки 400 °С

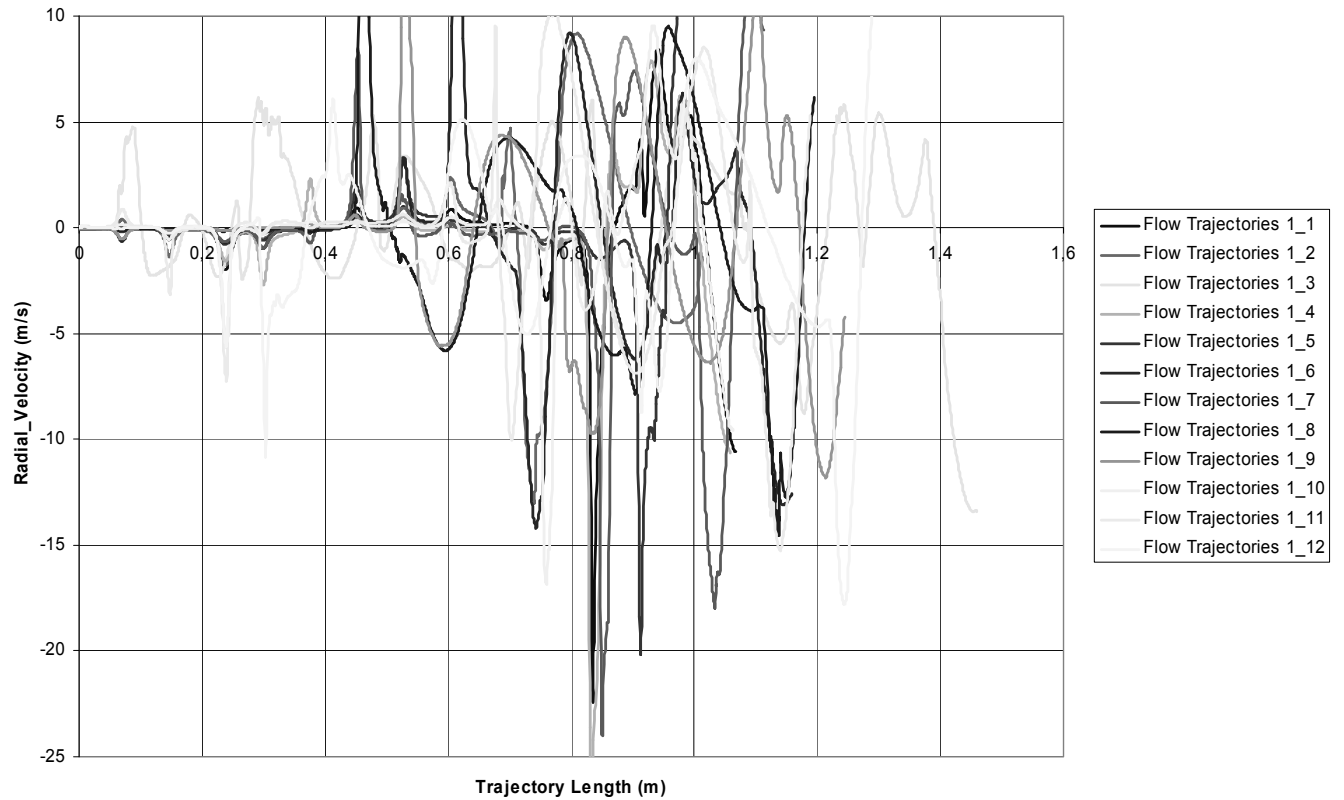
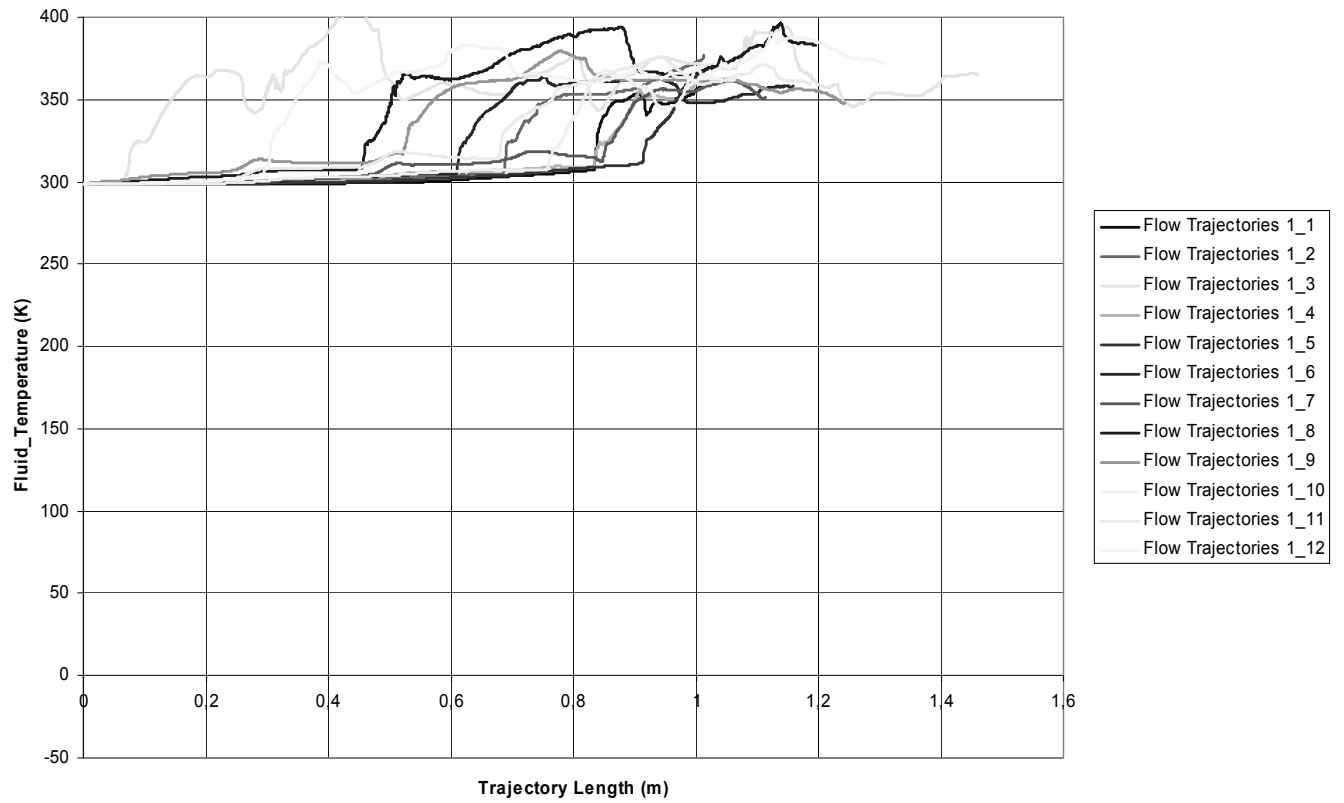


