

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерная школа

Кафедра теплоэнергетики и теплотехники

На правах рукописи

ШТЫМ

Константин Анатольевич



**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ
СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА**

05.14.04 - промышленная теплоэнергетика

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Владивосток - 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Основные обозначения.....	4
Введение.....	6
Глава 1. Вихревое сжигание топлива.....	14
1.1. Аэродинамические принципы организации топочного процесса.....	14
1.2. Опыт освоения вихревого сжигания топлива.....	17
1.3. Исследования вихревого сжигания топлива на энергетических предприятиях Дальнего Востока России.....	33
Глава 2. Особенности аэродинамики циклонно-вихревых камер	39
2.1. Основные закономерности вращательного движения газа в идеальной камере.....	39
2.2. Опытные данные по распределению параметров потока на моделях циклонно-вихревых камер.....	45
2.3. Методики аэродинамического расчета циклонно-вихревых камер	54
Глава 3. Аэродинамический расчет циклонных предтопок...	70
3.1. Оценка протяженности, особенности структуры и расчет пристенного течения.....	70
3.2. Расчет турбулентного ядра закрученного потока в вихревой камере предтопка.....	89
3.3. Аэродинамика камеры с комбинированной генерацией вихря.....	103
Глава 4. Исследование и наладка головного образца котла с циклонно- вихревым предтопком.....	109

4.1.	Огневой промышленный стенд.....	109
4.2.	Ввод жидкого топлива в камеру сгорания ЦВП	114
4.3.	Воздушное охлаждение и футеровка предтопка	118
4.4.	Развитие факела в предтопке и камере дожигания.....	123
4.5.	Анализ параметров в ЦВП при математическом моделировании.....	130
Глава 5.	Модернизация паровых котлов с установкой циклонных предтопков.....	139
5.1.	Первые промышленные парогенераторы с циклонными предтопками ДВПИ.....	139
5.2.	Модернизация котла ДЕ-25-24/380.....	147
5.3.	Модернизация котла БКЗ-75-39 ФБ	172
5.4.	Модернизация котла БКЗ 120-100ГМ	180
Глава 6.	Модернизация водогрейных котлов с установкой циклонных предтопков.....	194
6.1.	Модернизация котла ЭЧМ 25/35.....	194
6.2.	Модернизация котлов КВГМ-20 и ПТВМ-30.....	200
6.3.	Модернизация котла КВГМ-100.....	208
6.4.	Модернизация котлов ПТВМ-100 и ПТВМ-180.....	222
Глава 7.	Теплообмен в топках котельных установок с циклонно-вихревыми предтопками.....	229
7.1.	Исследования внутритопочного теплообмена на котлах с ЦВП.....	229
7.2.	Расчет теплообмена в топках котлов с ЦВП.....	243
Глава 8.	Условия выбора и расчет конструктивных параметров и элементов циклонного предтопка	250
8.1.	Анализ характеристик топок котлов с циклонными предтопками.....	250

8.2.	Выбор конструктивных параметров циклонного предтопка.....	254
8.3.	Методы снижения окислов азота в циклонных предтопках.....	276
	ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ	286
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	288
	ПРИЛОЖЕНИЯ	302

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

φ, r, x	Тангенциальная, радиальная и осевая координаты
ρ	Плотность газа ($\text{кг}/\text{м}^3$)
ω	Угловая скорость (1/с)
W_r	радиальная скорость (м/с)
W_x	осевая скорость (м/с)
$W\varphi$	тангенциальная скорость, (м/с)
C	Концентрация ($\text{мг}/\text{м}^3$)
R, D	Радиус и диаметр камеры сгорания предтопка (м)
$L, \bar{L} = \frac{L}{D}$	Длина и калибр камеры сгорания
$\sum f_{BX}$	Площадь тангенциального ввода в камеру сгорания (м^2)
$\bar{F} = \frac{\sum f_{BX}}{\pi DL}$	Относительная площадь тангенциального ввода воздуха в камеру сгорания
$T, \Delta P, H$	Температура (К), перепад статического давления ($\text{кг}/\text{м}^2$), полный напор потока ($\text{кг}/\text{м}^2$).
B_T	Расход топлива на предтопок (кг/с)
V_{II}	Объем камеры сгорания предтопка (м^3)

$W_{\varphi \max}, r_{\varphi \max}$	Максимальное значение тангенциальной скорости (м/с) и ее радиус (м)
ν, ν_T	Молекулярная и турбулентная вязкость (м ² /с)
$\eta = \frac{r}{r_{\varphi \max}}$	Текущий безразмерный радиус
$\eta_{\text{ц}} = \frac{R}{r_{\varphi \max}}$	Безразмерный радиус камеры сгорания
$\eta_{\text{я}} = \frac{r_{\text{я}}}{r_{\varphi \max}}$	Безразмерный радиус ядра потока
$\bar{x} = \frac{x}{D}$	Безразмерная осевая координата
$W = \frac{W_{\varphi}}{W_{\varphi \max}}$	Безразмерная тангенциальная составляющая скорости вихревого потока в камере сгорания
$U = \frac{W_x}{W_{\varphi \max}}$	Безразмерная осевая составляющая скорости вихревого потока в камере сгорания
$V = \frac{W_z}{W_{\varphi \max}}$	Безразмерная радиальная составляющая скорости вихревого потока в камере сгорания
\mathcal{E}_w	Коэффициент сохранения скорости
α	Коэффициент, характеризующий турбулентную структуру потока.
F_o	Число Фурье
Re	Число Рейнольдса
Ro	Число Россби
m	Формпараметр

ВВЕДЕНИЕ

Работа посвящена исследованиям разработке и внедрению циклонно-вихревой технологии сжигания различных видов топлива на паровых и водогрейных котлах малой и средней мощности, оптимизации конструктивных элементов циклонно-вихревых предтопок (ЦВП) с воздушным охлаждением. Продемонстрировано совершенство аэродинамической схемы комбинированного подвода воздуха. Показано как принципиально новый подход к организации процесса горения дает возможность изменять конструкцию котельных агрегатов и увеличивать их производительность и КПД.

Актуальность темы диссертации обусловлена проблемой модернизации теплоэнергетического оборудования, повышения эффективности его работы, как одного из приоритетных направлений совершенствования энергетики России, предусмотренной стратегией ее развития до 2030 г. и «Комплексной программой развития электроэнергетики Дальневосточного федерального округа до 2025 г.», разработанной в соответствии с поручением президента РФ.

В силу специфики региона, основой энергетики ДФО являются ТЭЦ, на которых доля износа основного оборудования составляет в среднем 60-70 %. Вопросы связанные, с повышением эффективности работы ТЭЦ в энергосистемах Дальнего Востока являются важными и актуальными [39]. Котельный парк тепловых электростанций ДФО включает паровые котлы от 670 т/ч (БКЗ-670) до 25 т/ч (ДЕ-25), водогрейные - от 180 Гкал/ч (ПТВМ-180) до 50 Гкал/ч (ПТВМ-50). Кроме того, более 2500 котельных обеспечивают теплоснабжение и промышленное производство. Котлы имеют низкую экономичность, так как предназначенные для сжигания угля, из-за изменения в топливной политике региона, частично переведены на сжигание жидкого топлива, а затем на сжигание газа. Поэтому в энергетике Дальнего Востока особую актуальность при-

обретает модернизация установленного котельного оборудования с внедрением инновационных технологий - сжигания топлива и когенерации [111,118]. Совершенствование технологии сжигания топлива в циклонно-вихревых предтопках (ЦВП), является одним из направлений в решении этой задачи.

В отечественной энергетике работами по созданию угольных ЦВП к котлам с жидким шлакоудалением занимались в ВТИ под руководством Ю.Л. Маршака и предпочтение было отдано котлам с вертикальными циклонными предтопками. В совместных исследованиях ЦКТИ, МО ЦКТИ и МВТУ под руководством Г.Ф. Кнорре и М.А. Наджарова основное внимание уделялось горизонтальным ЦВП. Завершением работ ведущих котельщиков страны была разработка рекомендаций по проектированию топочных устройств с вертикальными циклонными предтопками и методика расчета горизонтальных циклонных камер. В связи с невозможностью обеспечения надежной работы, внедрение котлов с водоохлаждаемыми циклонными предтопками в России на всех видах топлива было прекращено.

Исследованием особенностей закрученных потоков и применением вихревых камер для интенсификации различных энерготехнологических процессов занимаются: С.В. Алексеенко, К.А. Григорьев, А. Гупта, Г.Н. Делягин, С. Ишизука, Ш.А. Пиралишвили, В.В. Саломатов, Н. Сайред, Ф.А. Серант. В работах Л.И. Мальцева, В.И. Мурко, А.Ф. Рыжкова Э.И. Розенфельда, Л.М. Цирульниковой, S. Calvert, Н.М. Englund и др. отмечается, что качество сжигания топлива существенно зависит от его дисперсионных характеристик, температуры пламени, концентрации кислорода в зоне горения, времени пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур, а также способа сжигания. Эти факторы в свою очередь определяются коэффициентом избытка воздуха, аэродинамикой процесса горения, конструкцией горелочных устройств, условиями теплообмена и т.д.

Добиться повышения эффективности сжигания топлива, снижения выбросов вредных веществ и продления ресурса эксплуатации можно путём модернизации котельных агрегатов за счет применения усовершенствованной

технологии ЦВП, в которых генерируется концентрированное вихревое движение, и заключающейся в комплексной оптимизации параметров котельной установки.

Работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки, технологий и техники РФ Пр–577 «Энергосберегающие технологии», критические технологии «Производство электроэнергии и тепла на органическом топливе», «Системы жизнеобеспечения и защиты человека», «Энергосбережение», а также в рамках научных исследований АНО Центр «Модернизации котельной техники» ДВФУ и при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, выделяемой по госбюджету кафедре Теплоэнергетики и теплотехники и международной лаборатории Горения и энергетики ДВФУ (договор 14.У26.31.0003).

Объект исследования – цилиндрические вихревые камеры с воздушным охлаждением - циклонно-вихревые предтопки.

Предмет исследования – характеристики технологических процессов эффективного и экологичного сжигания различных видов топлива в выносных цилиндрических вихревых камерах с воздушным охлаждением к котлам малой и средней мощности.

Цель диссертационной работы состоит в развитии теоретических основ и технических решений циклонно-вихревой технологии сжигания различных видов топлива применительно к проектируемым и действующим паровым и водогрейным котлам.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

1. На основе анализа существующего состояния вопроса разработать конструкцию ЦВП, использующего для охлаждения обмуровки камеры сгорания только воздух в объеме, необходимом для сжигания топлива.
2. Путем детального исследования аэродинамики закрученного потока в вихревой камере найти оптимальное сочетание ее основных параметров, гарантирующих воздушное охлаждение футеровки, интенсивное смесеобразование и горение во всем объеме предтопка.

3. За счет комбинации тангенциального и осевого ввода воздуха, добиться снижения гидравлического сопротивления предтопка при закрутке потока, достаточной для полного сжигания или частичной газификации топлива.

4. Исследовать особенности внутри-топочного теплообмена при развитии факела за предтопком, создать условия для надежного примыкания ЦВП к экранам топки.

5. Разработать и внедрить проекты модернизации паровых и водогрейных котлов с установкой ЦВП, внося рациональные изменения в конструкцию котельной установки.

6. На основе обобщения результатов исследований и внедрений предложить методику аэродинамических и тепловых расчетов, а также рекомендации по модернизации котлов с установкой ЦВП.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использованы численные методы решений математических моделей газодинамических и теплообменных процессов в вихревой камере, уточненных на базе физического моделирования, с помощью пакетов прикладных программ Ansys. Экспериментальные исследования и работы проведены в лабораторных и промышленных условиях, обобщены в безразмерном виде и проанализированы известные результаты исследований различных авторов, которые дополнены собственными экспериментами.

Научная новизна и основные положения, выносимые на защиту, состоят в обоснованиях и доказательствах научных основ принятия технических и технологических решений для внедрения циклонно-вихревого сжигания топлива, а именно:

1. Установлены особенности аэродинамической структуры концентрированного вихревого движения в цилиндрической камере, которые заключаются: в наличии в пристенной зоне «потенциального кольца», сформированного многосопловым вводом; в совпадении области наилучшего смешения потоков с радиусом максимума центробежной напряженности, разделяющей зоны избыточного давления и разрежения; в минимальном аэродинамическом

сопротивлении предтопка с заданной круткой потока, при тангенциально-аксиальном вводе воздуха от общего нагнетателя.

2. Определены безразмерные расчетные зависимости параметров закрученного потока от турбулентной структуры, геометрии и формпараметра m : в пристенной зоне - ее протяженности и коэффициента сохранения скорости; в турбулентном ядре - профили скорости, перепады давления в характерных сечениях камеры с комбинированным вводом воздуха и аэродинамическое сопротивление ЦВП, хорошо согласующиеся с опытными данными.

3. Разработана методика расчета вихревой камеры, в которой конструктивные и аэродинамические условия генерации вихря сведены к вычислению значения ее формпараметра m , входящего во все расчетные зависимости.

4. Предложена корректировка теплового расчета топки через параметр температурного поля M , учитывающая уменьшение степени неизотермичности среды в пристенной области, основанная на выявленных особенностях развития факелов при различной компоновке предтопков, обобщающая промышленные испытания всех модернизированных котельных установок и позволяющая проводить модернизацию с максимальной эффективностью.

5. Разработаны рекомендации по применению усовершенствованной технологии циклонно-вихревого сжигания различных видов топлива для модернизации котлов с учетом их конструктивных параметров, единичной мощности, количества и компоновки предтопков, а также снижения вредных выбросов в окружающую среду.

Практическая значимость результатов работы состоит в том, что новые теоретические и технологические решения позволили: предложить методику расчета конструктивных элементов ЦВП с учетом особенностей объекта модернизации; разработать и реализовать конструкцию ЦВП повышенной надежности и большой единичной мощности; предложить конструкцию многосопловой центробежной форсунки с изменением диаграммы распыла топлива по сечению вихревой камеры; выполнить и внедрить проекты модернизации паровых газо-мазутных котлов в диапазоне мощностей от 17 до 100

МВт, а также водогрейных газо-мазутных котлов в диапазоне мощностей от 20 до 180 МВт; представить математическую модель горения в вихревой камере при различных вариантах ввода топлива, уточненную неизотермическими исследованиями аэродинамики и состава газов в камере сгорания ЦВП; разработать пуско- и режимно-наладочные мероприятия для котлов с ЦВП; найти пределы устойчивости горения и безопасные условия запуска ЦВП на газе.

Результаты работы использовались при реализации проектов модернизации котельного оборудования с установкой ЦВП на Охинской ТЭЦ (котел БКЗ-120-100), Якутской ТЭЦ (котел ПТВМ-100), Хабаровской ТЭЦ-3 (котел ПТВМ-180), Благовещенской ТЭЦ (котлы КВГМ-100). С целью повышения эффективности использования жидкого топлива установлены ЦВП на котлах КВГМ-20, КВГМ-30, ПТВМ-30, Б-35-40, ДЕ-25, ТС-35 промышленных предприятий ДФО. В рамках газификации объектов энергетики Дальнего Востока в 2011 г. закончена реконструкция котлов Хабаровской ТЭЦ-2, Владивостокских ТЭЦ-1, ТЦ «Северная» и ТЦ «Вторая речка» переводом на сжигание природного газа в воздухоохлаждаемых ЦВП. Технологические решения, реализованные в этих проектах, включали такие мероприятия, как: интенсификация теплообмена в топке с увеличением максимальной мощности котлов; развитие конвективных поверхностей нагрева; оптимизация гидравлических схем котлов; создание пароводяных котлов. Реализован проект мазутно-угольного котла с ЦВП в комплексе с низкотемпературным кипящим слоем. Результаты диссертационных исследований применяются в учебном процессе для бакалавров, магистров и аспирантов направления «Теплоэнергетика и теплотехника».

Достоверность результатов работы обеспечена представительным объемом расчетов, результатов экспериментов, а также использованием методов исследования, соответствующих современному состоянию в области теоретической теплотехники, гидродинамики и подтверждается метрологическими

характеристиками использованного оборудования, удовлетворительным совпадением расчетных данных с экспериментальными результатами, полученными на физических моделях и действующем промышленном оборудовании. Выводы достаточно хорошо коррелируют с результатами, полученными другими исследователями, и не противоречат физическим закономерностям в смежных областях знаний.

Апробация работы. Основные положения работы, результаты теоретических, вычислительных, экспериментальных исследований и внедрения докладывались и обсуждались на: Всероссийской конференции «Новые технологии эффективного использования топлива, модернизации и ремонта котельных установок» (Санкт-Петербург, 2000 г.); «IV International Young Scholars' Forum of the Asia-Pacific Region Countries» FESTU, (Vladivostok, 2001); Всероссийской конференции «Актуальные проблемы современной энергетики» (Екатеринбург, 2002 г.); ежегодных научно-практических конференциях «Вологодские чтения» (Владивосток, 2002-2012 гг.); V и VI Всероссийских научно-технических конференций «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды» (Рыбинск, 2004 г.); Всероссийском IV семинаре вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. (Владивосток, 2005 г.); VI Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» (Новосибирск, 2006 г.); 1-й научно-практической конференции ОАО «ДВУЭК» Проблемы реформирования и особенности развития электроэнергетики Дальнего Востока (Владивосток, 2006 г.); Всероссийской научно-практической конференции «Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири» (Иркутск, 2006 г.); VI Всероссийском семинаре вузов по теплофизике и энергетике (Красноярск, 2009 г.); VII и VIII Всероссийских конференциях с международным участием «Горение твердого топлива» (Новосибирск, 2009 и 2012 гг.); Всероссийской конференции «Пути совершенствования работы теплоэнергетических устройств» (Владивосток, 2012 г.); Конференции с международным участием «VIII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике» (Екатеринбург, 2013 г.); 2nd

International Conference Dynamics and Structure of Combustion Waves (Vladivostok, 2014 г.); Eleventh International Conference on Flow Dynamics (ICFD 2014) (Sendai, Japan, 2014); Всероссийской конференции XXXI Сибирский теплофизический семинар (Новосибирск, 2014).

Личный вклад автора состоит в постановке цели и задач исследования, разработке, обосновании и формулировке всех положений, определяющих научную новизну и практическую значимость, анализе и обобщении результатов, формулировке выводов и рекомендаций для принятия решений. Осуществлял руководство при проектировании, модернизации и испытаниях котлов с ЦВП. В совместных публикациях автору принадлежит основная часть результатов исследований.

Глава 1. Вихревое сжигание топлива

1.1. Аэродинамические принципы организации топочного процесса

Основой топочного процесса является аэродинамическая структура газ-воздушного потока, в котором протекает процесс сжигания топлива [45]. Эффективность процесса горения топлива зависит от взаимодействия топлива и газо-воздушного потока. Роль аэродинамической структуры потока заключа-

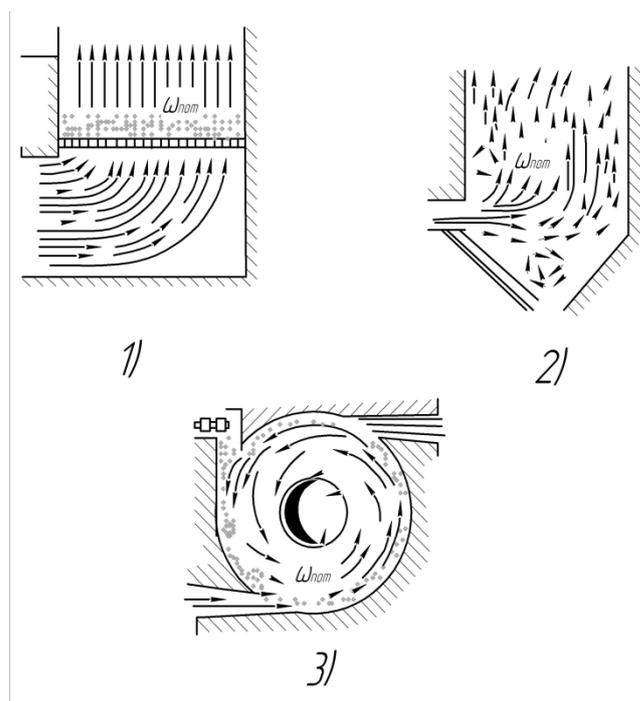


Рис. 1.1.