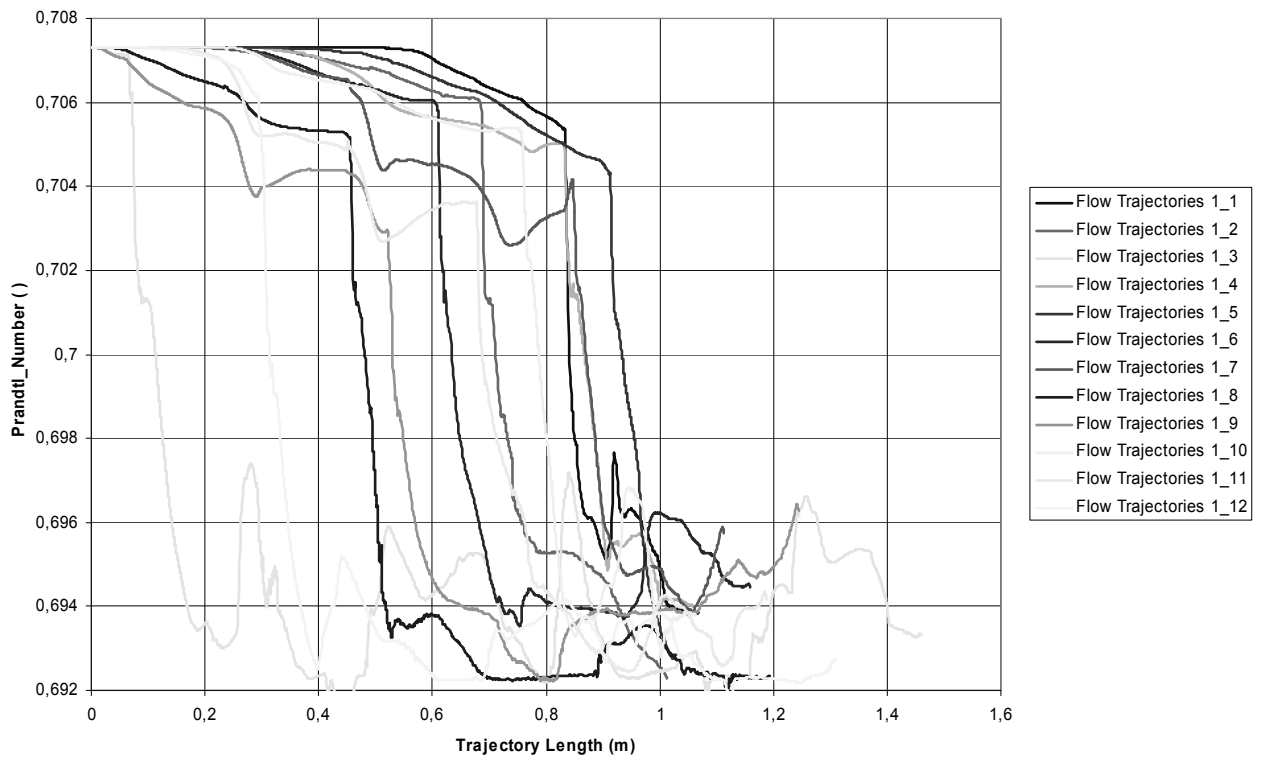
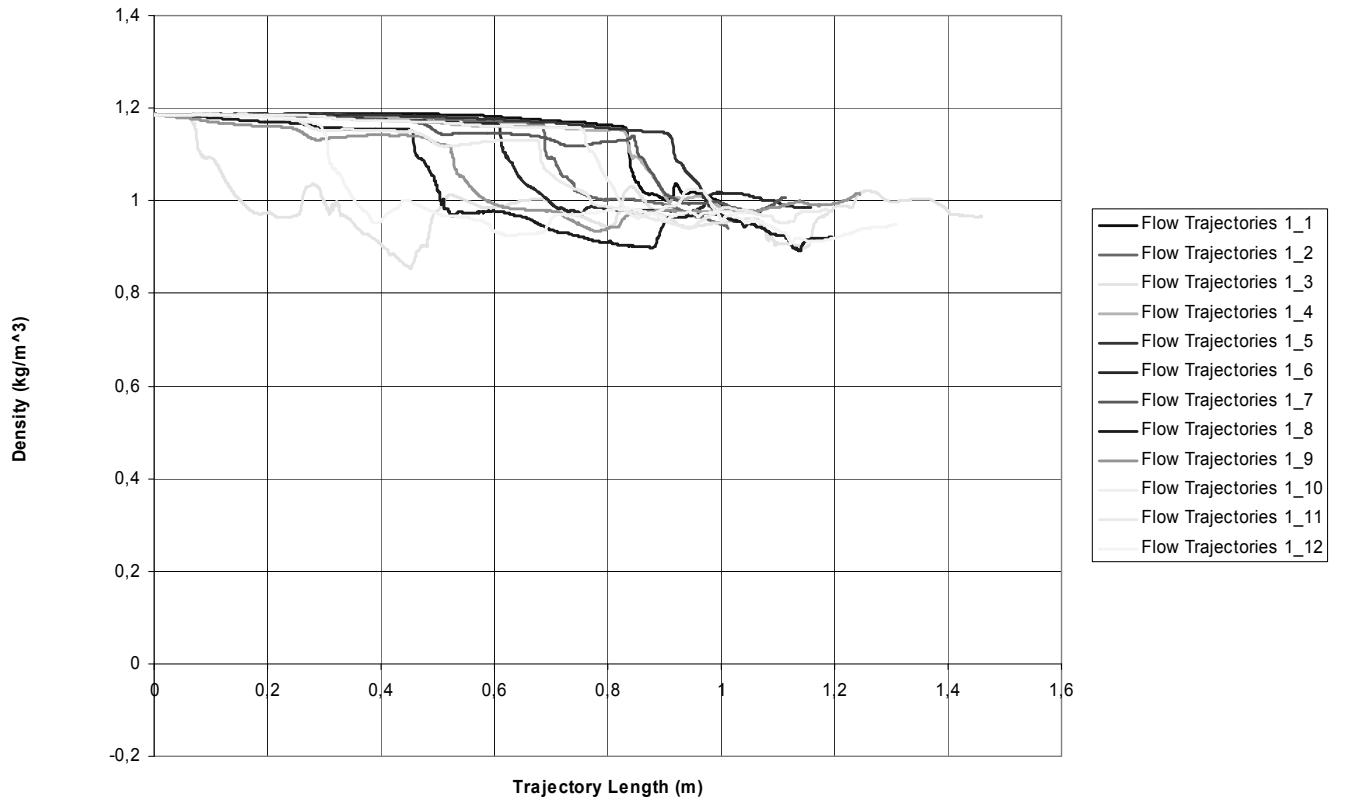
4BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 100 °C



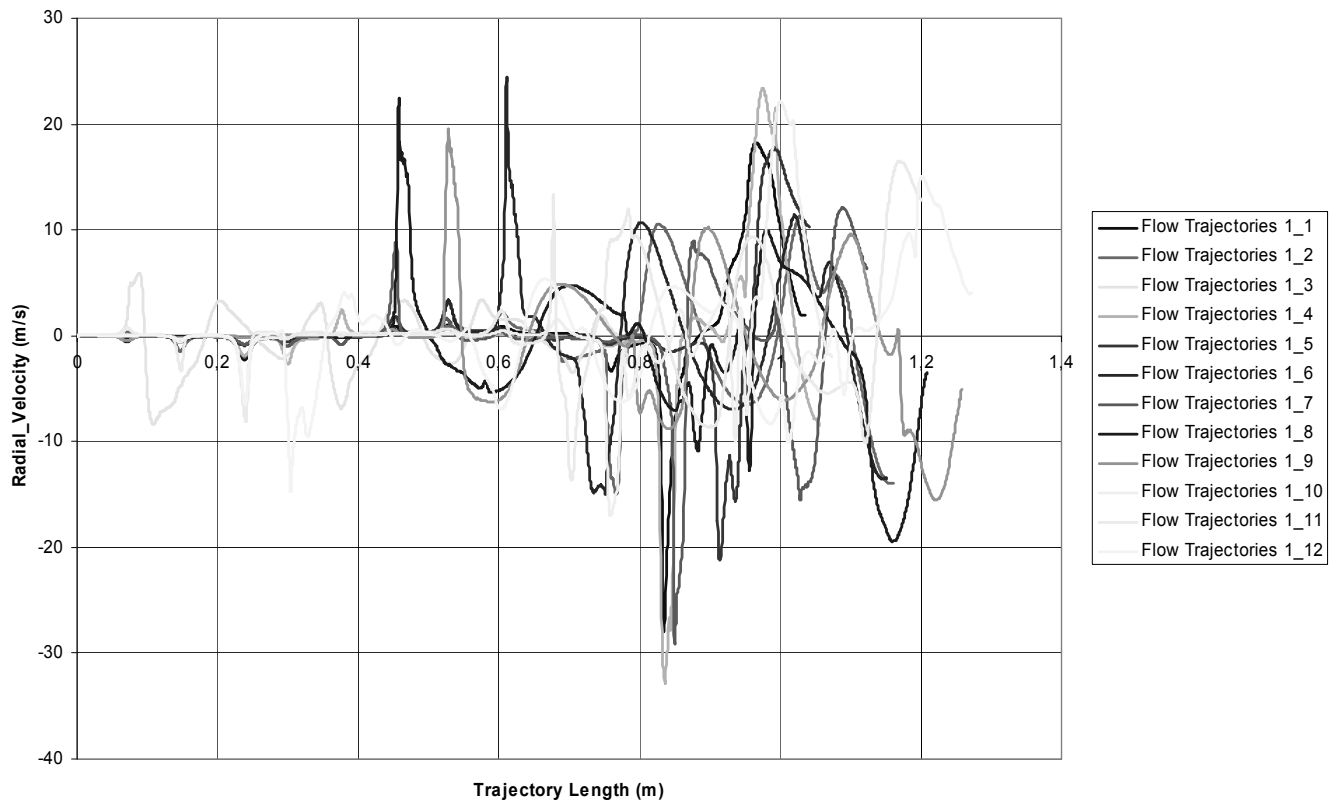
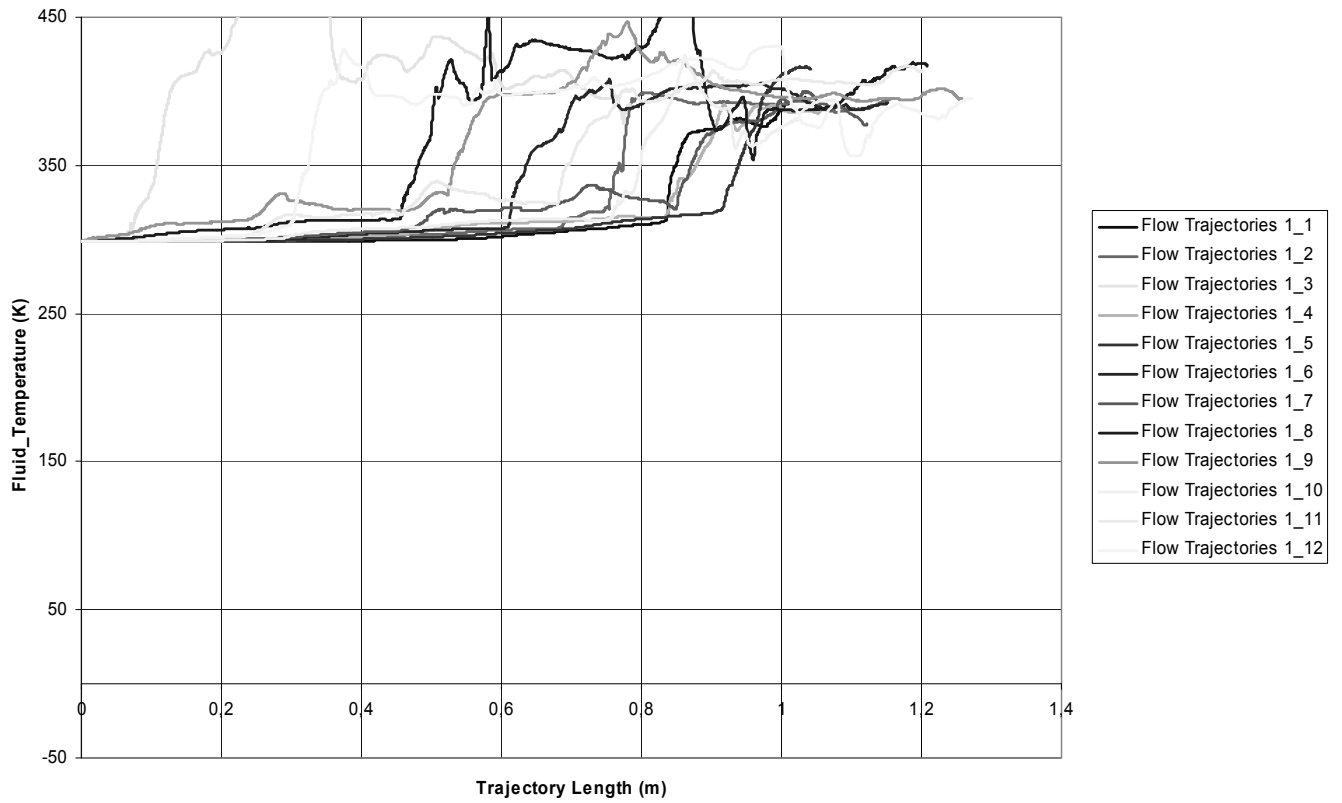