Принципиальные схемы сжигания топлива: 1) слоевое сжигание; 2) факельное; 3) вихревое.

ется в том, чтобы обеспечить совершенное смесеобразование топлива и окислителя, без чего нельзя достигнуть ни интенсивности процесса горения, ни полноты тепло-выделения.

В топочной технике известно три основных принципа организации сжигания топлива: слоевой, факельный и вихревой (рис.1.1). На практике существует значительное число топочных устройств комбинированного типа, занимающих промежуточное положение между указанными основными.

Исторически слоевое сжигание первым нашло практическое применение и не утратило актуальности в малой энергетике до сих пор. С аэродинамической точки зрения, слоевой процесс характеризуется тем, что поток воздуха, движущийся через проточную камеру топки, взаимодействует с неподвижным или принудительно движущимся слоем топлива. Если фракционный состав топлива обеспечивает спокойное залегание частиц, то становится допустимым любое время их пребывания в топочном процессе: длительное – для крупных

и короткое – для мелких. Время сгорания топливных частиц в слоевых топках практически не ограничено. Наличие значительного количества горящего топлива обеспечивает основное достоинство слоевого сжигания – устойчивость процесса горения. Недостатки котлов со слоевым сжиганием топлива: малая теплопроизводительность из-за ограничения по форсировке и экономичность, вследствие больших потерь с провалом и шлаком.

В начале прошлого века в большую энергетику пришёл и стал быстро развиваться факельный метод сжигания топлива. Факельный топочный процесс характеризуется непрерывным движением частиц топлива вместе с газо-воздушным потоком, который транспортирует их через проточную камеру топки во взвешенном состоянии. Для того чтобы осуществить полное сгорание частиц топлива за строго ограниченное время необходимо измельчение топлива до пылеобразного состояния. Угольная пыль или мелкие капли жидкого топлива фактически следуют вместе с газозвдушным потоком и с той же скоростью. При этом значительно уменьшается запас горючего вещества в каждой частице топлива, что позволяет ее газифицировать и сжечь за короткое время. Однако, у факельного процесса присутствуют следующие существенные недостатки: крайняя чувствительность к различным нарушениям процесса горения, что требует немедленного регулирования расходов, как топлива, так и воздуха для недопущения срыва факела; относительно низкая скорость частиц и потока, неблагоприятно сказывающаяся на их выгорании, что приводит к значительному увеличению габаритов котельных установок с ростом их мощности; значительный расход энергии и металла на размол топлива; создание сложных систем пылеприготовления.

Промежуточным звеном между слоевым и факельным методами сжигания топлива является кипящий или псевдоожиженный слой. В последние годы этот способ организации горения, при котором возможно сочетание достоинств слоевого и факельного сжигания, получил широкое применение, как в малой, так и в большой энергетике особенно за рубежом, где жесткие экологические требования. Так как в сочетании с невысокой тепловой форсировкой

имеется возможность приблизить процесс к стехиометрическому, и подавить очаги образования NO_x .

Вихревой топочный процесс основывается на использовании криволинейного движения газо-воздушного потока, путем создания устойчивых и управляемых вихрей в объеме топочной камеры. Круговое движение несущего вихря заставляет частицы топлива циркулировать в топочном объеме столько раз, сколько необходимо для их газификации и полного сгорания. Так как при циркуляции топлива в потоке развивается центробежный эффект, который отбрасывает частицы к периферии, то необходимо придавать вихревой камере аэродинамический обтекаемый профиль, что и привело к созданию со временем различных вихревых топочных камер. Оптимальные размеры частиц при вихревом методе сжигания находятся между оптимальными их значениями для факельного и слоевого сжигания, но значительно ближе к последнему.

Таким образом, вихревой принцип сжигания заимствует от факельного сгорание частиц непосредственно в потоке, но сохраняет от слоевого, при определенных условиях, неограниченное время их пребывания в топочном объеме.

Циркуляционно-вихревые топки, использующие слабозакрученные и неупорядоченные вихри, явились переходным типом к топочным устройствам, получившим название «циклонные топки», так как в основу их была положена аэродинамическая модель циклонов-сепараторов. В циклонах-сепараторах применяются камеры с хорошо обтекаемой внутренней полостью и тангенциальным подводом основной массы воздуха при таких скоростях, которые обеспечивают значительный центробежный эффект. В аэродинамической структуре циклонно-вихревых камер сгорания свойственно присутствие устойчивых высоконапряженных циркуляционных зон. Их рациональное использование имеет решающее значение в эффективном смесеобразовании и газификации топлива, то есть процессах, определяющих скорость реакции горения. Именно удачное использование этих зон для специфической рабочей роли в процессе сжигания вывело со временем циклонно-вихревые камеры на

самый высокий уровень по теплонапряженности в стационарных и транспортельных энергетических установках.

1.2. Опыт освоения вихревого сжигания топлива

В конце 20-х годов прошлого века появились первые отечественные вихревые топки Шершнева, этапы изменения конструкции которых от фонтанного до чисто вихревого принципа представлены на рис.1.2 [103,105]. Определяющим фактором их совершенствования стало создание аэродинамического устойчивого циркуляционного вихря, организованного тангенциальными подводами нижнего дутья к полуобтекаемой нижней части топочной камеры (рис 1.2 вариант 4). Аэродинамика топки такой конфигурации была исследована на лабораторных моделях в ЦКТИ и в 1931 г. опытная топка установлена под одним из котлов Шатурской ГРЭС. Появившаяся в Америке почти одновременно с топкой Шершнева фонтанная топка Стратона для мелкого угля не получила практического распространения, так как не была в дальнейшем преобразована в вихревую. Таким образом, окончательный вариант топки Шершнева явился первой чисто вихревой топкой. Этот вариант породил немало схожих устройств (топки Макарьева, Сурвилло, Колобанова и др.). Плохообтекаемая форма низа камеры топки Ма-

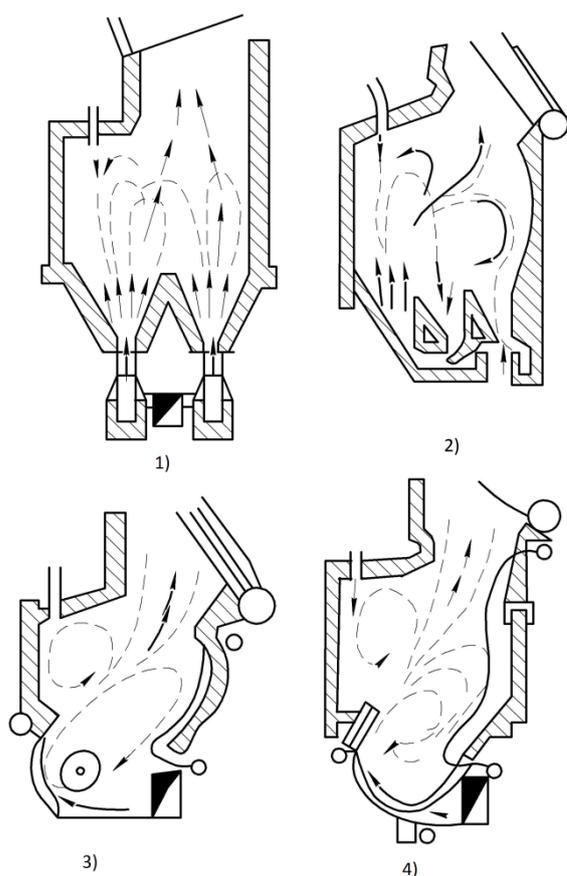


Рис. 1.2.

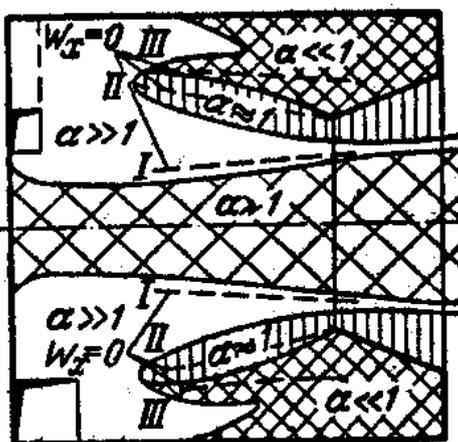
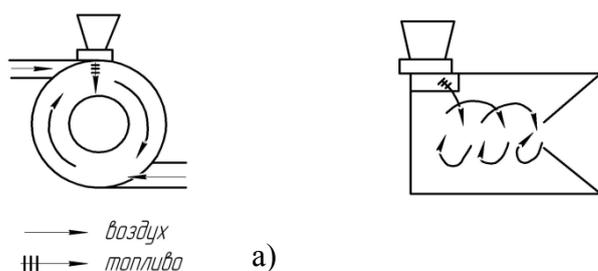
Варианты схем циркуляционно-вихревой топки Шершнева для фрезерного торфа.

следована на лабораторных моделях в ЦКТИ и в 1931 г. опытная топка установлена под одним из котлов Шатурской ГРЭС. Появившаяся в Америке почти одновременно с топкой Шершнева фонтанная топка Стратона для мелкого угля не получила практического распространения, так как не была в дальнейшем преобразована в вихревую. Таким образом, окончательный вариант топки Шершнева явился первой чисто вихревой топкой. Этот вариант породил немало схожих устройств (топки Макарьева, Сурвилло, Колобанова и др.). Плохообтекаемая форма низа камеры топки Ма-

карьева привела к необходимости применения добавочного «заднего дутья» и слоевой дожигательной решетки.

Показатели работы первой вихревой топки не оправдали ожиданий из-за проблем с аэродинамической организацией топочного процесса, на которые не обращали внимание, решая задачу конструктивного оформления топки.

В начале 30-х годов Кнорре Г.Ф. была предложена первичная схема циклонной топки с горизонтальной



б)

Рис. 1.3

а -схема циклонной топки Кнорре; б-схема горения в продольном сечении камеры

лонной топки с горизонтальной осью цилиндрической камеры (рис.1.3). В 1940 г. Ковригин А.Н. предложил использовать центробежный эффект, развиваемый в закрученных потоках, для жидкого улавливания шлаков, выбрасываемых на стенки обтекаемой топочной камеры [103].

На практике, только в 1945 г. была введена в эксплуатацию первая циклонная топка Кнорре для сжигания просяной лузги в котельной Сызранского крупяного завода, а к 1950 г. пущена опытная двухциклонная топка ЦКТИ-Ленэнерго

системы Ковригина для сжигания каменных углей при жидком шлакоудалении. В обоих случаях отмечалось, что обтекаемая форма камеры при незначительных скоростях потока не обеспечивает необходимой структуры потока с достаточно напряженно работающими вихревыми зонами. Такая структура возникала только с переходом на форсированный режим топки при наличии высоконапорного дутья.

В 40-50-е годы в отечественной и зарубежной энергетике было уделено значительное внимание циклонно-вихревому принципу организации топочного процесса, который, благодаря сепарационным способностям закрученного потока, позволил создать циклонные предтопки с жидким шлакоудалением для котлов большой мощности.

В США такие исследовательские работы были начаты фирмой «Бакбок-

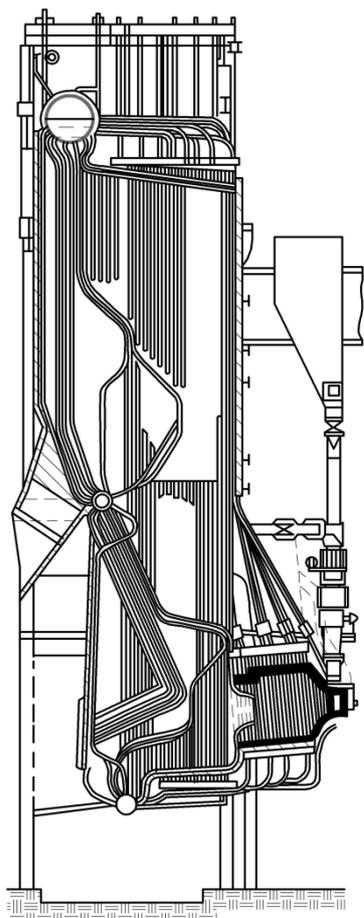


Рис. 1.4.

Горизонтальная топка Бабкок и Вилькоккс электростанции Калюмет для дробленого угля с жидким шлакоудалением.

Вилькоккс» еще в 1937-38 г.г. Полученные данные по опытному сжиганию углей позволили фирме установить первый промышленный котел (рис.1.4.) на станции Калюмет в 1944 г. Паропродуктивность котлов с циклонными предтопками к 1956 г. в США возросла до 950 т/ч. В Германии первая промышленная установка с циклонными предтопками введена в эксплуатацию в 1953 г.

Промышленное освоение топочных камер с горизонтальными циклонными предтопками, работающими на угле, в США в начале 70-х годов замедлилось по причине невозможности обеспечения устойчивого удаления жидкого шлака во всем диапазоне нагрузок котлов для широкой гаммы сжигаемых углей.

Новая волна интереса в США к сжиганию твердого топлива в циклонных предтопках приходится на 80-е годы. Это было обусловлено как необходимостью совершенствования находящихся в эксплуатации котлов с циклонными предтопками, так и возможностью перевода мазутных котлов на сжигание твердого топлива. Компания Babcock & Wilcox, разработавшая концепцию циклонно-вихревого сжигания угольной пыли с низкой температурой плавления золы (рис.1.5; 1.6), начала

интенсивно развивать программу по повышению надежности внутренних поверхностей циклонного предтопка с применением новых материалов и передовых технологий. Необходимо обратить внимание на особенности конструкции в части организации подвода воздуха. Воздух подводится двумя самостоятельными потоками в ось предтопка и тангенциально через один ввод. Относительный диаметр пережима не более 0,5. Усовершенствованный и модифицированный предтопок (рис.1.7) выполнен с применением новых поверхностей охлаждения повышенной механической прочности, сформированных из цельносварных панелей [131]. Новая технология сварки позволила значительно продлить срок службы предтопка. Изготавливаются предтопки единичной мощностью от 44 до 125 МВт с водяным охлаждением, которые имеют длину от 6 до 10 м и диаметр 1,8-3 м. Применяется как установка одиночных предтопок, встречная компоновка и установка предтопок один над другим на боковой стене. Разработаны предтопки для котлов с

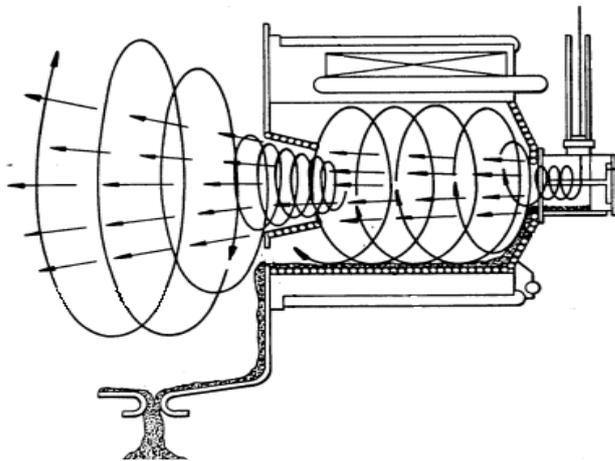


Рис. 1.5

Схема движения потоков в циклонном предтопке компании Babcock & Wilcox

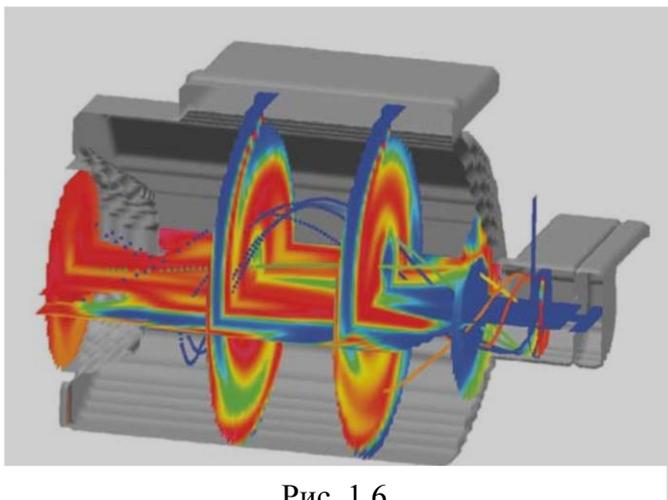


Рис. 1.6

Распределение температур в циклонном предтопке компании Babcock & Wilcox

естественной циркуляцией и прямоточных с контурами охлаждения различного давления и температуры. Кроме того предтопки оснащаются горелками для сжигания различных видов топлива, таких как мазут, дизельное топливо,

сительный диаметр пережима не более 0,5. Усовершенствованный и модифицированный предтопок (рис.1.7) выполнен с применением новых поверхностей охлаждения повышенной механической прочности, сформированных из цельносварных панелей [131]. Новая технология сварки позволила значительно продлить срок службы предтопка. Изготавливаются предтопки единичной мощностью от 44 до 125 МВт с водяным охлаждением, которые имеют длину от 6 до 10 м и диаметр 1,8-3 м. Применяется как установка одиночных предтопок, встречная компоновка и установка предтопок один над другим на боковой стене. Разработаны предтопки для котлов с

природный газ, лигнит, шламы бумажного производства, дерево, а также имеется опыт по сжиганию коксового газа и использованных шин.

В 2010 г. компанией Babcock & Wilcox оформлен патент [132] на циклонный предтопок, как способ снижения оксидов азота при сжигании топлива с избытком воздуха $\alpha \leq 0,9$ и нестехиометрическом вводе воздуха как в камеру сгорания предтопка, так и в топку котла.

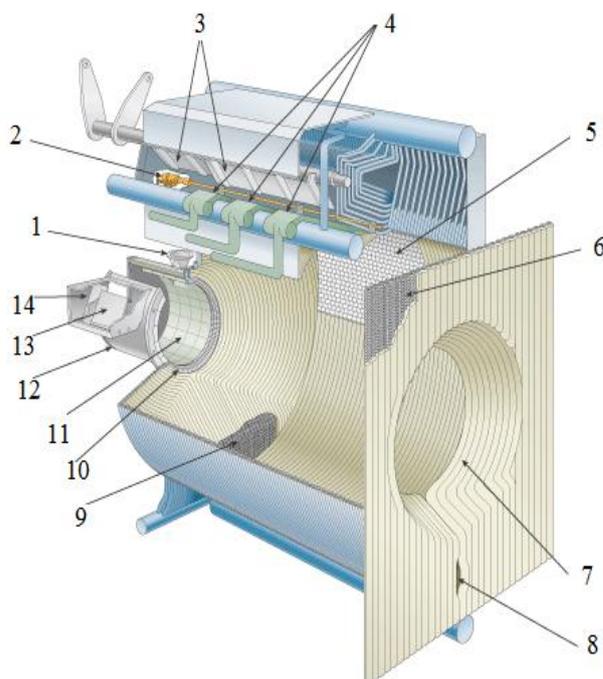


Рис.1.7

Циклонный предтопок конструкции Babcock & Wilcox [132]: 1-вход угольной пыли; 2- жидкотопливная горелка; 3-заслонка регулирования скорости вторичного воздуха; 4-газовые горелки; 5- зона ошипованной поверхности; 6-экранная панель топки котла; 7- выходная амбразура; 8-шлакоотвод; 9- экранная панель циклонного предтопка; 10-ошипованная амбразура; 11-износостойкая обмуровка; 12-радиальная горелка; 13-первичный воздух; 14-третичный воздух.

ный предтопок, как способ снижения оксидов азота при сжигании топлива с избытком воздуха $\alpha \leq 0,9$ и нестехиометрическом вводе воздуха как в камеру сгорания предтопка, так и в топку котла.