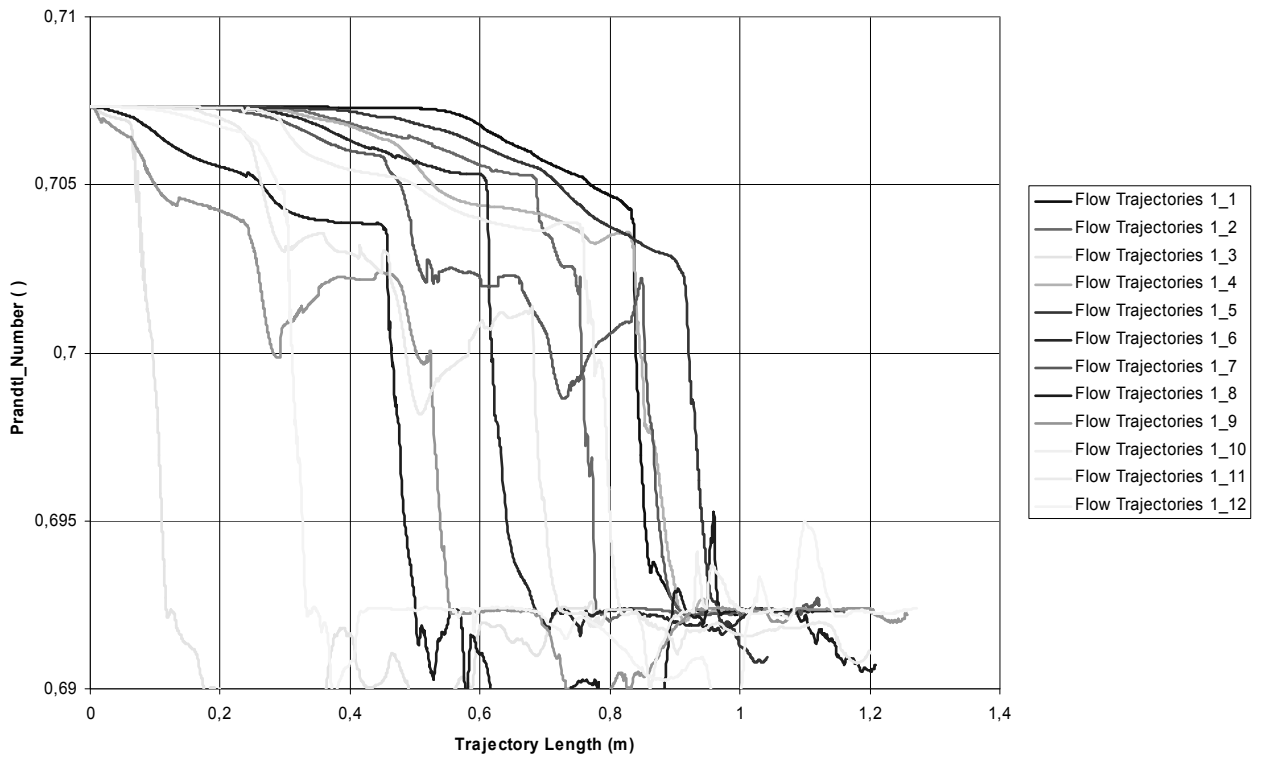
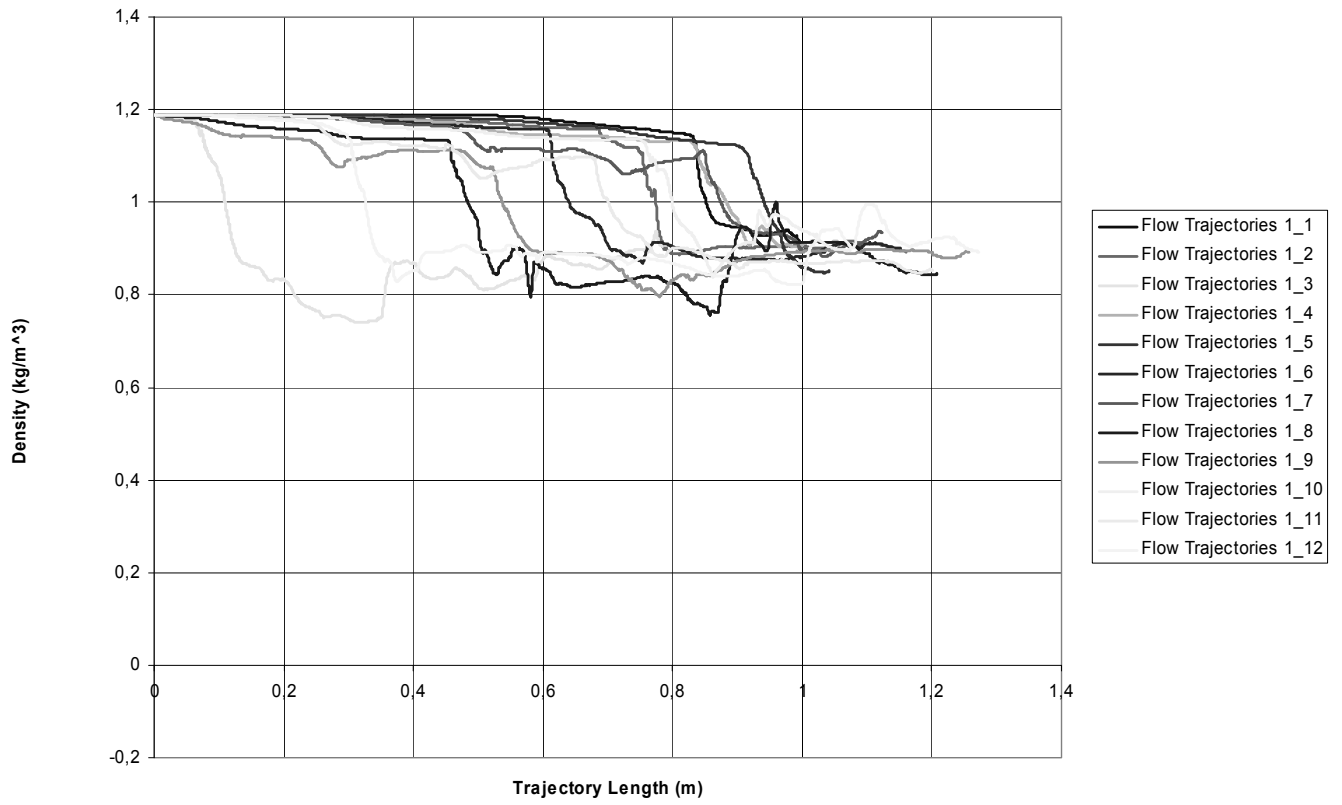
4BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 200 °C



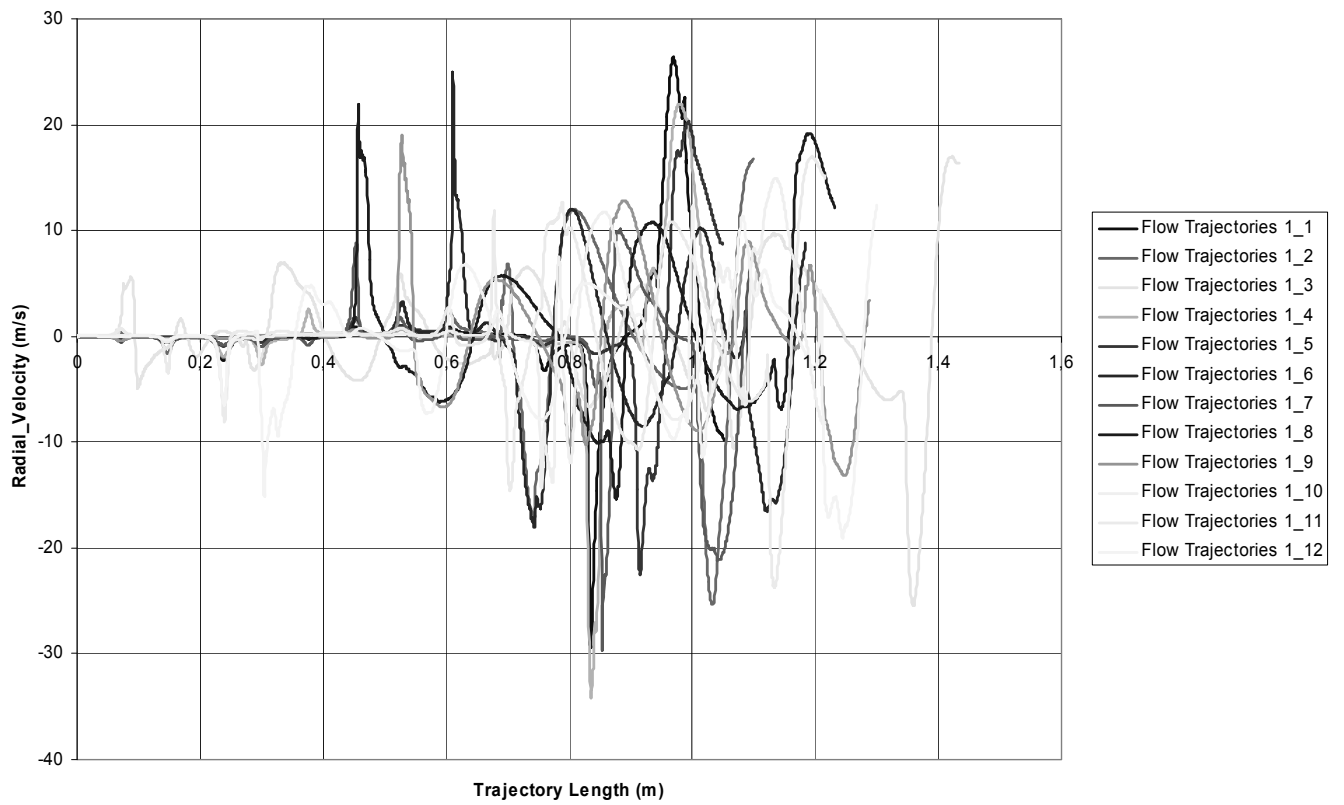
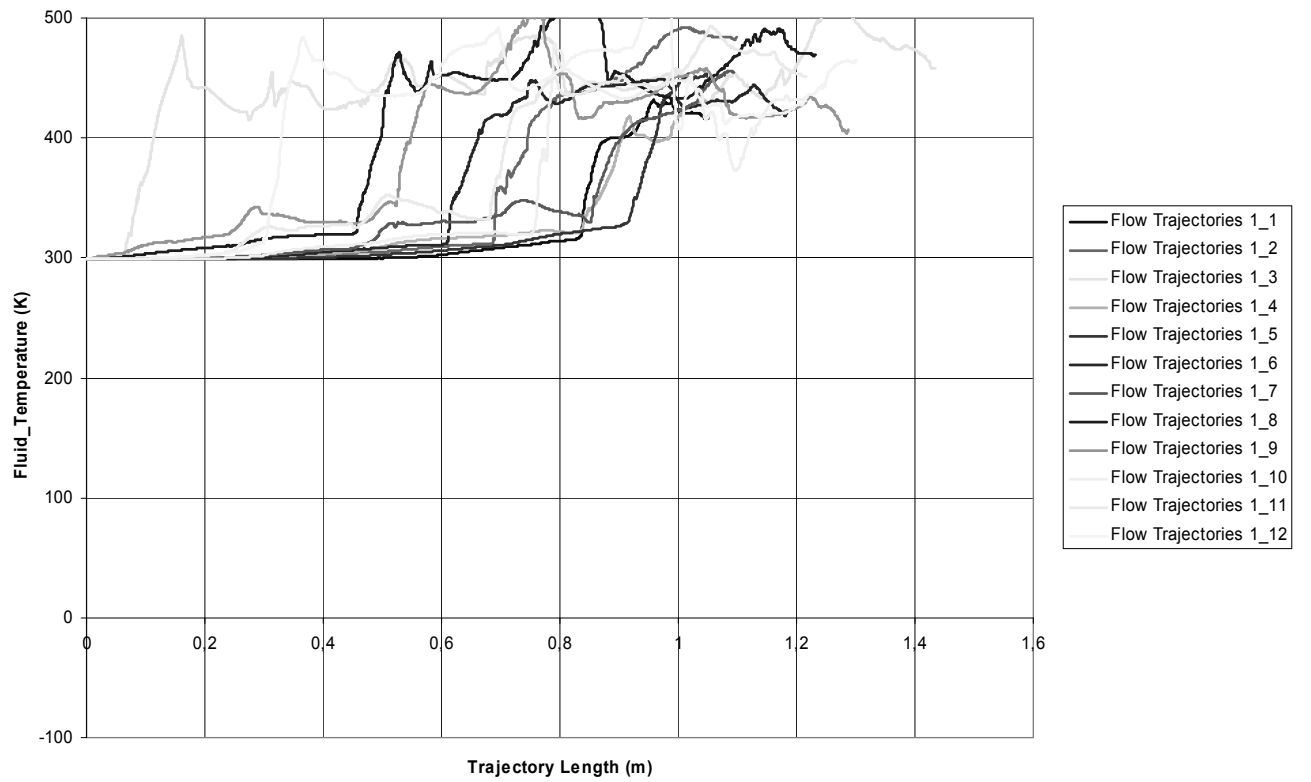