В настоящее время компанией Babcock & Wilcox с привлечением научно-исследовательских центров ведутся работы по моделированию процессов смесеобразования, горения с целью повышения эффективности циклонно- вихревой технологии в части надежности и снижения вредных выбросов в атмосферу. Детальные исследования, представленные в различных источниках, доказывают, что влиять на процессы горения и смесеобразования проще в ограниченном объеме, но для этого

требуется знать в каких зонах происходят реакции связанные с образованием оксидов азота. Тогда перманентное воздействие водой, либо концентрацией кислорода позволяет достаточно эффективно добиться результатов без использования дорогостоящих систем рециркуляции дымовых газов и нестехиометрического горения с большим количеством горелок.

В отечественной энергетике работами по созданию циклонно-вихревых предтопок к котлам с жидким шлакоудалением для сжигания различных видов топлива занимались два творческих коллектива. В ВТИ под руководством

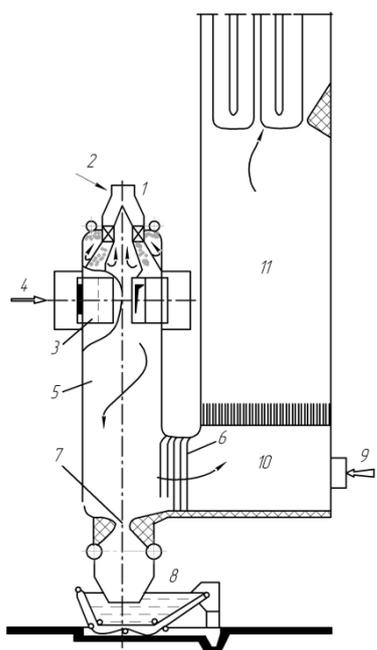


Рис. 1.8

Схема топочного устройства с вертикальными циклонными предтопками для сжигания АШ: 1-лопаточная горелка; 2-подача угольной пыли; 3-сопла подачи вторичного воздуха в предтопок; 4-подвод вторичного воздуха в предтопок; 5-предтопок; 6-шлакоулавливающий пучек; 7-летка; 8-шлаковый транспортер; 9-горелка сбросного воздуха; 10-камера дожигания; 11-камера охлаждения.

ных и бурых углей, в том числе экибастузского и канско-ачинского [60].

Особенностью топочных устройств с вертикальными предтопками (рис.1.8) являются верхний закрученный ввод пылевидного топлива угрубленного или грубого помола с рассредоточенной тангенциальной подачей вторичного воздуха в цилиндрическую вихревую камеру. Дымовые газы имеют свободный нижний выход через развитые шлакоулавливающие пучки из тесно поставленных труб в общую вторую камеру, служащую для их дожигания и

Маршака Ю.Л. предпочтение было отдано котлам с вертикальными циклонными предтопками [60]. В совместных исследованиях ЦКТИ, МО ЦКТИ и МВТУ под руководством Кнорре Г.Ф. и Наджарова М.А., основное внимание уделялось горизонтальным циклонным предтопкам [103].

Разработка топочных устройств с максимальным шлакоулавливанием начата в ВТИ по инициативе проф. Рамзина Л.К. Группа сотрудников котельно-топочного отделения ВТИ во главе с Маршаком Ю.Л., при активном участии Таганрогского и Барнаульского котельных заводов, а также работников Закамской ТЭЦ, Мироновской и Ангренской ГРЭС, выполнила очень большой объем работ по разработке, наладке и эксплуатации котлов с вертикальными циклонными предтопками. Предполагалось, что такие котлы будут универсальными для сжигания камен-

охлаждения. Предтопки могут быть встроенными в общую камеру или выносными; располагать их можно с фронта или встречно по боковым сторонам или на фронтальной и задней стенке топки.

На Закамской ТЭЦ в 1951 г. к котлу паропроизводительностью 160-

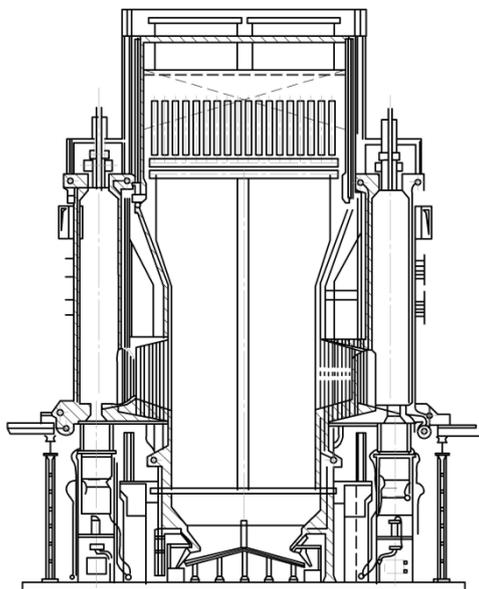


Рис. 1.9.

Котельный агрегат Закамской ТЭЦ с вертикальными циклонными предтопками.

200 т/ч было установлено четыре предтопка (рис.1.9). Предтопки выполнены из оцинкованных труб, внутренняя поверхность предтопков (рис.1.10) имела хромитовую обмазку, набитую по шипам, а затем еще и карборундовую футеровку. Ни один из известных тогда огнеупорных материалов не мог противостоять воздействию жидкого шлака без интенсивного водяного охлаждения предтопков. Отмечаются не только повышенные требования к качеству футеровки шиповых экранов, но и трудоемкость изготовления предтопков. Требовался высокий напор воздуха и его подогрев до 400-450 °С.

Данные испытаний и эксплуатации топки ЦКТИ-Ленэнерго в течение 1951-52 г.г., а также результаты исследований полупромышленной циклонной камеры на стенде МО ЦКТИ-МВТУ позволили приступить к проектированию и сооружению первых отечественных мощных котлоагрегатов с горизонтальными циклонными предтопками, обеспечивающих жидкое шлакоудаление.

В 1957 г. на одной из ТЭЦ г.Ленинграда был смонтирован первый котел паропроизводительностью 230 т/ч, изготовленный Таганрогским котельным заводом. Проект котла выполнен заводом совместно с ЦКТИ и предусматривал установку четырех циклонных предтопков, выполненных из ошипованных

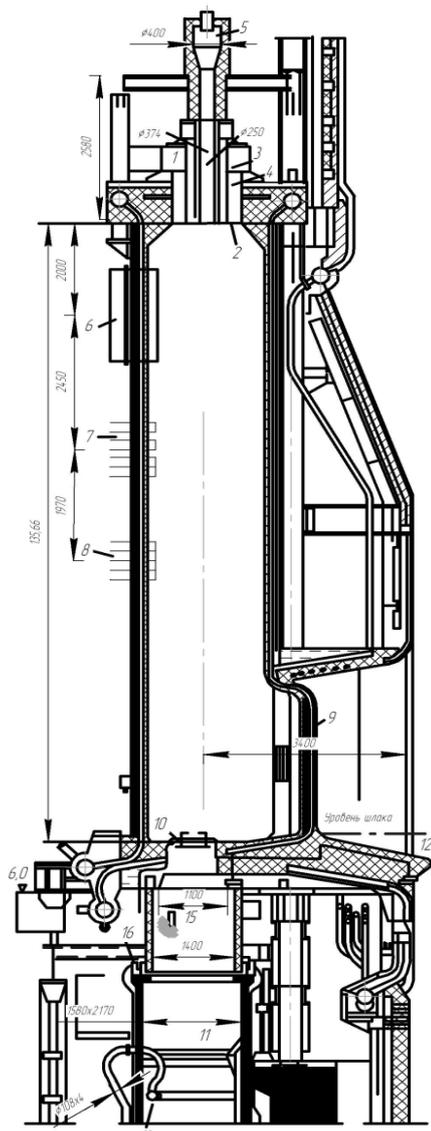


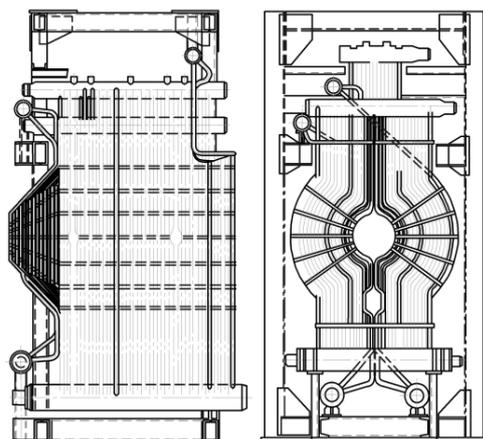
Рис. 1.10

Продольный разрез предтопка Закамской ТЭЦ: 1-основная лопаточная горелка; 2-лопаточный аппарат горелки; 3-мундштук первичного воздуха; 4-мундштук вторичного воздуха; 5-муфельная горелка; 6-сопла первого яруса; 7 и 8-сопла второго и третьего ярусов; 9-шлакоулавливающий пучёк; 10-летка; 11-водяная ванна для грануляции шлама; 12-шлаковый порог; 13-камера охлаждения; 14-сопла водяные; 15-лючек; 16-гидрозатвор.

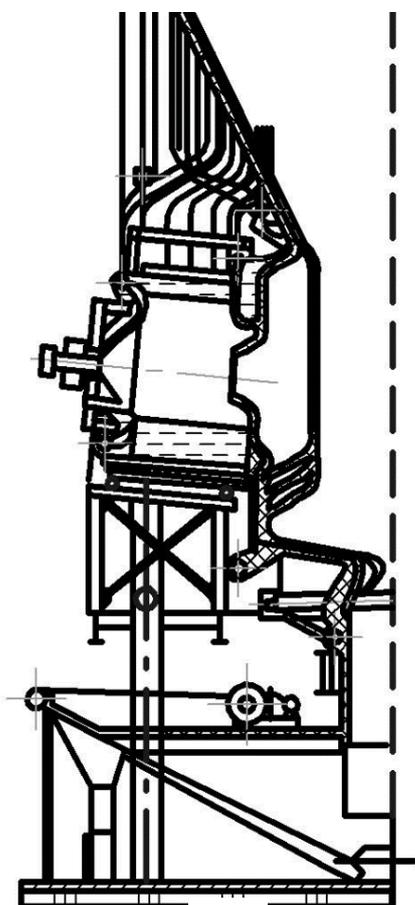
труб. Трубы, образующие стены предтопок включены в циркуляцию котла (рис.1.11а,б). Первый и последующие проекты котлов с горизонтальными циклонными предтопками предусматривали установку высоконапорных дутьевых вентиляторов с напором свыше 1500 мм.вод.ст.

В монографиях [60, 103] дан весьма обстоятельный анализ исследований и опыта внедрения котлов с циклонными предтопками для котлов с жидким шлакоудалением. Несмотря на оптимистичность в ожиданиях значительного прогресса в котельной технике с внедрением новой технологии не произошло, обращается внимание и на недостатки из опыта создания и эксплуатации первых котлов с циклонными предтопками: высокие затраты труда при изготовлении и монтаже ошпированных экранных труб сложного профиля; интенсивный износ шипов и даже труб; появление свищей под шипами; прорыв газов и шлама за трубы и прогорание обшивки; неравномерная деформация труб в предтопке; шлакование предтопка и пульсации факела; сложный ремонт

котла. Во всех случаях эксплуатации котлов с жидким шлакоудалением отме-



а)



б)

Рис. 1.11.

Циклонная камера котла ТКЗ ТП-230-4:

а) циклонный предтопок; б) схема включения.

чался быстрый занос золой хвостовых поверхностей нагрева.

В завершение работ ведущих коллективов страны по исследованию циклонно-вихревой технологии сжигания углей разработаны рекомендации по проектированию топочных устройств с вертикальными циклонными предтопками и предложена методика расчета горизонтальных циклонных камер.

Внимание к циклонной технологии сжигания твердого топлива с жидким шлакоудалением во многом объясняется топливной политикой того времени, поскольку энергетика ориентировалась на сжигание угля. Использование котлов с циклонными предтопками в 50-е и начале 60-х годов должно было привести к уменьшению габаритов, снижению коэффициента избытка воздуха и обеспечить качество процесса горения при изменении характеристик сжигаемого топлива. Кроме того, решались задачи по уменьшению опасности шлакования и загрязнения конвективных поверхностей нагрева. Однако, по ряду причин, основные из которых уже были очевидны для разработчиков и эксплуатационного персонала, внедрение

котлов с циклонными предтопками в большой энергетике сначала было приостановлено, а затем и вовсе прекращено [47].

Последние десятилетия в котельной технике, при сжигании твёрдого топлива, наряду с кипящим слоем отдается предпочтение факельному ступенчатому методу сжигания с применением вихревого движения всего факела (рис.1.12), что снижает шлакование топочных экранов и уменьшает образование оксидов азота. Разработана оригинальная конструкция и успешно эксплуатируется котел с кольцевой топкой [89,90].

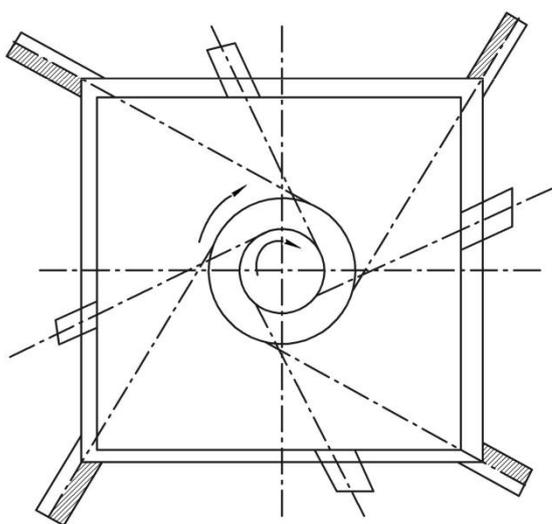


Рис. 1.12

Топка с тангенциальными горелками.

Опыт эксплуатации котлов с циклонными предтопками применительно к газомазутным котельным агрегатам, установленным на Конаковской ГРЭС, ТЭЦ-21 и ТЭЦ-23 Мосэнерго, также показал несостоятельность такого технического решения [38]. Так в 70-е годы на ТЭЦ-23 Мосэнерго были установлены четыре котла типа ТГМП-314Ц Таганрогского завода с горизонтальными циклонными предтопками, выпол-

ненными по рекомендациям МО ЦКТИ [48]. Следует обратить внимание на то, что авторы монографии [103] располагали только опытом сжигания солярового масла в циклонной камере с пережимом 0,33 на стенде, тем не менее, ими даны следующие рекомендации по расчету горизонтального циклонного предтопка для сжигания мазута: камера с пережимом 0,44; калибром от 1 до 1,5; с водяным охлаждением; ошипованная и со сложной футеровкой. Напор воздуха рекомендуется более 400 мм.вод.ст. с подогревом более 250°C и раздельная подача первичного (30-40 %) и вторичного воздуха. Таким образом, в основу проекта МО ЦКТИ была взята очень сложная конструкция предтопка, который разрабатывался для котлов с жидким шлакоудалением.

Предполагалось, что сжигание более легких для организации топочного процесса видов топлива в циклонных предтопках позволит: устранить высокотемпературную газовую коррозию экранных труб; повысить надежность экранных поверхностей нагрева уменьшением падающих тепловых потоков; сблизить эмиссионные характеристики факела при сжигании жидкого и газообразного топлива и тем самым обеспечить регулирование температуры перегрева пара; обеспечить сжигание мазута с предельно малыми избытками воздуха ($\alpha = 1,01 \dots 1,02$) и благодаря этому снизить скорость загрязнения и коррозии конвективной части и газоходов котла. За многие годы эксплуатации этих котлов так и не удалось обеспечить надежную работу циклонных предтопок. Постоянно наблюдались прогорания обшивки предтопок (особенно в зоне примыкания их к экранам топки), обгорание газовых сопел и других элементов. Разрушалась огнеупорная обмазка ошипованных поверхностей нагрева в предтопке (особенно при переходе с мазута на газ), что приводило к возникновению большой тепловой неравномерности и чрезмерному увеличению локальных тепловых потоков, вызывающих кризисное ухудшение гидравлического и температурного режимов экранной системы предтопок. Опыт эксплуатации котлов ТГМП-314Ц показал высокую их аварийность, обусловленную перечисленными причинами. Стоимость котла с циклонными предтопками на 10-15 % выше стоимости аналогичного котла с газо-мазутными горелками. Расход электрической энергии на собственные нужды в 2,5 раза был выше, чем у котла с горелочными устройствами, из-за высокого аэродинамического сопротивления предтопок. Попытки подавления выбросов оксидов азота позволили снизить их концентрацию при сжигании газа только до 520-540 мг/м³, а при сжигании мазута – до 730-740 мг/м³, что значительно выше нормативных требований. Перечисленные факторы привели к тому, что на ТЭЦ-23 была осуществлена реконструкция всех котлов ТГМП-314Ц с ликвидацией циклонных предтопок и установкой горелочных устройств.

Основные особенности экспериментальных и промышленных топок циклонного типа, разработанных, как в нашей стране, так и за рубежом следующие:

- высокие тепловые форсировки сечения ($Q/F_{ц}$) и объема ($Q/V_{ц}$) циклонной камеры, соответственно равные $10-13 \times 10^6$ ккал/м³·ч и $3 - 6 \times 10^6$ ккал/м³·ч;
- малые отношения длины циклонной камеры $L_{ц}$ к ее диаметру $D_{ц}$ ($L_{ц}/D_{ц} = 1 \div 1,3$), позволяют осуществлять хорошую компоновку с котлами при большой единичной мощности;
- принудительно организованное вращательное движение газовой-топливного потока в выходной части циклонной камеры при помощи конического сопла-ловушки, обеспечивающего необходимое для горения время пребывания части топлива в циклоне;
- аксиально закрученный ввод дробленого угля или тангенциальный ввод угольной пыли;
- высокое гидравлическое сопротивление циклонной камеры, достигающее при номинальной нагрузке 600-800 мм.вод.ст.
- малые избытки воздуха в циклоне ($\alpha_{ц} = 1,05-1,1$) и высокий подогрев воздуха ($t_{гв} = 375-425$ °С);
- экранирование стен предтопка водоохлаждаемыми трубами, включенными в водопаровой контур котла и покрытых огнеупорной обмазкой, нанесенной на обшивку;
- завышенный расход электроэнергии на подачу воздуха;
- сложность изготовления экранной части циклонных камер;
- высококвалифицированное обслуживание;
- обязательность автоматического регулирования топочного процесса.

Предполагалось, что при сжигании мазута на котлах малой и средней мощности в ЦВП особых проблем с эксплуатацией не будет.

Несколько иная ситуация сложилась при освоении циклонного сжигания жидкого топлива и газа. Для промышленной энергетики ЦКТИ был разработан

циклонный предтопок с водяным охлаждением и диаметрами пережима $d = 0,5 D$ и $d = 0,75 D$, теплонапряжения сечения $Q/F = (15 \div 16) \cdot 10^6$ ккал/($m^2 \cdot ч$) и объема $Q/V = (2 \cdot 10^6)$ ккал/($m^2 \cdot ч$), внутренним диаметром 1600 мм, который обеспечивал производительность 25 Гкал/ч [15,91]. При этом скорость воздуха

на входе в циклон составляла 40~60 м/с. Форсунка в этом предтопке устанавливалась перпендикулярно потоку воздуха, выходящему из сопел. Наилучшее смесеобразование достигалось с использованием плоскофакельных форсунок [98].

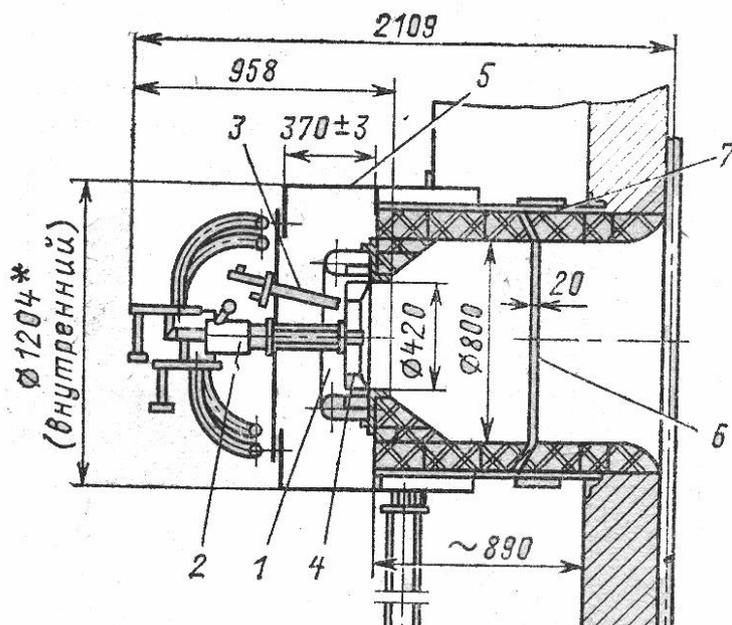


Рис. 1.13

Предтопок ЦКТИ к котлу ДЕ-25: 1-газовый коллектор, 2-мазутная форсунка, 3-запальник, 4-аксиальный завихритель, 5-корпус, 6-тангенциальный ввод воздуха.