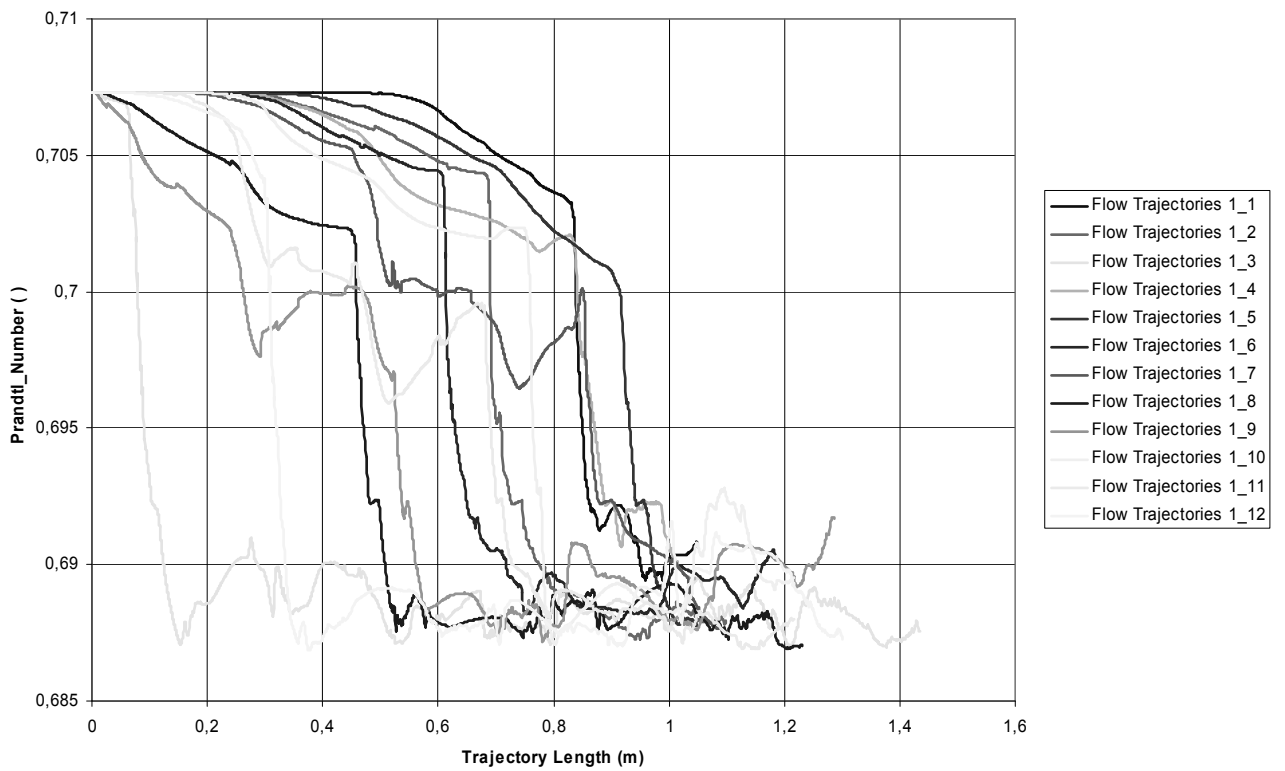
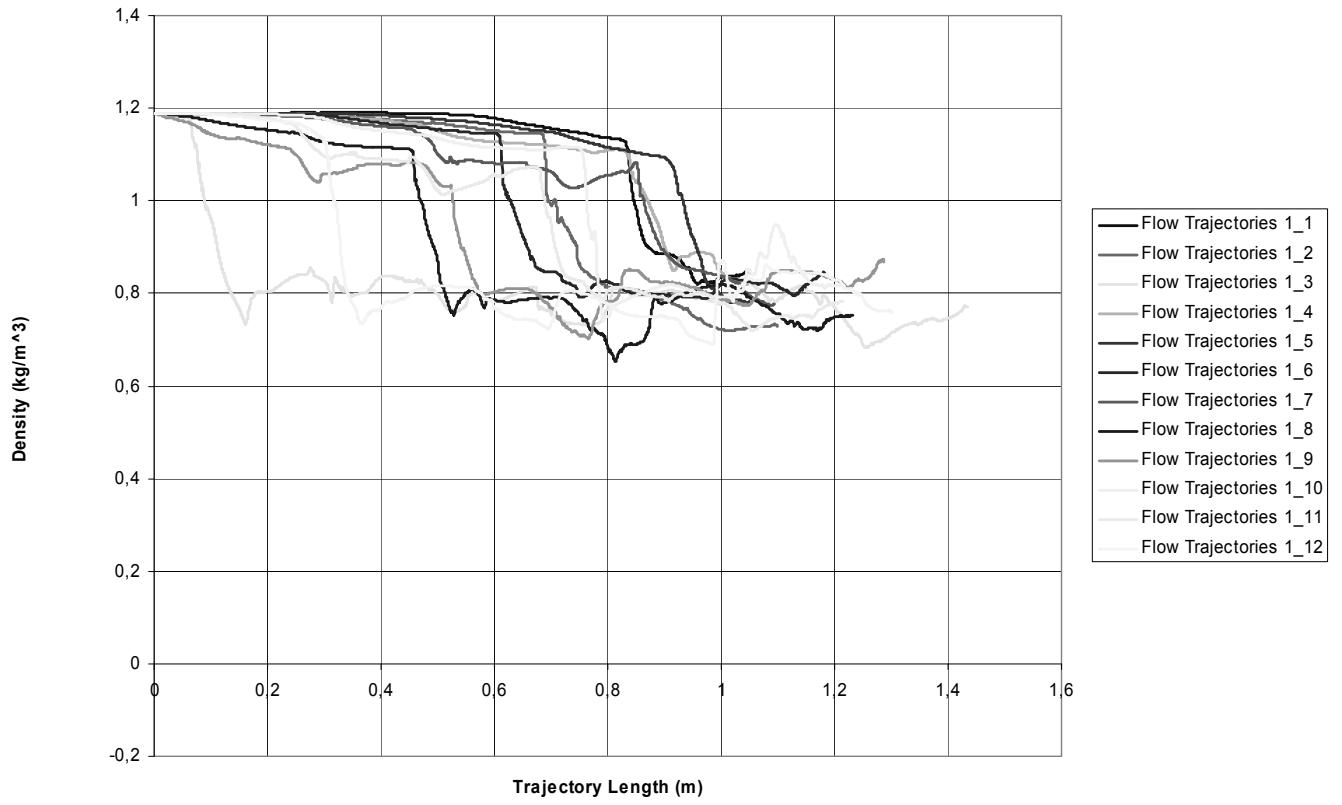
4BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 300 °C





4BK, 12 сопел, температура нагретой стенки 400 °C

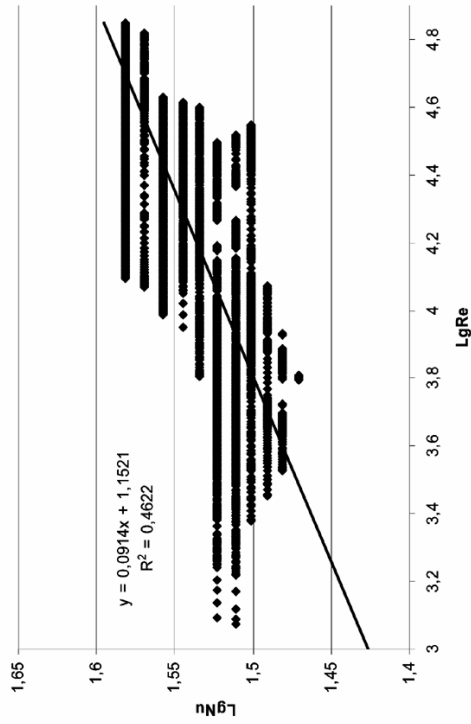




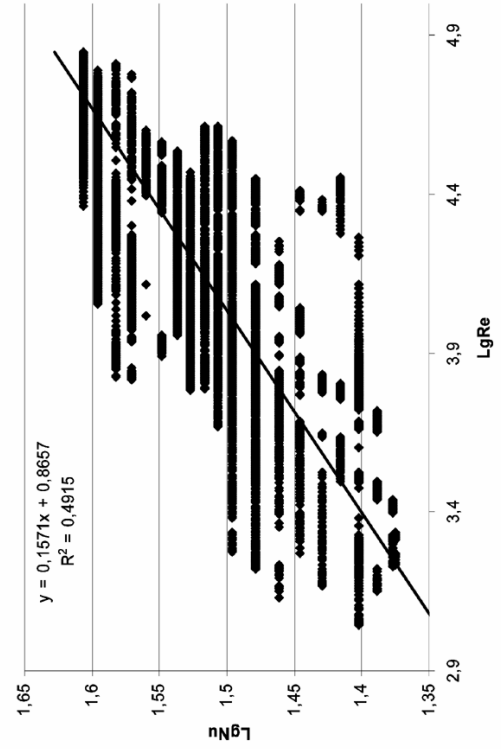
Приложение В

Результаты обработки экспериментальных данных на основе комплексов Re, Nu

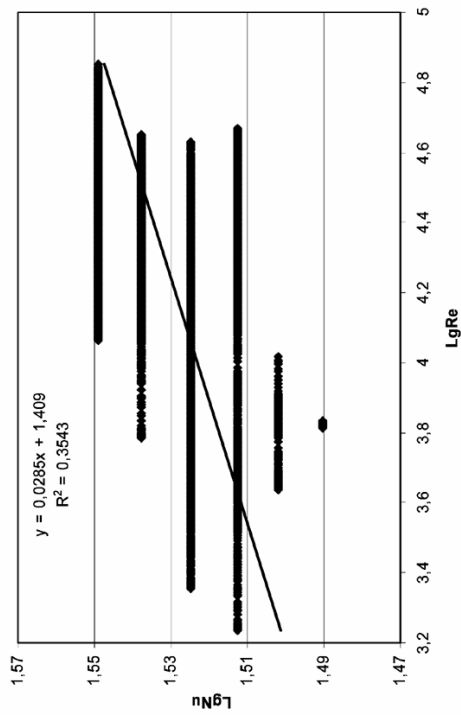
1ВК, 12 сопел, $T = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$