Другая циклонно-вихревая форкамера разработана в ЦКТИ, для серии котлов типа ДЕ. На рис.1.13 представлен вид форкамеры из топки котла ДЕ-25, установленного в котельной АО «Приморский сахар» в г. Уссурийске. Особенность этой форкамеры в том, что ее торкретированные стенки охлаждаются воздухом, который подается в камеру аксиально через торцевой

завихритель и тангенциально через кольцевой зазор, оборудованный лопатками для закручивания потока. При таком способе подачи тангенциально закрученного воздуха создается аэродинамический пережим и зона рециркуляции для газификации и выгорания части топлива в камере. Общий недостаток всей серии котлов ДЕ с циклонными предтопками: не достижение номинальной производительности и ненадежная работа форкамеры [125,126].

В циклонном предтопке ВЗПИ охлаждение стенок выполняется водоохлаждаемыми трубами, входящими в водопаровой контур котла. При этом на

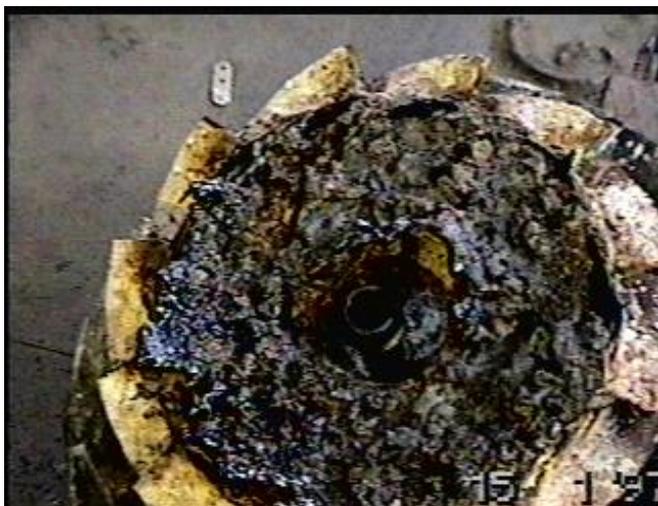


Рис. 1.14

Общий вид завихрителя к предтопку котла ПТВМ-50 Хабаровской ТЭЦ-2.

ошипованную поверхность труб наносится сложная огнеупорная обмазка. Футеровка камеры 250 мм из хромомagneзитового кирпича выдерживала ограниченное число теплосмен. В предтопках большой мощности энергетических котлов температура металлических обечаек удерживается при помощи 250 миллиметрового слоя хромомagneзитового кирпича, который при высокой огнеупорности имеет очень

ограниченное количество теплосмен [48].

Некоторые котлы ПТВМ 50 и ПТВМ 100 также оснащаются водоохлаждаемыми циклонными предтопками [15]. По результатам испытаний, проведенных нами на котле ПТВМ-50 Хабаровской ТЭЦ-2, который оснащен четырьмя предтопками, можно сделать вывод о невысокой их эффективности и очень малом сроке службы водоохлаждаемой части. О плохой организации осевого ввода воздуха свидетельствует сильное коксование завихрителя, расположенного в торцевой части предтопка. (Рис. 1.14).

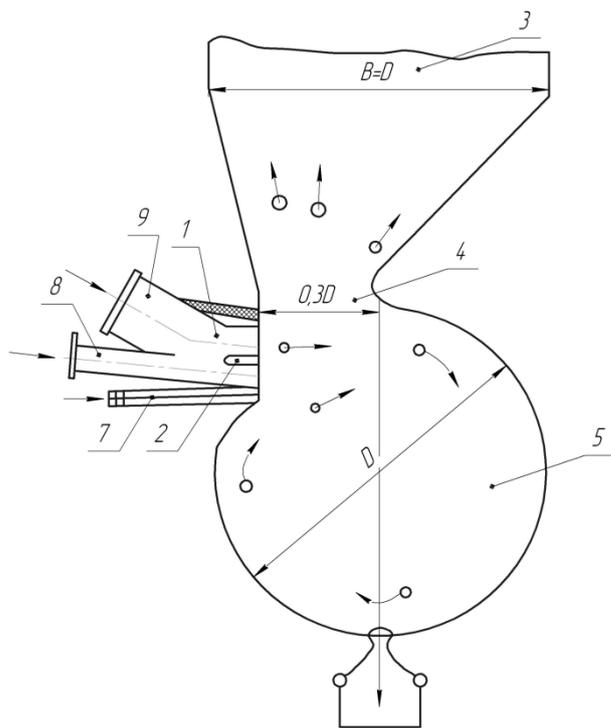


Рис. 1.15

Вихревая топка ЦКТИ с пылегазозащитной горелкой: 1-горелка; 2-щели для подачи газа; 3-камера охлаждения; 4-граница шипования; 5-камера горения; 6-шлакоприемник; 7-мазутная форсунка; 8,9-трубопроводы первичного и вторичного воздуха.

Одной из проблем при организации сжигания топлива в малом объеме с высокими объемными теплонапряжениями является защита стенок от перегрева и разрушения. При неправильной организации аэродинамики и распыла топлива практически сразу начинается разрушение внутренней поверхности предтопка. В случае водяного охлаждения образуются свищи, а при обмуровке огнеупорами происходит локальный перегрев отдельных зон с последующим их выплавлением. Вследствие этого нарушается симметрия факела и происходит коксование отдельных ее участков. Особого внимания заслуживают режимы пуска

и первых минут работы предтопка, когда происходит прогрев и формируется стабилизирующая факел зона обратного тока (зона эжекции). Некоторые конструкции предтопков не позволяют постепенно производить прогрев для входа в устойчивый диапазон работы. Общей проблемой для ряда циклонных камер является потеря зоны рециркуляции продуктов сгорания и переход на обычный горелочный режим при достижении номинальной или близких к номинальной нагрузках. В этом случае резко увеличивается избыток воздуха, нагрузка сразу ограничивается тягой, а стабильность горения всецело зависит от качества распыла и температуры воздуха. Любое нарушение в работе форсунки приводит либо к срыву факела, либо к образованию коксовых отложений на экранных поверхностях в районе амбразуры предтопка.

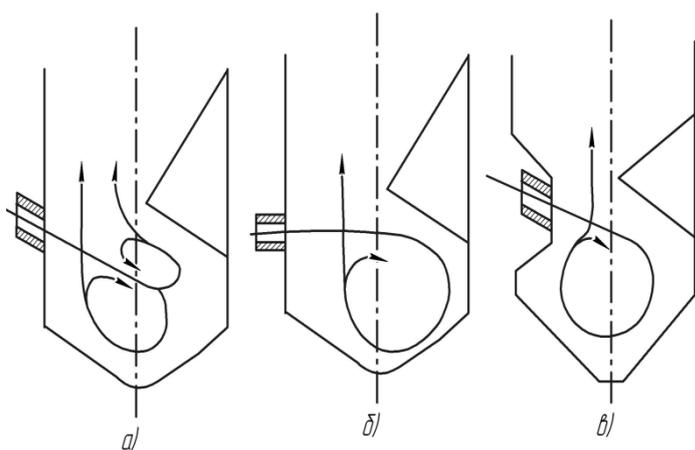


Рис. 1.16

Различные варианты топки МЭИ с пересекающимися струями.

Трудности с внедрением предтопок в большой и малой энергетике не исключили интерес котельщиков к освоению вихревого сжигания топлива. Начиная с 60-х годов, предложено много конструктивных решений по совершенствованию процесса сжигания различных видов топлива с использованием одного или нескольких

разомкнутых вихрей непосредственно в объеме топки.

В ЦКТИ был проведен цикл работ, итогом которых стало создание «вихревой топki ЦКТИ» (рис.1.15) с тангенциальным подводом топлива и воздуха и радиальным отводом газов [5]. Топка имеет горизонтальную цилиндрическую форму и оборудована ошипованными экранами, которые покрыты огнеупорной обмазкой. После доводки вихревой топki ЦКТИ на опытно-промышленной установке предполагалось ее внедрение на парогенераторах для серийных газомазутных ТЭЦ.

Вихревая топка МЭИ [83], известная как топка с пересекающимися струями, мало отличается от топki ЦКТИ. Исследования МЭИ на камерах, отличающихся организацией вихревого движения (рис.1.16) показали, что турбулентное перемешивание в топке при полном пересечении значительно интенсивнее, чем в топке с частичным пересечением. Наиболее удачной оказалась конструкция камеры с глубоким пережимом и выступом на фронтном экране (рис.1.16в).

Принципиальным моментом с точки зрения получения приоритета и возобновления широкомасштабных исследований вихревого сжигания твердого топлива явилась выдача в 1972 г. авторского свидетельства на вихревую топку

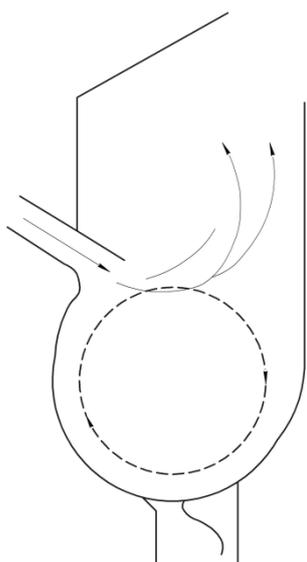


Рис. 1.17

Схема вихревой топki
ЛПИ.

ЛПИ [6], которая содержала наклонную щелевую горелку для подачи смеси топлива с воздухом и щелевое сопло вторичного воздуха в нижней части топki (рис.1.17). Начатые под руководством Померанцева В.В. исследования и внедрение вихревого сжигания различных видов топлива продолжают в ЛПИ под руководством Григорьева К.А. [29]. Обстоятельный анализ модернизированной вихревой топki ЦКТИ возобновлен в ИТФ с привлечением самых современных методов исследования [9,49,50,88].

Как следует из обзора, схемы организации топочного процесса с использованием вихревого движения в принципе можно разделить на два направления: схемы, в которых используется концентрированное, высокофорсированное вихревое движение — циклонные предтопки; схемы, в которых разомкнутое вихревое движение сочетается с факельным или слоевым сжиганием топлива.

1.3. Исследования вихревого сжигания топлива на энергетических предприятиях Дальнего Востока России.

Вихревым сжиганием топлива занимались не только ведущие научно-исследовательские институты страны (ВТИ, ЦКТИ, МоЦКТИ, ЭНИН, КазНИИЭ), но и энергетические кафедры вузов (МВТУ, ЛПИ, МЭИ, УПИ и др.). Многолетний опыт исследований и внедрения вихревого сжигания кафедры «Теоретической и общей теплотехники» ДВПИ-ДВГТУ позволил достаточно глубоко исследовать оба направления вихревой организации топочного процесса и в значительной мере продвинуть их в производство [109,115].

Низкотемпературное вихревое сжигание (НТВ) углей осуществлялось кафедрой «Реакторо- и парогенераторостроения» ЛПИ начиная с 1968 года, сна-

чала на торфе, а затем на кузнецком каменном угле и сланце. Опыт применения НТВ на бурых углях впервые был получен под научным руководством Померанцева В.В. сотрудниками кафедры «ТОТ» ДВПИ в 1973г. в одной из котельных г. Владивостока. Перевод трех котлов ТП-20 с пылеугольного на НТВ сжигание (рис.1.18) с угрублением помола позволил ликвидировать имевшее место шлакование на тавричанском буром угле с $Q_n^p = 20 \text{ МДж/кг}$, $W^p = 14\%$, $A^p = 24,9\%$ и повысить максимальную производительность котлов на 40%, при сокращении расходов электроэнергии на пылеприготовление и увеличение моторесурса молотковых мельниц [4].

На котлах ТП-20 выполнен большой объем работ внутритопочных исследований [95] до их перевода на сжигание мазута по экологическим соображениям.

В период с 1980 по 1985 гг. ЛПИ совместно с ДВПИ проводили работу на Приморской ГРЭС по освоению вихревого сжигания в топке котла БКЗ-220 с

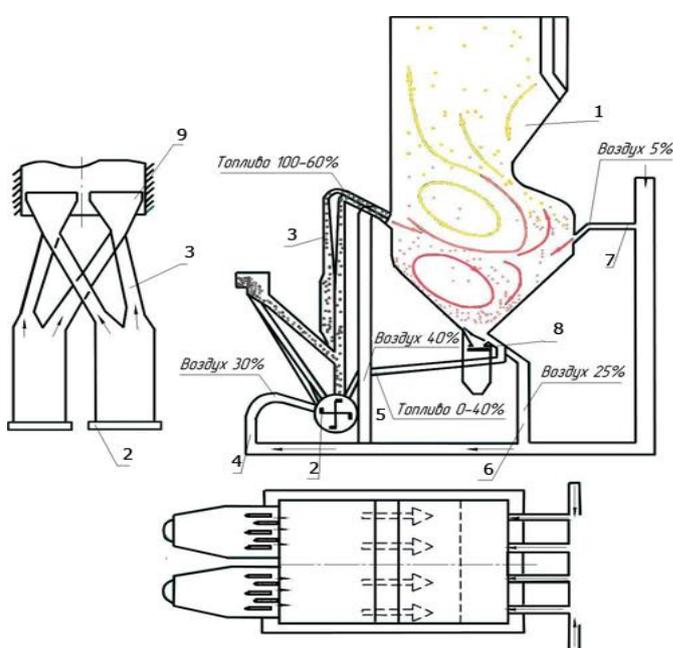


Рис. 1.18

Схема НТВ-топки котла

ТП-20 М: 1-топка; 2-мельница; 3-пылепроводы; 4-первичный воздух; 5-вторичный воздух; 6-нижнее дутье; 7-третичный воздух; 8-шламовый затвор; 9-горелки.

мельницами-вентиляторами и тангенциальной компоновкой прямоточно-щелевых горелок. Опробовано несколько вариантов неохлаждаемых конструкций нижнего дутья при угрублении помола за счет подачи топлива на напорную часть тракта пылеси- стемы, а также работа мельниц- вентиляторов на воздушной сушке. Добиться надежной и экономичной работы котла не удалось, но была создана конструкция нижнего дутья, получившая название «Классификатор» и взя-

тая в дальнейшем в основу вихревой ВИР-технологии ООО «Политехэнерго» г.Санкт-Петербург. ДВПИ получены патенты на топку при угловом тангенциальном расположении горелок и «пропеллерным» устройством нижнего дутья, улучшающие ее аэродинамику.

На ВИР-технологии с 2002 г. переведены восемь котлов БКЗ-210 Владивостокской ТЭЦ-2, но эксплуатация показала их низкую надежность и снижение экономичности, поэтому было принято решение о возвращении их на факельное сжигание топлива.

В целом опыт работы кафедры «ТОТ» по внедрению вихревого сжигания углей показал перспективность метода для решения только некоторых проблем в работе котлов, таких как предупреждение шлакования поверхностей нагрева, повышение устойчивости воспламенения высоковлажных углей, снижение износа мельниц и увеличение их моторесурса, повышение производительности котлов и возможное снижение выбросов оксидов азота [108].

Однако, работа по совершенствованию конструкции вихревых топок при реализации разомкнутой вихревой схемы для сжигания топлива не завершена, так как не обеспечена надежная и экономичная работа реконструированных котлов в широком диапазоне изменения их нагрузок. В первую очередь необходимо искать пути повышения надежности устройств нижнего дутья и стремиться к снижению величины механического недожога топлива. Попытка локализации и создания интенсивного вихревого движения, как правило, в нижней части топки, приводит к быстрому износу поверхностей нагрева и другим проблемам в этой зоне топки [49,109].

Разомкнутые вихревые схемы организации топочного процесса не используют в полной мере все достоинства закрученного потока, так как в крупномасштабном вихре слабое центробежное поле, а с изменением расхода газовой среды нарушается автомодельность в потоке, что ограничивает управляемость вихрем и возможный диапазон экономичной работы котлов при переменных нагрузках.

В циклонных предтопках генерируется концентрированное вихревое движение с сильным центробежным полем, и в большом диапазоне изменения нагрузки должна сохраняться автомодельность. При хорошей управляемости процессом газификации топлива, можно получить очень высокие теплонпряжения в циклонно-вихревой камере. Достоинства ступенчатого сжигания топлива заложены в использовании основного топочного объема как камеры дожигания, что значительно облегчает работу не только экранных поверхностей нагрева, но и хвостовой части котла.

Следует заметить, что еще с 30-х годов прошлого века на кафедре «ТОТ» ДВПИ уделялось внимание совершенствованию котельного оборудования с учетом специфики сжигаемого топлива. Работы носили эпизодический характер и сводились к оптимизации сжигания топлива конкретной установки по заказу предприятия. Попытка выбора оригинального конструктивного решения для одного из котлов шахты 6-6 бис г. Артема в 1961 г. привела к началу исследований на кафедре «ТОТ» циклонно-вихревой технологии сжигания топлива. По публикациям 50-х годов создавалось впечатление о широком применении «циклонных топок», поэтому первый циклонный предтопок ДВПИ для сжигания углей был спроектирован сразу с привязкой к жаротрубному котлу промышленной котельной. При этом учитывались рекомендации МВТУ (проф.Кнорре Г.Ф.), отдела малой энергетики ЦКТИ и института теплоэнергетики АН Украины. Циклонный предтопок ДВПИ (г. Артем, Приморского края, 1962 г.) работал на отходах бурого угля с калорийностью (11 МДж/кг) и зольностью более 30 %. Предтопок имел воздушное охлаждение, «зажигательное кольцо» (стабилизатор факела) в передней части камеры и относительный выходной пережим меньше 0,5. Работа предтопка на дробленке была неустойчивой, что приводило к зашлаковке камеры сгорания и предтопок был демонтирован. Как известно, работы в этом направлении МВТУ, ЦКТИ, КазНИИ энергетики, МЭИ и других организаций так же не дали ожидаемых результатов. По нашему мнению основными причинами, которые остановили внедрение циклонных предтопков в большой и малой энергетике явилась недооценка

сложности аэродинамики циклонного процесса и ориентация на водяное охлаждение предтопка даже с включением его в циркуляционный контур котла. Детальное исследование аэродинамики циклонно-вихревой камеры с воздушным охлаждением, облегченной обмуровкой, комбинированной генерацией вихря – основные ориентиры, взятые за основу совершенствования циклонно-вихревой технологии (рис.1.19).

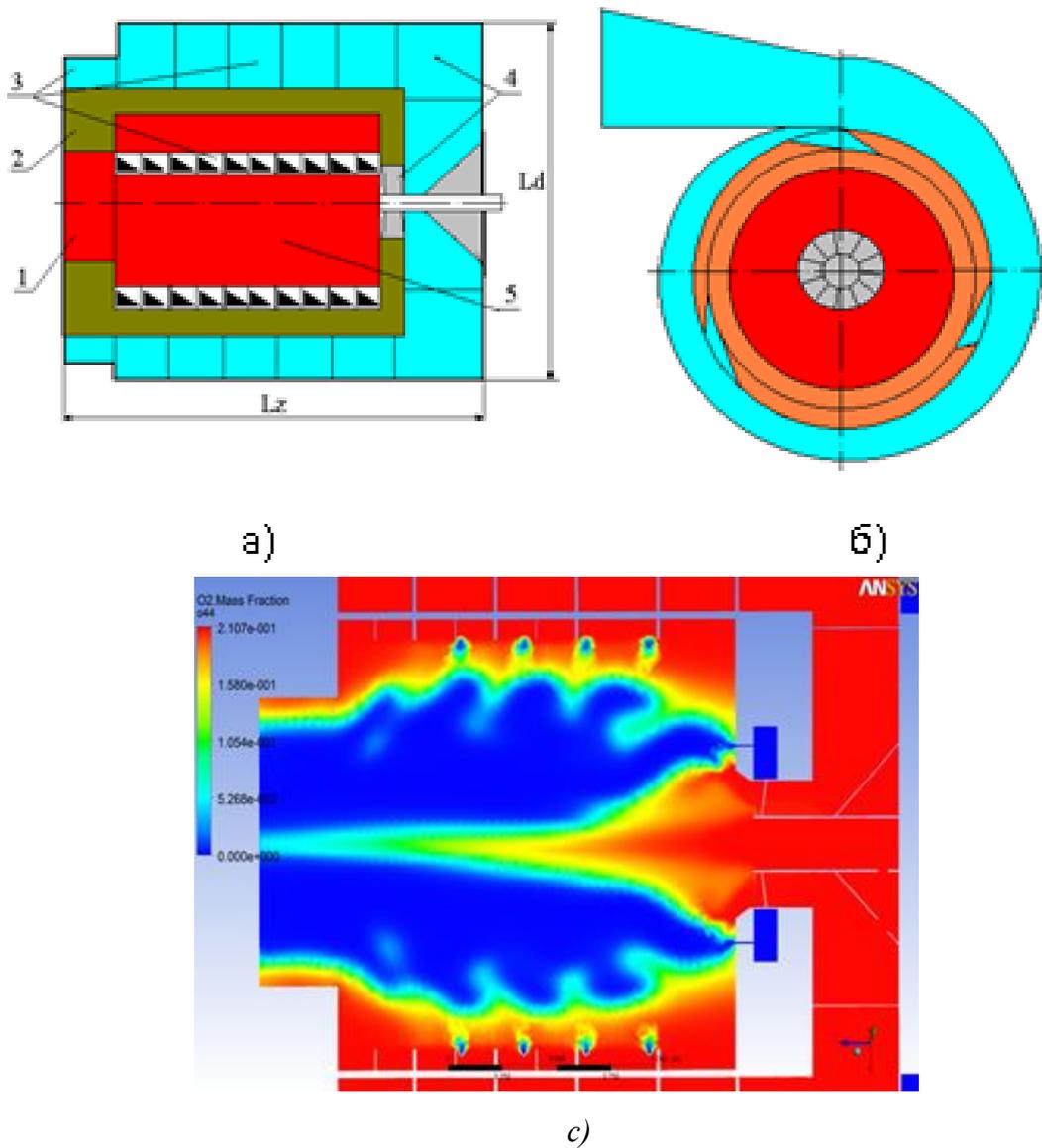


Рис. 1.19

а,б –схема циклонного предтопка ДВГТУ: 1-перезжим; 2-обмуровка; 3-тангенциальный подвод воздуха;4-аксиальный подвод воздуха; 5-камера сгорания.

с-модель горения (по O_2) в продольном сечении ЦВП

Первые варианты ЦВП были установлены на пяти котлах Шухова-Берлина, на «Дальзаводе» г. Владивостока в конце 60-х – начале 70-х годов. Эксплуатация этих котлов продолжалась в течение 25-ти лет. Последующие исследования различных аспектов циклонного сжигания топлива проводились в творческом содружестве со специалистами РЭУ «Дальэнерго». После обследования первых модернизированных на «Дальзаводе» и в «Дальэнерго» котлов представителями ЦКТИ, ЭНИНА, ВНИПИ Энергопрома и других организаций, выполненная работа получила одобрение Госкомитета по науке и технике, что позволило приступить к разработке циклонных предтопок единичной мощности от 17 до 64 МВт к паровым и водогрейным котлам различного типа в Центре модернизации котельной техники, созданном при ДВПИ в 1991 г. (Приложение №1)

На совещании в г. Владивостоке в 1999 г. [108] с участием представителей РАО «ЕЭС России», ВТИ, ЦКТИ, МЭИ и др. воздухоохлаждаемые циклонные предтопки были рекомендованы к широкому внедрению на территории ДФО при реконструкции и модернизации котлов для сжигания мазута и газа. О новых результатах исследования ЦВП и возможном применении для сжигания углей при твердом шлакоудалении в 2006 г. было сделано сообщение в Институте теплофизики СО РАН.

Исследования в ДВФУ по доводке ЦВП для сжигания угля в промышленных условиях не завершены [111]. Решением различных аспектов этой сложной задачи (сжигание водоугольного топлива и применение плазменно-циклонно технологии) занимаются в Новосибирском, Восточно-Сибирском и Забайкальском технических университетах [68, 14, 39].

Автором настоящей диссертационной работы обобщены результаты исследований и внедрения ЦВП с воздушным охлаждением и комбинированной генерацией вихревого движения в камерах сгорания при сжигании мазута и газа.

Глава 2. Особенности аэродинамики циклонно-вихревых камер

2.1. Основные закономерности вращательного движения газа в идеальной камере

В монографии [8] впервые систематизированы и обобщены общие сведения о концентрированных вихрях, наблюдаемых в природе и технике. При этом основное внимание уделяется теоретическому описанию динамики вихрей со сложным для инженерной практики математическим аппаратом. Вихревая камера циклонного предтопка (рис. 1.19) является совершенно конкретным частным случаем генерации вихря, который образуется тангенциальной или комбинированной подачей воздуха в цилиндрическую камеру, один из торцов которой диафрагмирован, то есть имеет пережим. Это позволяет рассматривать аэродинамические особенности циклонного предтопка, увязав простыми для физического представления и расчетов зависимостями основных параметров потока от конструктивных характеристик вихревой камеры и режимов ее работы [107]. Аналогичный подход успешно применен для анализа физических основ вихревого эффекта (эффекта Ранка), который реализуется в концентрированном вихре при больших перепадах давлений и специфических условиях генерации закрученного потока – наличии диафрагмы на «холодном» торце вихревой трубы и «дросселя» на «горячем» [61,78].

Расчеты распределения параметров закрученного потока в камере основываются на интегрировании дифференциальных соотношений, которые получаются при упрощениях исходных уравнений. Исходные для расчета уравнения в цилиндрической системе координат (r, φ, x) , наиболее предпочтительной в данном случае, для установившегося движения $\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0\right)$ примут вид:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_{\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_r \cdot r}{\partial r} = 0, \quad (2.1)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{W_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r}, \quad (2.2)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + \frac{W_r \cdot W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho \cdot r} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi}, \quad (2.3)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_x}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x}, \quad (2.4)$$

где P – статическое давление, W_φ , W_x , W_r – тангенциальная, осевая и радиальная составляющие скорости.

Обратим внимание на наличие в уравнениях 2.2 и 2.3 центростремительного ускорения $j_{\text{ц}} = \frac{W_\varphi^2}{r}$ (переносного ускорения частицы в радиальном направлении) и кориолисова ускорения $j_x = \frac{W_r \cdot W_\varphi}{r}$ (переносного ускорения частицы в тангенциальном направлении), свойственных только криволинейному движению среды и являющихся причиной возникновения во вращающемся потоке центробежной и кориолисовой сил.

Если ввести полную механическую энергию частицы (полный напор)

$$H = P + \frac{\rho}{2} \cdot (W_\varphi^2 + W_x^2 + W_r^2), \quad (2.5)$$

то уравнения (2.2)-(2.4) можно представить как изменение H по соответствующим направлениям:

$$\frac{\partial \cdot H}{\partial \cdot r} = 2 \cdot \rho \cdot (W_\varphi \cdot \omega_x - W_x \cdot \omega_\varphi), \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial H}{r \cdot \partial \varphi} = 2 \cdot \rho \cdot (W_x \cdot \omega_r - W_r \cdot \omega_x), \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = 2 \cdot \rho \cdot (W_r \cdot \omega_\varphi - W_\varphi \cdot \omega_r), \quad (2.8)$$

$$\text{где } \omega_x = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot \left(\frac{\partial W_\varphi \cdot r}{\partial r} - \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} \right), \quad (2.9)$$

$$\omega_\varphi = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{\partial W_x}{\partial r} \right), \quad (2.10)$$

$$\omega_r = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot \left(\frac{\partial W_x}{\partial \varphi} - \frac{\partial W_\varphi \cdot r}{\partial x} \right), \quad (2.11)$$

- проекции гидромеханического вихря на соответствующие направления.

Рассмотрим предельно простой случай вращения: плоское $\left(\frac{\partial}{\partial x} = 0\right)$ круговое движение, которое можно представить в идеальной циклонно-вихревой камере без стока ($W_r = 0$ и $W_x = 0$), на входе в которую на радиусе $r_{\text{вх}}$ частица располагает превышением энергии $\Delta H_{\text{вх}}$ над энергией среды, в которую происходит истечение из камеры, перепадом статического давления $\Delta P_{\text{вх}}$ и скоростью $W_{\text{вх}}$. Для такого вращательного движения из уравнений Громеки-Ламба следует, что:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial H}{\partial r} &= 2 \cdot \rho \cdot W_{\varphi} \cdot \omega_x \\ \frac{\partial H}{\partial \varphi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Из равенства смешанных производных $\frac{\partial^2 H}{\partial \varphi \cdot \partial r} = \frac{\partial^2 H}{\partial r \cdot \partial \varphi}$ получаем, что

$$\frac{\partial W_{\varphi} \cdot \omega_x}{\partial \varphi} = 0, \text{ то есть при круговом вращении частиц произведение } W_{\varphi} \cdot \omega_x$$

будет величиной неизменной. Поскольку по условию $W_{\varphi} = idem$ на каждом радиусе, то следовательно и $\omega_x = idem$. Используя выражение (2.9), которое в данном случае примет вид:

$$\omega_x = \frac{1}{2 \cdot r} \cdot \frac{\partial r \cdot W_{\varphi}}{\partial r}, \quad (2.13)$$

установим распределение тангенциальной составляющей скорости W_{φ} по радиусу идеальной вихревой камеры. Интегрирование (2.13) от $r_{\text{вх}}$ до любого текущего радиуса r приводит к равенству:

$$W_{\varphi} = \omega_x \cdot r + \frac{r_{\text{вх}} \cdot W_{\varphi_{\text{вх}}}}{r} - \omega_x \cdot r_{\text{вх}}, \quad (2.14)$$

из которого следует, что рассматриваемое круговое движение среды складывается из двух возможных видов вращательного движения. Первое из них

$$W_{\varphi} = \omega_x \cdot r \quad (2.15)$$

аналогично вращению твердого тела принято называть «твердым вращением».

Второе

$$W_{\varphi} = \frac{r_{\text{вх}} \cdot W_{\varphi \text{ вх}}}{r} \quad (2.16)$$

называется «безвихревым» или «потенциальным» вращением. Из (2.14) следует, что такое движение имеет место при $\omega_x = 0$, чему из (2.12) соответствует сохранение в потоке величины полной механической энергии H . Для потенциального вращения характерна неизменность циркуляции скорости по радиусу камеры

$$\Gamma = W_{\varphi} \cdot r \quad (2.17)$$

и момента количества движения. Потенциальное вращение возможно только на периферии идеальной камеры, начиная с определенного радиуса $r_{\varphi \text{ max}} > 0$, так как из (2.16) при $r \rightarrow 0$ получаем $W_{\varphi} \rightarrow \infty$, что физически нереально. Максимально возможная скорость вращения может быть получена из условия сохранения $\Delta H_{\text{вх}}$ в зоне потенциального вращения при нулевом значении избыточного статического давления ΔP :

$$W_{\varphi \text{ max}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta H_{\text{вх}}}{\rho}} \quad (2.18)$$

Величина $r_{\varphi \text{ max}}$ определится как:

$$r_{\varphi \text{ max}} = \frac{r_{\text{вх}} \cdot W_{\varphi \text{ вх}}}{W_{\varphi \text{ max}}} \quad (2.19)$$

Поскольку на радиусе $r_{\varphi \text{ max}}$ справедливы оба закона вращения, то угловая скорость твердого вращения в приосевой зоне равна:

$$\omega_x = \frac{W_{\varphi \text{ max}}}{r_{\varphi \text{ max}}} \quad (2.20)$$

Таким образом, по параметрам потока на входе в идеальную камеру можно найти профиль изменения W_{φ} в ее поперечном сечении, используя зависимости (2.15)-(2.20).

Приняв характерные величины закрученного потока $r_{\varphi \max}$ и $W_{\varphi \max}$ за масштабные, представим полученные закономерности изменения вращательной скорости в безразмерном виде:

$$W = \eta \quad \text{при твердом вращении;} \quad (2.21)$$

$$W = \frac{1}{\eta} \quad \text{при потенциальном вращении;} \quad (2.22)$$

где $W = \frac{W_{\varphi}}{W_{\varphi \max}}$, $\eta = \frac{r}{r_{\varphi \max}}$.

На рис.2.1а показан безразмерный профиль основной составляющей скорости закрученного потока W в идеальной камере или в комбинированном вихре («вихре Рэнкина») [8]. Безразмерная угловая скорость $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_x}$ в таком вихре возрастает к оси вращения и в приосевой зоне становится равной 1, так

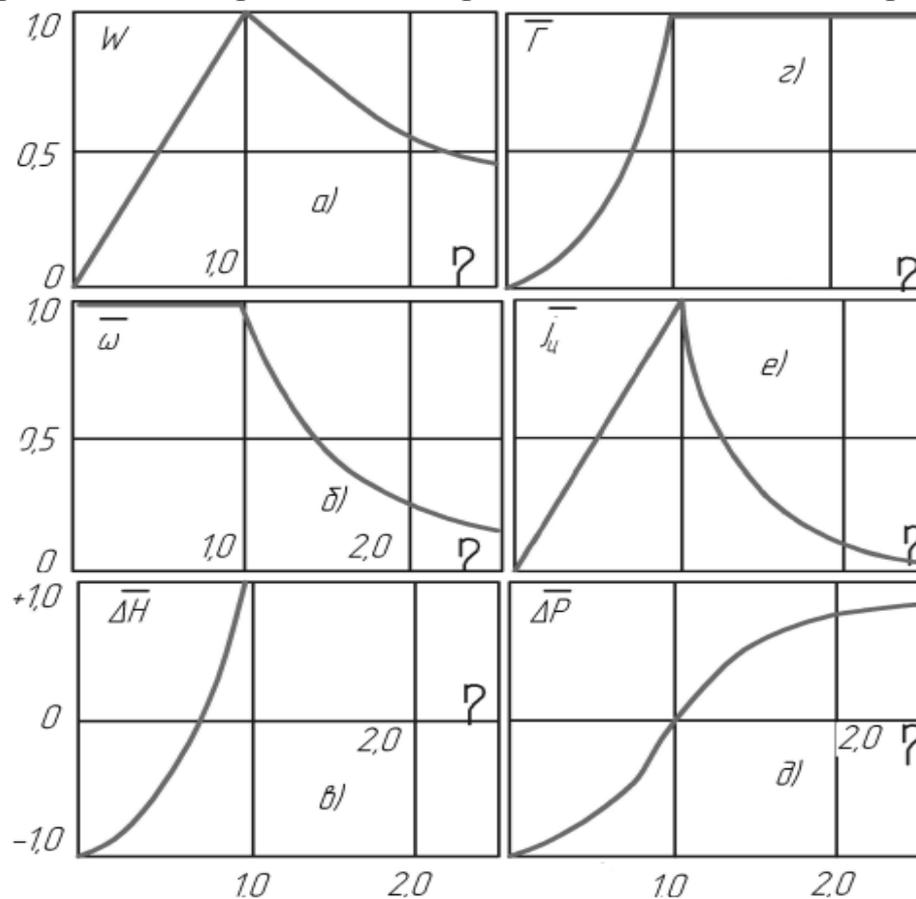


Рис. 2.1

Изменение безразмерных параметров закрученного потока по радиусу идеальной циклонно-вихревой камеры

как ω совпадает по абсолютной величине со значением гидромеханического вихря ω_x (рис.2.1б).

Величина полного напора неизменна в области безвихревого движения, но в зоне твердого вращения согласно (2.18):

$$\frac{\partial H}{\partial r} = 2 \cdot \rho \cdot W_\varphi \cdot \omega_x \quad (2.23)$$

Интегрируя (2.23) от r до $r_{\varphi \max}$, с учетом (2.15) и (2.20), получим равенство:

$$\Delta H = \Delta H_{\text{вх}} - \rho \cdot \frac{W_{\varphi \max}^2}{r_{\varphi \max}^2} \cdot (r_{\varphi \max}^2 - r^2), \quad (2.24)$$

которое, при введении безразмерного перепада полного напора

$$\Delta \bar{H} = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \max}^2} \quad \text{с учетом (2.18), примет вид}$$

$$\Delta \bar{H} = 2 \cdot \eta^2 - 1 \quad (2.25)$$

Из (2.25) следует убывание $\Delta \bar{H}$ от +1 на границе потенциального и твердого вращения ($\eta = 1$) до нулевого значения избыточного полного напора на радиусе $\eta_{\Delta H=0} = \frac{1}{\sqrt{2}}$ и до $\Delta \bar{H} = -1$ на оси вращения (рис.2.1в).

Безразмерная циркуляция тангенциальной скорости $\bar{\Gamma} = W \cdot \eta$ согласно (2.21) и (2.22) равна единице на периферии вращения ($\eta > 1$), а в приосевой зоне $\bar{\Gamma} = \eta^2$ (рис.2.1г). Аналогично циркуляции изменяется по радиусу и момент количества движения.

Безразмерный перепад избыточного статического давления

$$\Delta \bar{P} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \max}^2} \quad \text{в области потенциального вращения находим из условия со-$$

хранения $\Delta H = \Delta H_{\text{вх}}$ как:

$$\Delta \bar{P} = 1 - \eta^{-2} \quad (2.26)$$

В соответствии с уменьшением $\Delta \bar{H} = \Delta \bar{P} + W^2$ в зоне твердого вращения из (2.25) получаем, что:

$$\Delta \bar{P} = -(1 - \eta^{-2}) \quad (2.27)$$

Как видно из рис.2.1д, радиус $\eta = 1$ является границей («поверхностью разрыва») не только между потенциальным и твердым вращением, но также между зоной избыточного давления и разрежения в рассматриваемой идеальной камере. Общий характер изменения основных параметров в плоском вихре дополняет изменения безразмерной величины центробежной напряженности $\bar{j}_ц = \frac{W^2}{\eta}$ (рис.2.1е), являющейся одной из основных особенностей закрученных потоков, которая впервые нашла техническое применение в циклонах-сепараторах [93,94] и предтопках с жидким шлакоудалением [45,60].

Представления о взаимосвязи между параметрами в предельно простом плоском вихре (рис.2.1) весьма полезны при обобщении и анализе опытных данных по распределению параметров в реальных циклонно-вихревых камерах и разработке методик аэродинамического расчета.

2.2. Опытные данные по распределению параметров потока на моделях циклонно-вихревых камер

Экспериментальные исследования аэродинамики концентрированного вихревого потока проводились на моделях камер в ЦКТИ [40,57,58], МВТУ [64,65], КазНИИЭ [100], ЛПИ [28,55], МЭИ [13,14], ИТФ СО РАН [19,92], ДМЕТИ [38], ДВПИ [107] были начаты систематизированные исследования по аэродинамике циклонно-вихревых камер при различных условиях генерации вихря, включая режимы с получением эффекта Ранка [107], и продолжают в настоящее время в международной лаборатории горения и энергетики ДВФУ.

Здесь следует внести ясность в терминологию исследуемых камер: «циклонная», «вихревая», «циклонно-вихревая». Под «циклонной», как правило,

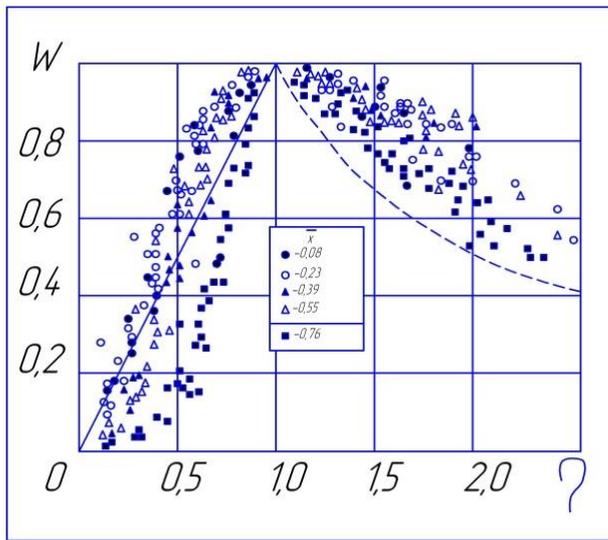


Рис.2.2.