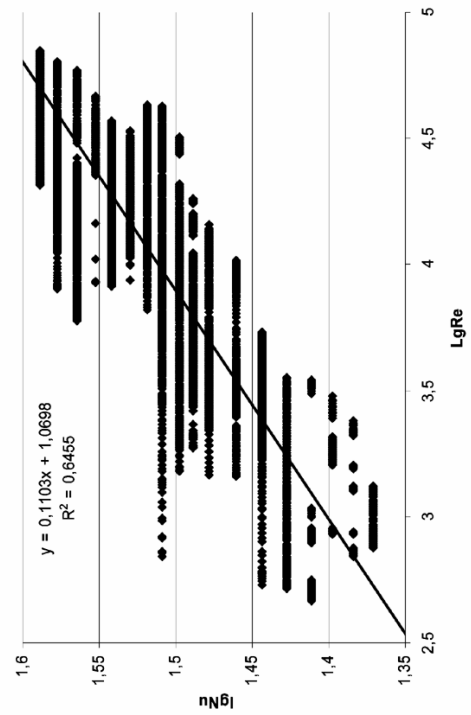
1ВК, 12 сопел, $T = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$



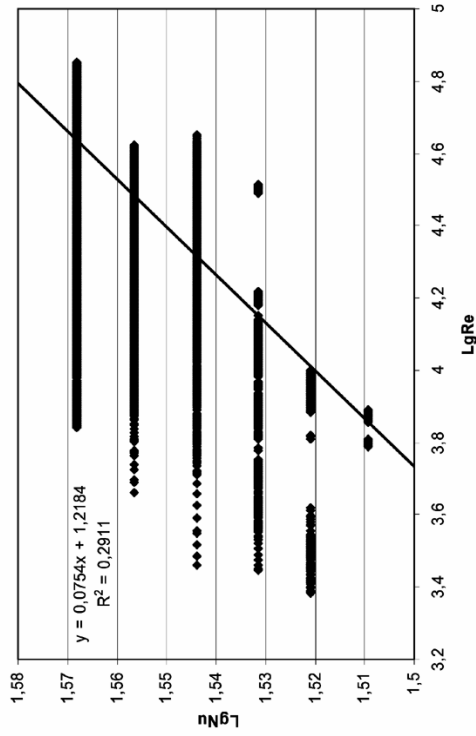
1ВК, 12 сопел, $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$



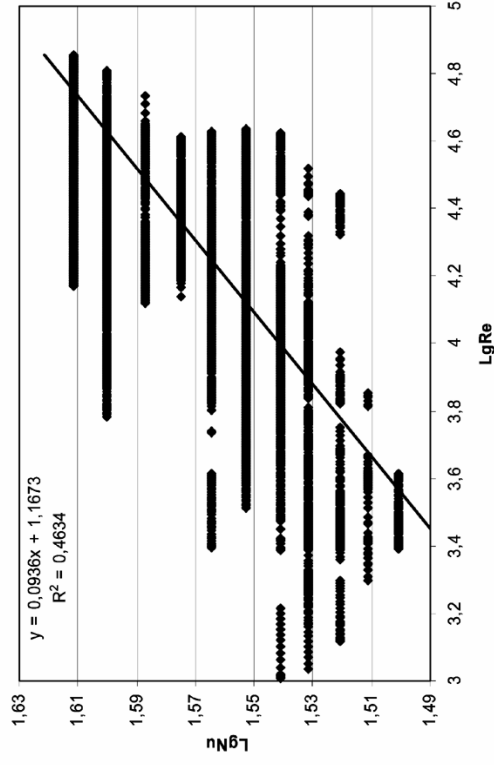
1ВК, 12 сопел, $T = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$