Распределение W по сечениям \bar{x} камеры с относительным пережимом $\bar{d}_n = 0,5$, относительной длиной $\bar{L} = 0,8$ при разной площади $\Sigma f_{вх}$ по опытам МВТУ.

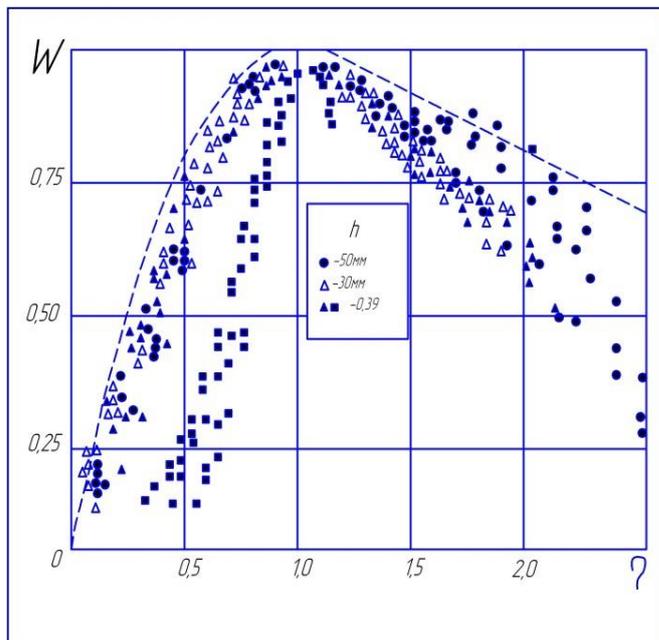


Рис.2.3.

Распределение W в вихревой камере ЛПИ при $\bar{d}_n = 1$, $\bar{L} = 3$ и разной высоте входных щелей h (• - оба торца камеры открыты)

понимается камера с локализацией ввода среды, которая характерна для циклонов сепараторов. В «вихревой камере» подача среды осуществляется равномерно по длине одним или несколькими вводами по периметру камеры. Термин «циклонно-вихревая» камера является обобщающим для всего многообразия цилиндрических камер, в которых организуется вихревое движение различными условиями ввода среды. В монографии [8] показано, что в

режимах с концентрированными вихрями картины течения в приосевой области цилиндрической и прямоугольной вихревой камеры практически не отличаются.

Авторы указанных исследований применяли различные способы обработки опытных данных, что затрудняет их сопоставление и обобщение, поэтому представим параметры потока в безразмерном виде, как в случае анализа распределения параметров в идеальной камере (рис.2.1). Поскольку полная скорость вращающегося потока в большей

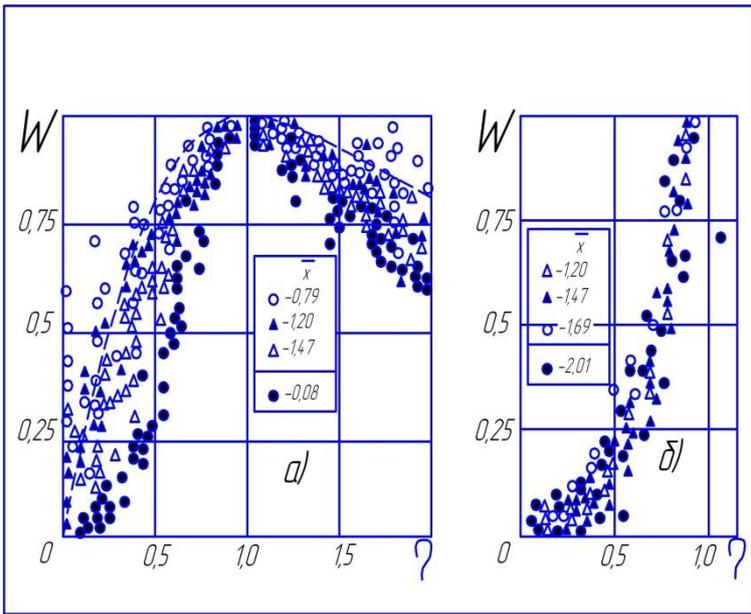


Рис.2.4.

Распределение W в объеме камеры КазНИИЭ при различных условиях ввода воздуха и пережимах:

а) $\bar{d}_n = 0,5$; б) $\bar{d}_n = 1,0$

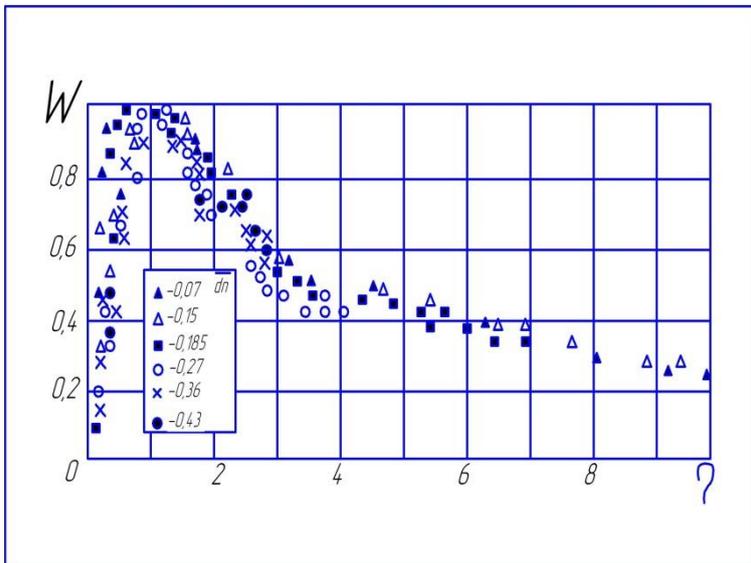


Рис.2.5.

Распределение W по сечению вихревой камеры ЦКТИ при изменении пережима и высоты входных шлиц

части объема исследованных камер по величине близка к ее тангенциальной составляющей, то основное внимание во всех работах уделено W_ϕ . На рис.2.2-2.4 представлены сводные графики распределения W по радиусу η камер в поперечных сечениях, находящихся на расстоянии

$$\bar{x} = \frac{x}{D}$$

Ближайшее к выходу из камеры сечение выделено на рисунках рамкой. Из рис. 2.2.

совершенно очевидно отличие действительного распределения вращательной скорости комбинаций потенциального и твердого вращения (рис.2.1а). Если по рис.2.2-2.4 прослеживается заметное влияние условий ввода воздуха на профиль $W=W(\eta)$, то из рис.2.4 и 2.5 следует определяющее влияние относительного пережима камеры \bar{d}_n .

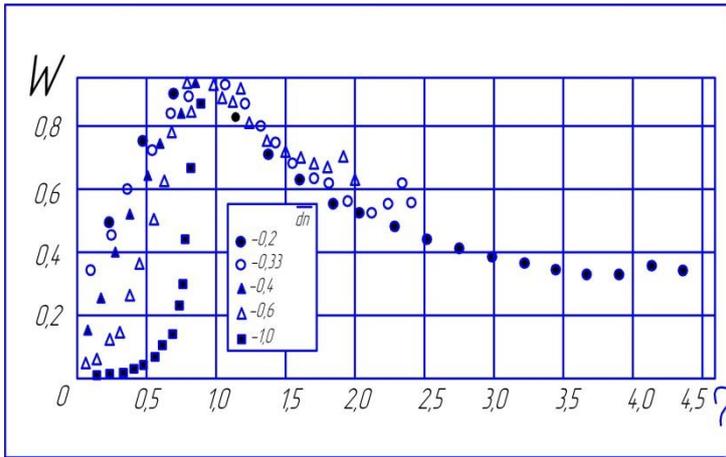


Рис.2.6.

Сравнение данных по распределению W в сечении $\bar{x} = 0,76$ камеры $\bar{L} = 1,4$ и $\Sigma f_{\text{вх}} = \text{idem}$ при разных \bar{d}_n по опытам [67]

В фиксированных сечениях камер (рис.2.6 и 2.7) можно выявить не только качественные, но и количественные закономерности изменения профиля $W=W(\eta)$.

Интересно сравнить распределение безразмерной угловой скорости $\omega = \frac{\omega}{\omega_{\phi \text{ max}}}$ элементарных концентрических слоев вращающегося потока в реальной камере (рис.2.8) с расчетным профилем $\bar{\omega}$ в плоском вихре (рис.2.1б). В приосевой зоне камеры динамика изменения $\bar{\omega} = \bar{\omega}(\eta)$ по оси ставит под сомнение утверждение ряда авторов фундаментальных работ по исследованию концентрированного вихревого движения [27,61,78] о том, что твердое вращение является предельно возможным для «вынужденного вихря» (приосевого).

Для выяснения характера осевых перемещений потока в циклонно-вихревых камерах построены графики зависимости безразмерной осевой составляющей скорости $u = \frac{W_x}{W_{\phi \text{ max}}}$ от η в различных поперечных сечениях камеры

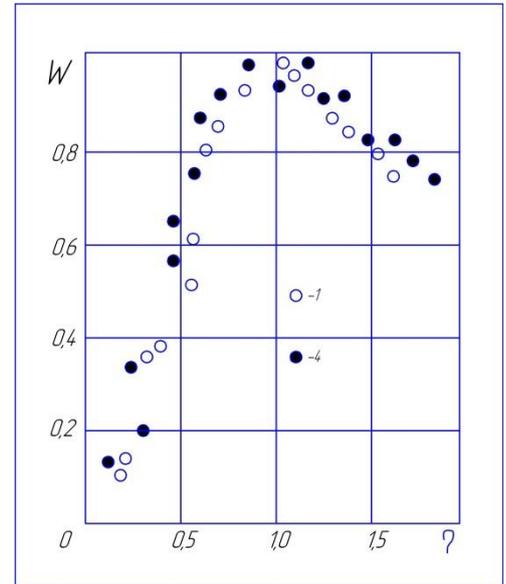


Рис.2.7.

Распределение W по сечениям $\bar{x} = 1,47$ камеры с $\bar{L} = 2$, \bar{x} при подводе воздуха через одно и четыре сопла по опытам [64].

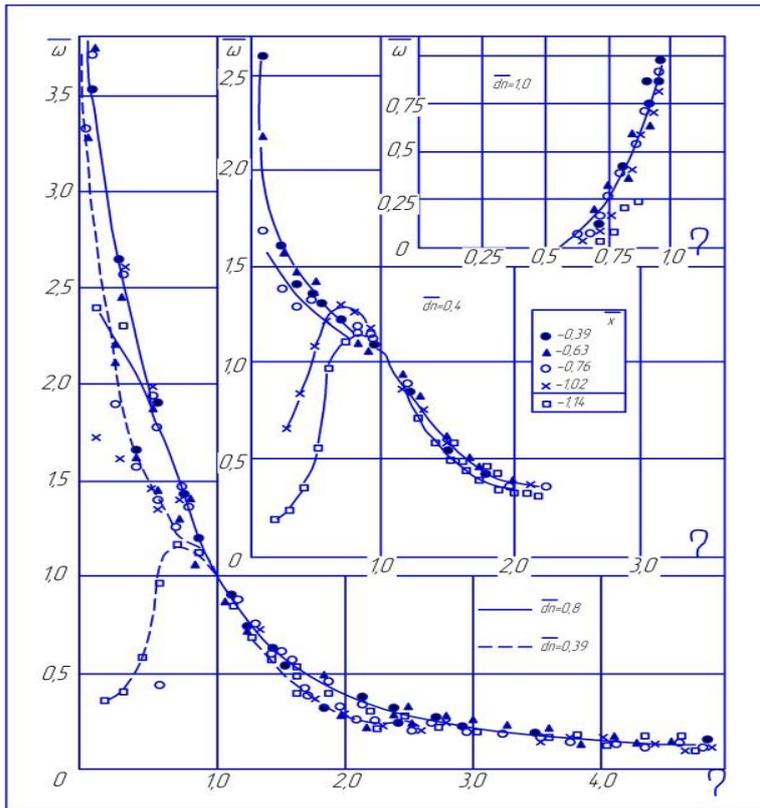


Рис.2.8.

Измерение безразмерной угловой скорости $\bar{\omega}$ в циклонной камере ЦКТИ при различных пережимах $x = \xi \eta$

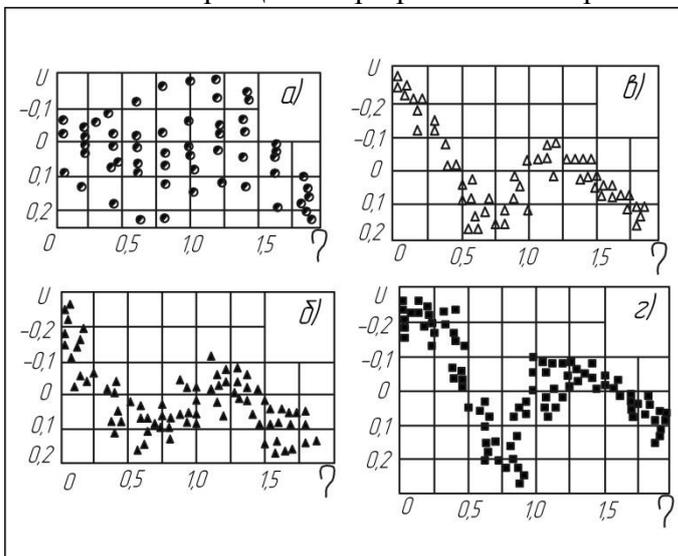


Рис.2.9.

Распределение осевой скорости $u = \frac{W_x}{W_{\phi \max}}$ по

опытам [100] в камере с $\bar{L} = 2$, \bar{x} при:
 а) - $\xi = 3$; б) - $\xi = 4,35-4,56$; в) - $\xi = 5,2-5,6$; г) -
 $\xi = 6,47-7,1$

(рис.2.9). Осевой координатой сечения принята величина $\xi = \frac{x}{r_{\phi \max}}$, где x - расстояние данного сечения от переднего торца камеры.

Достаточно стабильным $u = u(\eta)$ устанавливается только в сечениях, удаленных от глухого торца камеры и места ввода воздуха. При $\xi > 3$ на рис.2.9 хорошо видны зоны пристенного тока, кольцевого обратного тока, выходного вихря и осевого обратного тока. Из-

мерения производились в одних и тех же сечениях, но измерение площади ввода воздуха приводило к смещению $r_{\phi \max}$, а следовательно, и изменению значения ξ . Характер распределения $u = u(\eta)$ в объеме камеры при различных пережимах выхода показан на рис.2.10.

Обратим внимание на соотношение u и W по абсолютной величине. Только в приосевой

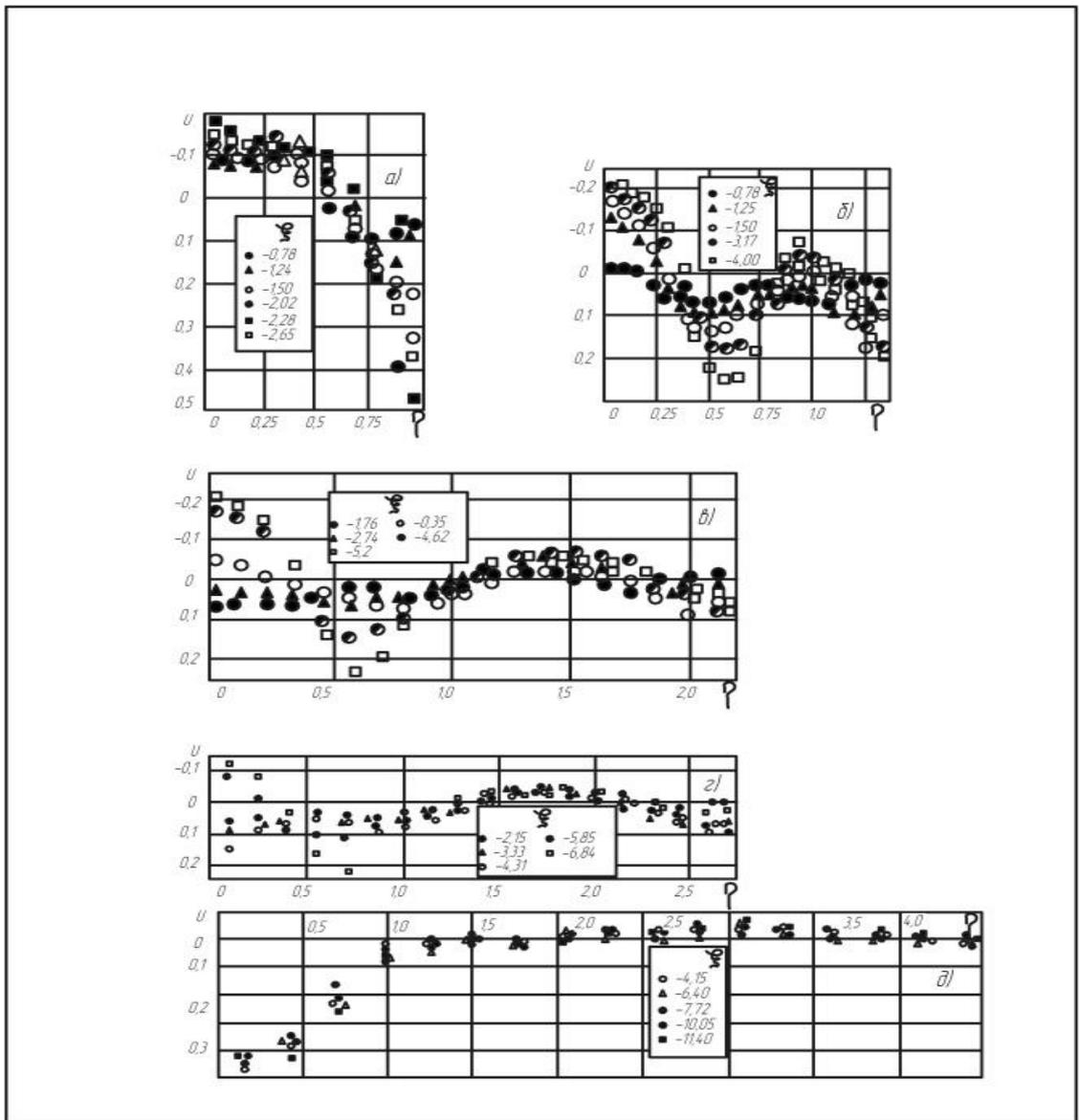


Рис.2.10.

Распределение осевой скорости u в циклонной камере ЦКТИ при пережимах:

а - $\bar{d}_n = 1$; б - $\bar{d}_n = 0,6$; в - $\bar{d}_n = 0,4$; г - $\bar{d}_n = 0,33$; д - $\bar{d}_n = 0,2$

зоне осевая скорость сопоставима, а в некоторых случаях и превышает значение тангенциальной составляющей скорости. Наименьшей из всех составляющих скорости является радиальная W_r . Погрешности при измерении W_φ и W_x обычным пневматическим методом делают практически не измеримой радиальную составляющую скорости, которая по порядку величины совпадает с возможной ошибкой измерений. Исследователи, как правило, не приводят опытных данных по W_r .

Величина максимального динамического напора $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \max}^2$ является наиболее предпочтительной при оценке и сопоставлении общих гидравлических характеристик циклонно-вихревых камер. Графики перепадов безразмерного статического давления $\Delta \bar{P}$ на рис.2.11 и 2.12 свидетельствуют о заметном влиянии условий ввода воздуха на распределение и общий уровень ΔP . Превышение $\Delta \bar{P} > 1$ в периферийной части камеры, по сравнению с профилем $\Delta \bar{P} = \Delta \bar{P}(\eta)$ в плоском вихре (рис.2.1д), объясняется отклонением действительного профиля тангенциальной скорости от потенциального вращения, то есть уменьшением величины $W_{\varphi \max}$ по сравнению с ее предельно возможным значением.