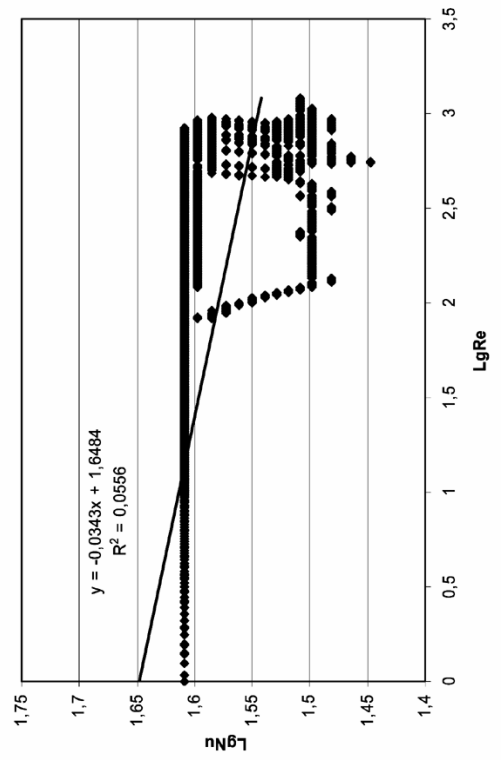
2ВК, 12 сопел, T = 100 °C



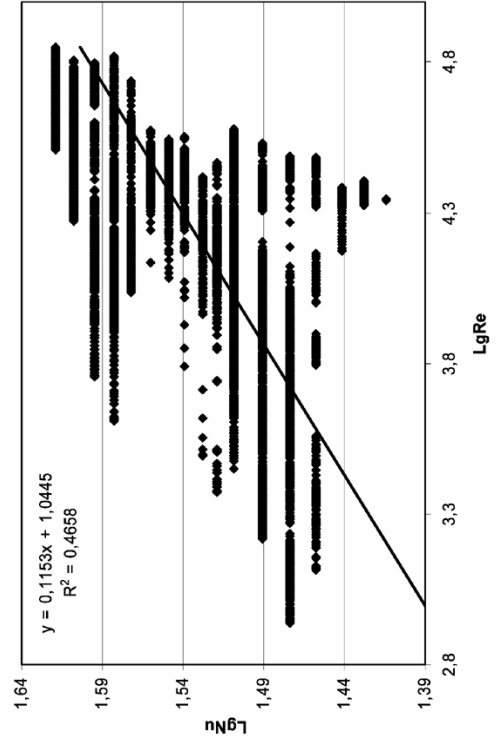
2ВК, 12 сопел, T = 200 °C



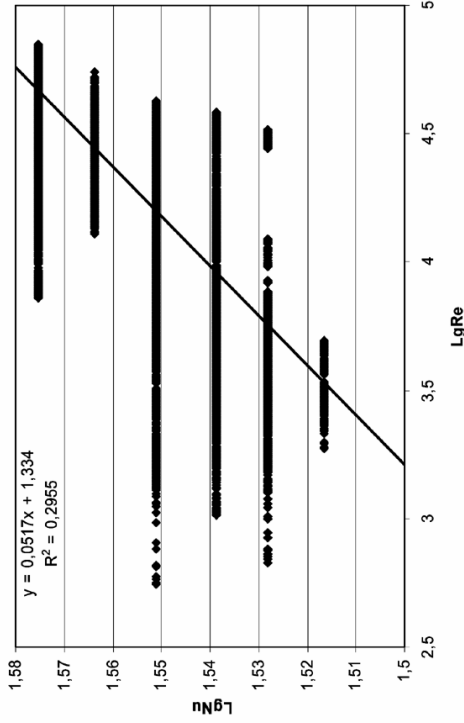
2ВК, 12 сопел, T = 300 °C



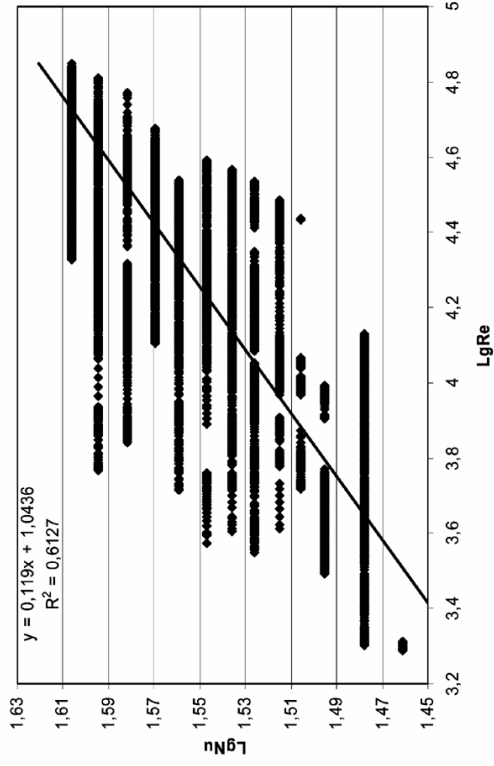
2ВК, 12 сопел, T = 400 °C



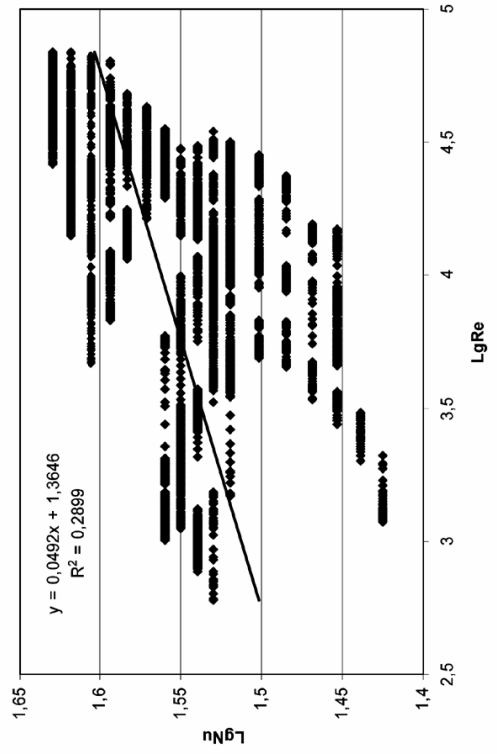
ЗВК, 12 соел, T = 100 °C



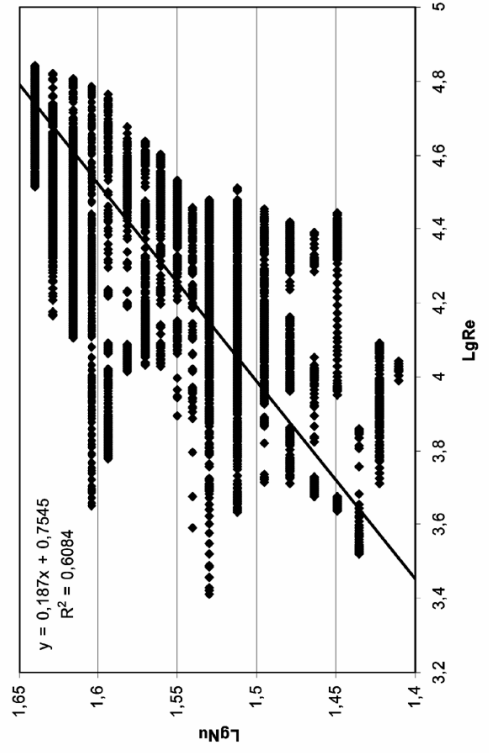
ЗВК, 12 соел, T = 200 °C



ЗВК, 12 соел, T = 300 °C



ЗВК, 12 соел, T = 400 °C



Приложение Г

Заключение о внедрении

ТОВ «ЕВРОСЕДІА»
Україна, с.Гореничі, вул.Леніна, 205(літера А) тел/факс 529-38-38; 529-24-62
р/р 26003011128001 в ПАТ "ЮНЕКС", М.КИЇВ,
МФО 322539 код 34564967
інд.податковий номер №345649610136

№ 17/11 від 17.11.2015

на № _____ від _____

ВИСНОВОК

про впровадження результатів дисертаційної роботи аспіранта ОНПУ
 АГЄЄВА Костянтина Валерійовича «РЕКУПЕРАТИВНІ ТЕПЛООБМІННИКИ НА ОСНОВІ
 СТРУМИННО–ВИХРОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ ТА АПАРАТАХ»

Для реалізації положень Закону України «Про енергозбереження», постанови Кабінету Міністрів України (№ 358-99-п) на підприємстві ТОВ «ЕВРОСЕДІА» виконуються низьковитратні заходи щодо підвищення ефективності спалювання природного газу та пилувугільного палива за рахунок рекуперації теплоти відхідних газів у компактних рекуператорах,.

Дисертаційна робота здобувача каф. ТЕС та ЕТ ОНПУ Агєєва К.В. «Рекуперативні теплообмінники на основі струминно–вихрової технології в технологічних процесах та апаратах» (наук, керівник завідувач каф. ТЕС та ЕТ ОНПУ, д.т.н., проф. Денисова А.Є.), містить науково-обґрунтовані рекомендації, щодо підвищення ефективності утилізації тепла відхідних газів енерготехнологічного устаткування та економії палива завдяки підігріву дуття в рекуператорах на основі запропонованої в роботі струминно-вихрової технології.

Результати роботи відповідають основному напрямку державної політики України в галузі енергозбереження з урахуванням екологічних питань та чинних нормативних вимог.

Запропоновані здобувачем ОНПУ Агєєвим К.В. заходи, щодо підвищення ефективності рекуперативного підігріву дуття на повітряній стороні струминно-вихрового рекуператора при конвективному режиму теплообміну є енергоефективними й спрямовані на забезпечення економії енергетичних ресурсів. Економія становить 117 тис. грн на рік при скороченні витрат палива (природного газу) на ~ 15–16 %, при вартості природного газу для споживачів промисловості 6600,00 грн за 1000 м³ та температурі підігріву дуття у рекуператорах на основі струминно-вихрової технології до 300 °С. Термін окупності становить менше 1 року.

Наукові результати дисертаційної роботи були заслухані на науково-практичних конференціях та нарадах промислових підприємств та спеціалістів ТОВ «ЕВРОСЕДІА» й рекомендовані до впровадження на енерготехнологічних агрегатах (печах), згідно «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року».

Дисертаційна робота представляє значний інтерес в галузі енерготехнологічних та енергозберігаючих технологій України. Вважаємо, що одержані наукові результати дисертації здобувача ОНПУ Агеєва К.В. можуть бути розповсюдженні на значну частину енерготехнологічного устаткування енергетичних об'єктів та підприємств промисловості України, є актуальними і мають науково-практичне значення для енергетики.

Директор ТОВ «ЕВРОСЕДІА»

A blue circular stamp of TOV 'EVROSEDIYA' is centered on the page. The stamp contains the text 'Україна * Кіровоградська область * Обмеженою відповідальністю * ТОВ "ЕВРОСЕДІА" * Святий Софійський район м. Києва' and the company number '34565432'. A blue ink signature is written over the stamp.

Станкевіч В.Ю.