Как следует из рис. 2.11 и 2.12 опытные данные по ΔP отличаются от расчета в плоском вихре не только по абсолютной величине, но и границе между зонами избыточного давления и разрежения, смещенной к оси камеры от $r_{\varphi \max}$. Поскольку это обстоятельство имеет принципиальное значение при вычислении гидравлического сопротивления камеры, то нами было выполнено исследование поля давлений в вихревой камере в диапазоне изменения ее пережима

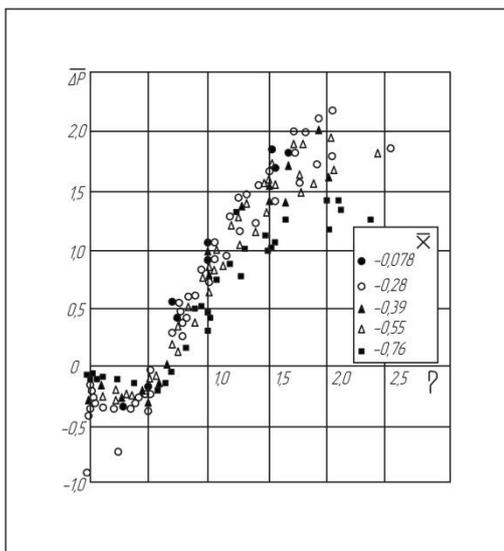


Рис.2.11.

Распределение $\Delta \bar{P}$ в камере МВТУ при $\bar{L} = 1,08$, $\bar{d}_n = 0,5$ и изменении $\Sigma f_{\text{вх}}$

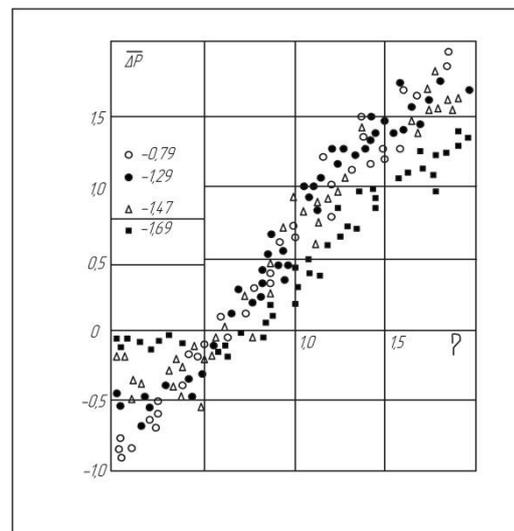


Рис.2.12.

Распределение $\Delta \bar{P}$ в камере КазНИИЭ при $\bar{L} = 2$, $\bar{d}_n = 0,5$ и изменении $\Sigma f_{\text{вх}}$

от 0,05 до 1. (рис. 2.13). В экспериментах разрежение на оси потока увеличивалось, достигая максимума, а затем резко убывало. Радиус $\eta_{\Delta P=0}$ смещался к оси потока до полного исчезновения области разрежения. При наименьших значениях \bar{d}_n в приосевой зоне наблюдались пульсации давления. В остальной части камеры с уменьшением \bar{d}_n давление только возрастало. Провалы давления в приосевой части камеры при $\bar{d}_n \geq 0,5$ вызваны прецессией вихря, которая обстоятельно исследуется в ИТФ СО РАН [8, 23].

Опытные данные по распределению безразмерного полного напора $\Delta \bar{H}$ представлены на рис. 2.14. По мере перемещения к диафрагмированному торцу камеры, вращающийся поток перестраивается так, что в выходном сечении, изменение полной энергии частиц по радиусу камеры близко к расчетному в идеальной камере, (рис. 2.1 в) за исключением ее приосевой области.

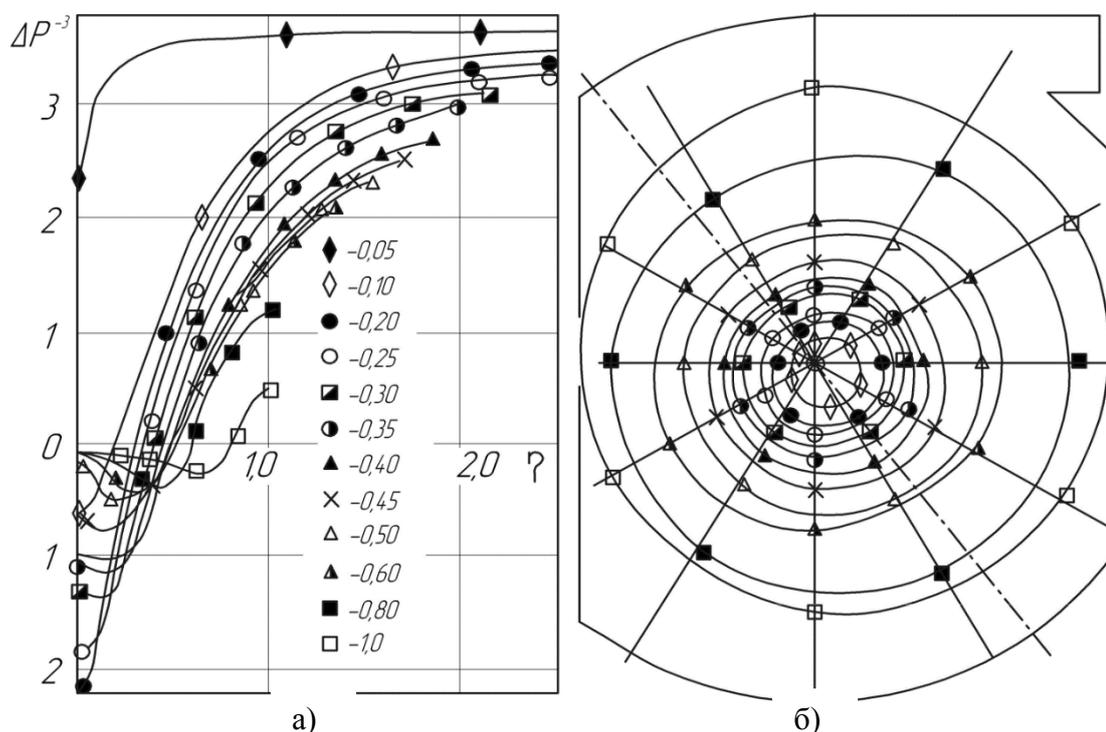


Рис.2.13.

Экспериментальные профили давления (а), расположение нулевых уровней статического давления по сечению камеры (б) при различных \bar{d}_n по опытам ДВПИ.

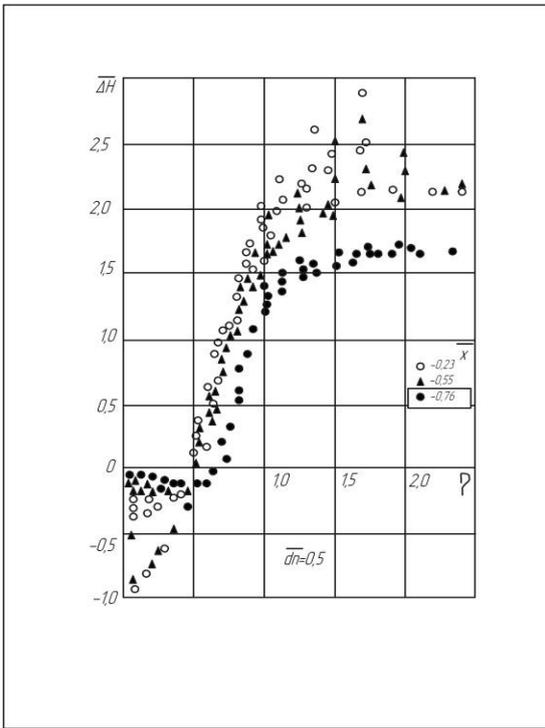


Рис.2.14.

Распределение безразмерного перепада полного напора $\Delta \bar{H}$ в различных сечениях камеры МВТУ при $\bar{d}_n = 0,5$

Следует заметить, что во всех экспериментальных исследованиях за поверхностью максимальной вращательной скорости ($\eta = 1$) следовала граница нулевого уровня статического давления $\eta_{\Delta P=0}$, несколько ближе к оси располагалась поверхность нулевого уровня полного напора $\eta_{\Delta H=0}$ и за ней – граница центрального обратного тока $\eta_{u=0}$ (рис. 2.15).

В основном объеме камер, за исключением области у пережима, закрученный поток можно с достаточным основанием считать цилиндрическим, а его характерные поверхности концентрическими. Ни в одном из опытов чередование поверхностей не нарушалось.

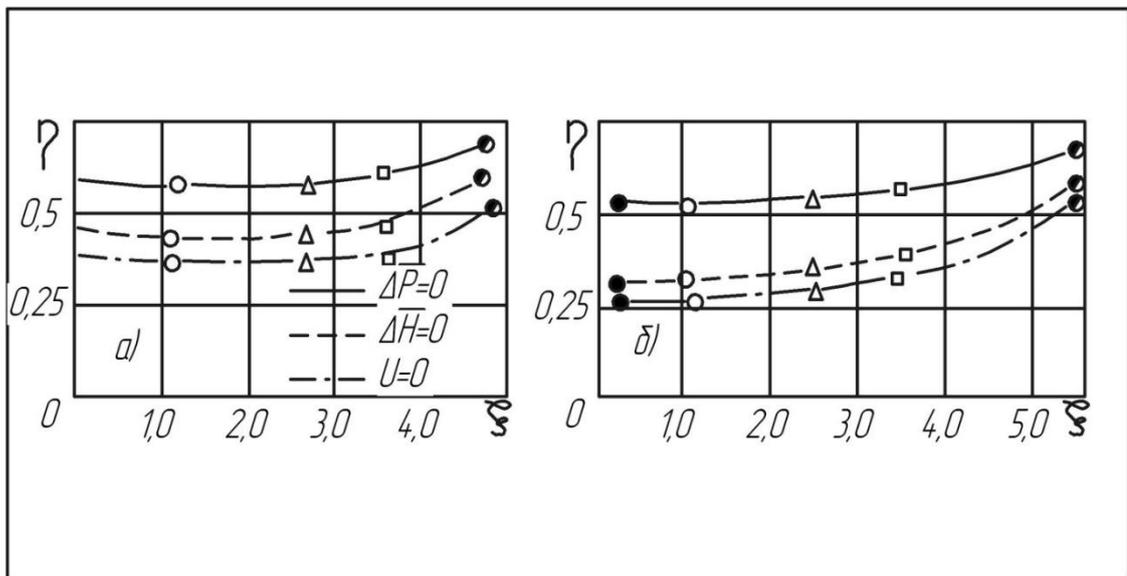


Рис.2.15.

Изменение радиусов характерных поверхностей потока в камере МВТУ с пережимом: а) - $\bar{d}_n = 0,5$; б) - $\bar{d}_n = 0,3$

2.3 Методики аэродинамического расчета циклонно-вихревых камер

Первой попыткой решения данной задачи явилась работа [66] с помощью теории конечного прямолинейного вихря. Движение в камере рассматривалось как осесимметричное, а поле скоростей двухмерное. Граница между потенциальным и твердым вращением находилась из условия $\Delta P = 0$.

В отсутствии опытных данных о структуре потока в вихревой камере, в первых методиках расчета находились весьма приближенные зависимости между входными и выходными условиями течения, а так же связь напора и расхода с геометрией камеры. Наиболее удачным, при таком подходе к задаче явилось применение теории центробежной форсунки [1], отражающей связь размера центрального вихревого ядра с геометрической характеристикой центробежной форсунки и расходом жидкости через нее. Вывод основан на предположении о сохранении вращающейся жидкостью начального момента количества движения от r_B до $r_{\varphi \max}$. Предполагается, что вихревой шнур радиусом $r_{\varphi \max}$ служит причиной того, что жидкость истекает из форсунки не по всему сечению центрального выходного отверстия (аналог пережима в циклонном предтопке) радиусом r_{Π} , а по кольцу

$$F = \pi \cdot (r_{\Pi}^2 - r_{\varphi \max}^2) = \varphi \cdot \pi \cdot r_{\Pi}^2, \quad (2.28)$$

где φ - коэффициент заполнения выходного сечения.

Расход вращающегося потока через камеру:

$$\dot{V} = \mu_p \cdot \pi \cdot r_{\Pi}^2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta H_{\text{ВХ}}}{\rho}}, \quad (2.29)$$

$$\text{где } \mu_p = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{A^2}{1-\varphi}}} - \text{коэффициент расхода}, \quad (2.30)$$

$$\text{где } A = \frac{\pi \cdot r_{\text{АХ}} \cdot r_{\Pi}}{\Sigma \cdot f_{\text{ВХ}}} - \text{геометрическая характеристика форсунки}, \quad (2.31)$$

где $\Sigma \cdot f_{\text{ВХ}}$ - суммарная площадь входных сопел.

Расчет напора ΔH_{ex} основан на рассмотрении состояния потока в выходном сечении камеры вне зависимости от того, в результате каких действительных преобразований энергии достигается это состояние, что требует дополнительного условия, связывающего параметры потока на входе и выходе из камеры. Предполагается, что устойчивым должен быть вихрь таких размеров, при которых в условиях располагаемого напора достигается максимальная производительность форсунки. Из условия максимального расхода $\frac{\partial \mu_p}{\partial \varphi} = 0$ находятся равенства:

$$A = \frac{1 - \varphi}{\sqrt{\frac{\varphi^3}{2}}} \quad (2.32)$$

$$\mu_{\text{max}} = \sqrt{\frac{\varphi^3}{2 - \varphi}}, \quad (2.33)$$

устанавливающие зависимость коэффициента расхода от геометрической характеристики форсунки.

Простота и стройность этой методики, а также некоторое сходство потока в центробежной форсунке и в выходном сечении циклонно-вихревых камер (рис.2.14) послужило поводом для приложения теории центробежной форсунки к расчету циклонных камер [64,103].

Затем появилось новое направление в развитии теории центробежной форсунки, использующее уравнение количества движения вместо принципа максимума расхода. Аналогичный подход к задаче гидравлического расчета циклонно-вихревых камер применен [136]. В области контрольного объема, от входа до пережима, предполагается осесимметричное потенциальное течение и потеря полного напора только при расширении потока до атмосферного давления после пережима. В этом случае получена формула для максимально возможной потери напора, а при отсутствии вращения – для минимальной потери. Сравнение расчетов с опытными данными, показало, что при сравнительно больших отношениях площади входа к площади выхода из камеры потери

близки к максимальным, а при малых отношениях площадей приемлемо второе допущение.

В целом расчету [136] трудно отдать предпочтение по сравнению с методами, использующими экстремальные принципы. Так в работе [28] предложен приближенный аэродинамический расчет камеры, также предполагающий потенциальное течение в основной ее части, но использующий гипотезу минимума потока кинетической энергии в выходном сечении камеры. Согласно этой гипотезе в вихревой камере устанавливается такое вращение, при котором поток кинетической энергии через выходное сечение, ограниченное поверхностью пережима ($r_{\text{п}}$) и поверхностью разрыва ($r_{\varphi \text{ max}}$), имеет минимальное значение.

Не останавливаясь на обзоре других работ, в которых идеализируется сложная аэродинамическая структура потока в циклонно-вихревых камерах, следует отметить, что в лучшем случае они дают зависимость величины гидравлического сопротивления камеры от ее геометрических характеристик и качественное соответствие некоторых расчетных и действительных параметров потока. При этом, большая точность получается при усложнении схемы расчета, например, разделении камеры на пять зон [46]. Наиболее полно возможности и достоинства расчетной схемы, состоящей из вихревой области в окружении потенциального течения, изложены в монографии [27].

Несостоятельность предположения о постоянстве момента количества движения, циркуляции и полного напора в периферийной зоне циклонно-вихревых устройств очевидна из экспериментальных данных.

В основу аэродинамического расчета циклонных топочных камер КазНИИЭ взята вращающаяся полая турбулентная струя. Предложенная струйная схема экспериментально подтверждена диаграммами смешения неизотермического потока в циклонной камере с относительным диаметром пережима выхода 0,5 и 1. Авторами [21] рассмотрена следующая система дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\overline{W}_\varphi^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial r} - \frac{\overline{W}'_\varphi^2}{r}; \\ \overline{W}_r \cdot \frac{\partial \overline{W}_\varphi}{\partial r} + \overline{W}_x \frac{\partial \overline{W}_\varphi}{\partial x} + \frac{\overline{W}_r \cdot \overline{W}_\varphi}{r} = - \frac{\partial}{\partial r} \cdot (\overline{W}'_r \cdot \overline{W}'_\varphi) - \frac{2 \cdot \overline{W}'_r \cdot \overline{W}'_\varphi}{r}; \\ \frac{\partial \overline{W}_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} (\overline{W}_r \cdot r) = 0 \end{cases} \quad (2.34)$$

Турбулентный перенос связан с градиентом момента количества движения (гипотезы Прандтля и Тэйлора), через пульсационные составляющие скорости так:

$$W'_\varphi \sim W'_x \sim W'_r \sim \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot (W_\varphi \cdot r) \quad (2.34)$$

и введен путь смешения

$$\ell = \alpha \cdot r \quad (2.35)$$

Найдены два решения, удовлетворяющие граничным условиям:

$$W_\varphi = 0 \text{ и } W_r = 0 \text{ при } r = 0; \quad W_x = 0 \text{ при } x = 0$$

$$\Delta P = 0 \text{ при } r = r_{\varphi \max}$$

В первом решении [20] принято для $W_\varphi = W_\varphi(r)$ выражение, отвечающее вращению твердого тела. Во втором решении [21] система уравнений (2.34) замыкалась аппроксимацией для тангенциальной составляющей скорости

$$W = \frac{2 \cdot \eta}{1 + \eta^2} \quad (2.36)$$

и получены следующие распределения безразмерных осредненных параметров потока:

$$u = -32 \cdot \alpha^2 \cdot \frac{[(1 + \eta^2)^2 - 6\eta^9]}{(1 + \eta^2)^4} \cdot \xi; \quad (2.37)$$

$$V = 16 \cdot \alpha^2 \cdot \frac{\eta \cdot (1 - \eta^2)}{(1 + \eta^2)^3}; \quad (2.38)$$

$$\Delta \overline{P} = 2 \cdot \left(1 - \frac{2}{1 + \eta^2}\right) + \frac{2}{3} \cdot \alpha^2 \left[\frac{8}{(1 + \eta^2)^3} - 1 \right] \quad (2.39)$$

Несомненно, достоинство непрерывного профиля (2.36), который нанесен на рис. 2.3 пунктирной линией, по сравнению с идеализированным.

Формулы (2.36)-(2.39) позволяют найти распределение основных параметров вращающегося потока в объеме камеры при заданных значениях $W_{\varphi \max}$, $r_{\varphi \max}$ и α .

Никаких рекомендаций относительно определения величины α авторы [21] не дают. Вычисление $r_{\varphi \max}$ предложено производить так же, как и в расчете камер по методу центробежной форсунки:

$$r_{\varphi \max} = r_{\Pi} \cdot \sqrt{1 - \varphi}, \quad (2.40)$$

$$\varepsilon = \frac{W_{\varphi \max} \cdot r_{\varphi \max}}{W_{\text{ВХ}} \cdot r_{\text{ВХ}}} \quad (2.41)$$

Как и в расчете по схеме центробежной форсунки [103] приведенная геометрическая характеристика камеры находится из соотношения

$$A' = \frac{\varepsilon \cdot \pi \cdot r_{\Pi} \cdot r_{\text{ВХ}}}{\Sigma \cdot f_{\text{ВХ}}} \quad (2.42)$$

По величине A' определяется коэффициент живого сечения φ , который связан с A' соотношением (2.32), и затем вычисляются масштабные величины $r_{\varphi \max}$ и $W_{\varphi \max}$.

Как следствие, из всех расчетных зависимостей наибольшее распространение получила, применительно к циклонно-вихревым устройствам различного назначения, только аппроксимация (2.36) для тангенциальной составляющей скорости, несмотря на качественное сходство и других расчетных величин (u , V и $\Delta \bar{P}$) с опытными данными.

Методика расчета ЛПИ-ДВПИ [107,110] исходит из того, что целесообразно, с точки зрения анализа экспериментальных данных и построения расчетной схемы, разделить потока на две зоны: пристенную и ядро потока. При отсутствии потерь механической энергии в пристенной зоне тангенциальная скорость потока увеличилась бы к оси камеры в соответствии с законом сохранения момента количества движения. В действительности распределение W_{φ} по радиусу камеры вначале определяется потерями на входе, а затем потерями непосредственно в объеме камеры, которые в разной степени зависят от

начальных и конечных условий генерации закрученного потока. Граница между зонами должна быть физически определенной и аналитически конкретной. Таким условиям отвечает критерий устойчивости $\frac{d\Gamma^2}{dr} > 0$ Рэлея, который первым выдвинул физические соображения об устойчивости течения вращающейся жидкости [32,133]. Следовательно, равенство

$$\frac{d\bar{\Gamma}}{d\eta} = 0 \quad (2.43)$$

может быть принято за границу между пристенной зоной течения, в которой обязательно убывание $\bar{\Gamma}$ до нуля на стенке, и ядром потока в любом циклонно-вихревом устройстве [107]. Если обратиться к идеальной камере или вихрю Рэнкина (рис.2.1г), то потенциальное вращение нейтрально устойчиво, а при твердом вращении $\frac{d\bar{\Gamma}}{d\eta} > 0$. В обоих случаях вращающееся течение находится в механическом равновесии, так как центробежная сила уравновешивается радиальным градиентом давления. В действительных условиях вращения, из-за наличия стенки и проявления турбулентной вязкости в потоке, в камере имеются: пристенная зона с неустойчивым течением, так как в ней момент количества движения является убывающей функцией расстояния от оси вращения, а давление будет возрастать или оставаться неизменным; турбулентное ядро потока, в котором из-за диссипации энергии момент количества движения убывает к оси вращения, так как и поле давления. Характер $\bar{\Gamma} = \bar{\Gamma}(\eta)$ в ядре потока, в отличие от профиля в плоском круговом вихре, должен зависеть от дисбаланса радиальных сил и турбулентной вязкости, которые связаны с условиями генерации вихря и стока из камеры через ее геометрические характеристики. Наглядным подтверждением возможности выделения ядра потока в камере, согласно (2.43), являются опытные данные по циркуляции скорости (рис.2.16).

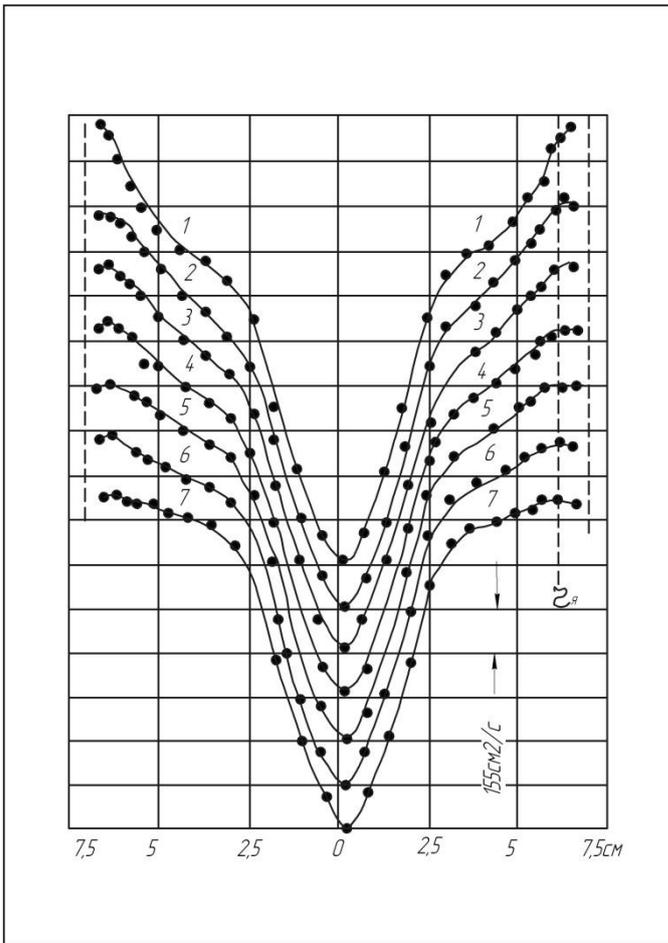


Рис.2.16.

Изменение циркуляции $\Gamma = W_{\varphi} \cdot r$ в различных сечениях модели циклона по опытам Смита [135].

$$\varepsilon_w = \frac{W_{\varphi я}}{W_{вх}} \quad (2.45)$$

Единственным параметром, влияние которого на K_{η} в опытах носило систематический характер, является относительная высота входных сопел $\bar{h} = h/R$. Обобщение опытных данных приведено на рис.2.17 и по ним предложена [107] эмпирическая формула

$$K_{\eta} = 0,8 + 0,2 \ell^{-10\bar{h}} \quad (2.46)$$

До $\bar{h} = 0,2$, что охватывает рекомендуемый на практике диапазон высоты щлиц, относительная толщина пристенной зоны $\bar{\delta}$ больше величины \bar{h} . Следовательно, опытные значения $W_{\varphi я}$ при определении коэффициента сохранения скорости по (2.45) относятся к замерам вращательной скорости на радиусе,

Оценка протяженности пристенной зоны и потери энергии в ней у разных исследователей носит произвольный характер, поэтому затруднительно их количественное сопоставление. Это можно сделать, если использовать условие (2.43) и ввести коэффициент протяженности ядра потока $K_{\eta} = r_{я}/R$, связанный с относительной толщиной пристенной зоны

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{R} = 1 - K_{\eta} \quad (2.44)$$

и коэффициент сохранения скорости ε_w , как отношение тангенциальной скорости на границе ядра потока к среднерасходной на входе:

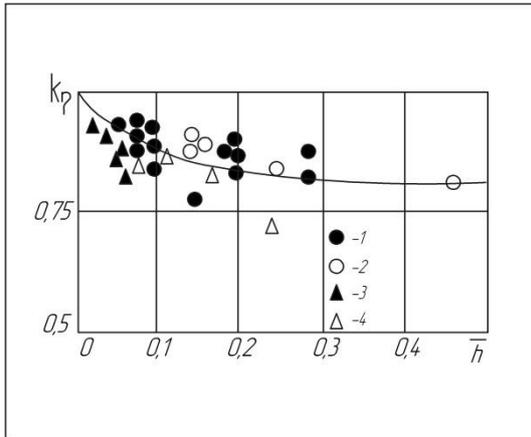


Рис.2.17.

Зависимость коэффициента протяженности ядра потока

K_{η} от \bar{h} по (2.46) и опытными данными: 1 – МВТУ; 2 – КазНИИЭ; 3 – ЦКТИ; 4 – ЛПИ.

Указанное обстоятельство может привести к тому, что, несмотря на наличие потерь момента количества движения в пристенной зоне, скорость $W_{\phi я}$ в отдельных случаях будет больше W_{ex} , а коэффициент $\varepsilon_w > 1$. Таким образом, казалось бы предпочтительным введение не коэффициента сохранения скорости, а коэффициента потерь момента количества движения для пристенной области. Однако такое определение потерь привело бы к затруднениям и условностям, связанным с точным вычислением начального момента количества движения. Оценка потери циркуляции была выполнена через ε_w по (2.45), с учетом приблизительного характера обобщаемых опытных данных, так как в них уделялось особое внимание пристенной зоне. Поиски зависимости ε_w от различных геометрических параметров подтвердили вывод о том, что коэффициент сохранения скорости в основном определяется относительной площадью ввода воздуха $\bar{F} = \frac{\Sigma f_{вх}}{\pi \cdot D \cdot L}$ [107]. Влияние \bar{F} на ε_w имеет вполне определенный характер (рис.2.18) и обобщается зависимостью

$$\varepsilon_w = 20 \cdot \bar{F}^{0,61} \quad (2.47)$$

меньшем r_{ex} и меньшем радиуса нижней кромки входного сопла. При более детальном рассмотрении перестройки потока в пристенной зоне камеры это замечание оказывается очень существенным, поскольку стабильным течение становится на определенном удалении от входа и стенки камеры.

Указанное обстоятельство может привести к тому, что, несмотря на наличие потерь момента количества движения в пристенной зоне, скорость $W_{\phi я}$ в отдельных случаях будет больше W_{ex} , а коэффициент $\varepsilon_w > 1$. Таким образом, казалось бы предпочтительным введение не коэффициента сохранения скорости, а коэффициента потерь момента количества движения для пристенной области. Однако такое определение потерь привело бы к затруднениям и условностям, связанным с точным вычислением начального момента количества движения. Оценка потери циркуляции была выполнена через ε_w по (2.45), с учетом приблизительного характера обобщаемых опытных данных, так как в них уделялось особое внимание пристенной зоне. Поиски зависимости ε_w от различных геометрических параметров подтвердили вывод о том, что коэффициент сохранения скорости в основном определяется относительной площадью ввода воздуха $\bar{F} = \frac{\Sigma f_{вх}}{\pi \cdot D \cdot L}$ [107]. Влияние \bar{F} на ε_w имеет вполне определенный характер (рис.2.18) и обобщается зависимостью

В работе [107] отмечалось, что эмпирическую зависимость (2.47) нельзя считать достаточно удовлетворительной для различных конструктивных вариантов циклонно-вихревых камер, так как на ε_w оказывает заметное влияние не только величина \bar{F} .

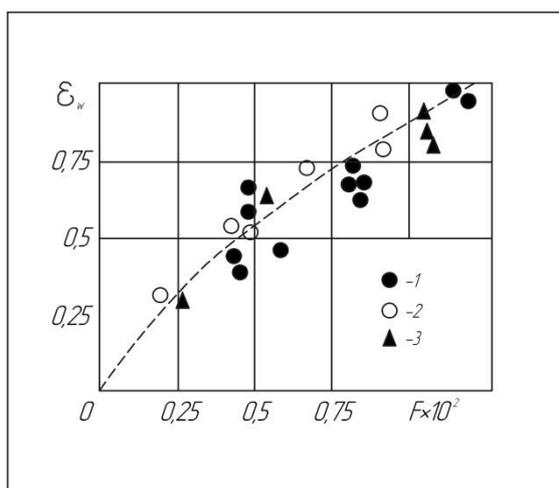


Рис.2.18.

Зависимость коэффициента сохранения скорости ε_w от относительной площади ввода воздуха \bar{F} по (2.47) и опытными данными: 1 – МВТУ; 2 – КазНИИЭ; 3 – ЦКТИ.

Так увеличение числа шлиц по окружности камеры приводит к возрастанию ε_w по сравнению с камерой с сосредоточенным вводом воздуха при $\bar{F} = idem$. Например, из работы [100] следует, что при вводе воздуха через квадратное сопло $\varepsilon_w = 0,77$, а в случае четырех сопел такой же суммарной площадью, но рассредоточенных по периметру камеры, $\varepsilon_w = 0,92$. Большое влияние на величину ε_w оказывает состояние внутренней поверхности камеры и условия ее работы. Если в зависимость (2.47), относящуюся к гладкостенным камерам, ввести поправку согласно исследованиям циклонной топочной камеры МВТУ [103,42], то загрузка камеры (двухфазный поток) приведет к снижению коэффициента сохранения скорости на 20 %. По (2.46) и (2.47) можно оценить и снижение момента количества движения в пристенной зоне, представив его относительную величину на границе ядра потока произведением:

$$\bar{M}_я = K_\eta \cdot \varepsilon_w, \quad (2.48)$$

из которого, с учетом (2.46) и (2.47), следует, что потерями на входе в камеру можно пренебречь, если площадь входных сопел будет превышать 1,5 % боковой поверхности камеры. При этом определяющим фактором для $\bar{M}_я$ является не толщина пристенной зоны, как можно было ожидать, а снижение скорости. И может оказаться так, что втекающий в технически гладкую камеру

поток потеряет более 80 % располагаемого момента количества движения сразу же в пристенной зоне, например, при $\bar{\delta} < 0,1$ и $\bar{F} < 0,25 \cdot 10^{-2}$.

Таким образом, несмотря на малую протяженность, сравнительно с ядром

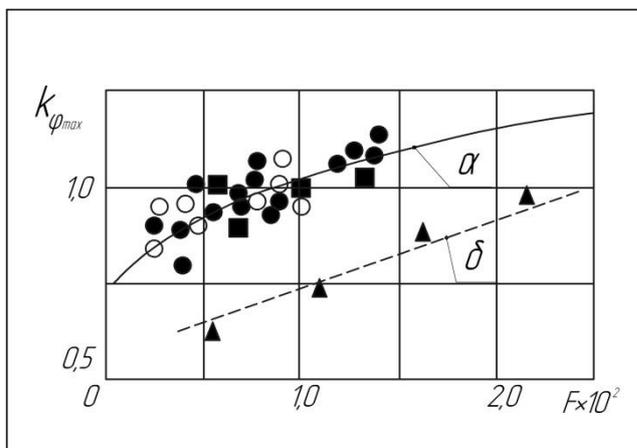


Рис.2.19.

Зависимость $K_{\varphi_{max}}$ от \bar{F} по эмпирическим формулам а) – (2.49, а); б) – (2.49, б) и опытными данными: ● - МВТУ; ○ - КазНИИЭ; ■ – ЦКТИ [57]; ▲ – ЦКТИ [40]

потока, пристенная зона в циклонно-вихревых камерах заслуживает особого внимания.

Турбулентное вращающееся ядро закрученного потока занимает основную часть камеры. Квазипотенциальное вращение на периферии камеры плавно переходит к квазитвердому вращению в ее приосевой части. Если отдельно не выделять переходную зону, иногда весьма протяженную, между этими видами вращения, которые явно вы-

ражены только в плоском круговом вихре, то радиус $r_{\varphi_{max}}$ можно принять за условную границу между ними. В большинстве опытов $r_{\varphi_{max}}$ четко выражен. На рис.2.19 приведены результаты обработки опытных данных по смещению $r_{\varphi_{max}}$ и r_{Π} . Опыты, относящиеся и продувкам камер с $\bar{L} = 1..2$ при изменении \bar{F} от $0,2 \cdot 10^{-2}$ до $2,8 \cdot 10^{-2}$, обобщаются параболической кривой:

$$K_{\varphi_{max}} = \frac{r_{\Pi}}{r_{\varphi_{max}}} = 0,76 + 30 \cdot \bar{F} - 4,9 \cdot 10^2 \cdot \bar{F}^2 \quad (2.49a)$$

Для вихревой камеры ЦКТИ, [57] имеющей сравнительно малую относительную длину ($\bar{L} = 0,35$), величина $K_{\varphi_{max}}$ оказалась значительно меньшей и в диапазоне \bar{F} от $0,54 \cdot 10^{-2}$ до $4,5 \cdot 10^{-2}$ обобщается соотношением:

$$K_{\varphi_{max}} = 0,53 + 25 \cdot \bar{F} - 240 \cdot \bar{F}^2 \quad (2.49б)$$

Есть основания ожидать, что при больших калибрах камеры будет также иметь место влияние \bar{L} на $K_{\varphi_{max}}$, но уже не вследствие соизмеримости расхода

торцевых перетечек газа с основным стоком, как это наблюдается при малых \bar{L} , а из-за гидравлического пережима стока на выходе из камеры.

В зоне квазитвердого вращения ($\eta < 1$) располагаются характерные поверхности нулевых уровней закрученного потока - $\eta_{\Delta P=0}$, $\eta_{\Delta H=0}$ и $\eta_{u=0}$. На рис.2.20 приводится сводный график безразмерных радиусов $\eta_{\Delta P=0}$, $\eta_{\Delta H=0}$ и $\eta_{u=0}$ по опытным данным изотермических продувок камер с $\bar{d}_n = 0,2-0,5$. Диапазон изменения радиусов поверхностей оказался таким: $0,85 \geq \eta_{\Delta P=0} \geq 0,5$ – для статического давления; $0,65 \geq \eta_{\Delta H=0} \geq 0,3$ – для полного напора; $0,6 \geq \eta_{u=0} \geq 0,2$ – для границы осевого обратного тока. Наибольшие величины радиусов относятся к выходным сечениям камер и выделены на рис.2.20 рамкой.

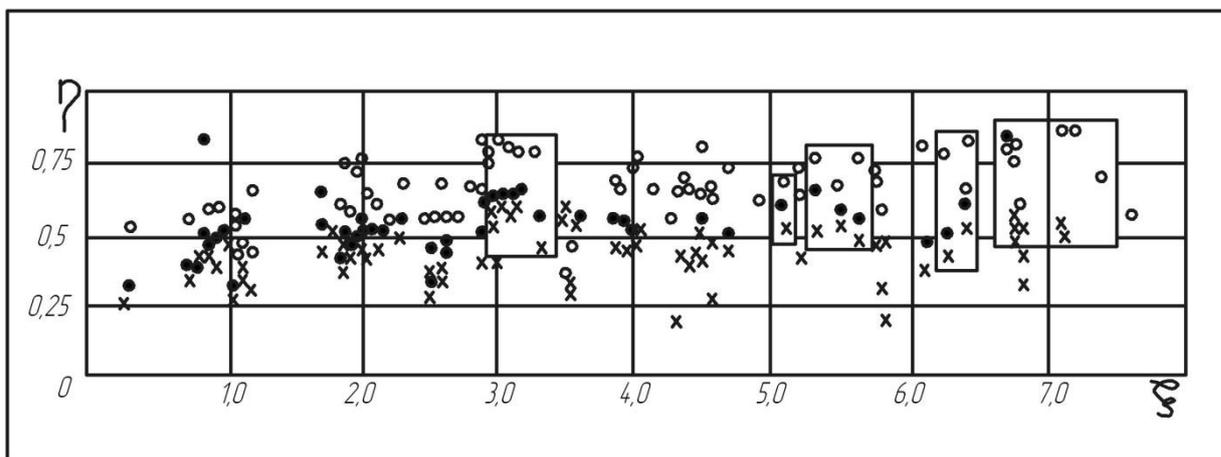


Рис.2.20.

Сводный график изменения безразмерных радиусов \circ - $\eta_{\Delta P=0}$; \bullet - $\eta_{\Delta H=0}$ и \times - $\eta_{u=0}$ по длине камеры $\xi = x / r_{\phi \max}$

В основном объеме камер поток можно с достаточным основанием считать цилиндрическим, а его характерные поверхности концентрическими, радиусы которых зависят от геометрии камеры. Ни в одном из опытов чередование нулевых поверхностей не нарушалось. Интересно сопоставить значения безразмерных радиусов $\eta_{\Delta P=0}=1$ и $\eta_{\Delta H=0}=0,71$ в идеальной камере (рис.2.1) с действительным диапазоном их изменения. Казалось бы, численные отклонения незначительны, но они вызваны реальными физическими причинами, пренебрежение которыми в идеализированных схемах расчета приводит к большим погрешностям.

Поскольку для расчета профиля давления важно знать положение $\eta_{\Delta P=0}$, то по приведенным опытным данным получены [107] приближенные эмпирические зависимости (рис.2.21), связывающие $\eta_{\Delta P=0}$ с безразмерным радиусом ядра

$$\text{потока } \eta_{\text{я}} = \frac{r_{\text{я}}}{r_{\varphi \text{ max}}} :$$

для камер с тангенциальным вводом воздуха при $\bar{L} = 1 \dots 2$

$$\eta_{\Delta P=0} = 0,48 + 0,07 \cdot \eta_{\text{я}} , \quad (2.50)$$

для камеры с частичным аксиальным вводом среды:

$$\eta_{\Delta P=0} = 0,48 + 0,03 \cdot \eta_{\text{я}} , \quad (2.51)$$

На рис.2.21 приводятся и опытные данные работ [21, 100], авторы которой не придали значения отклонению $r_{\Delta P=0}$ от $r_{\varphi \text{ max}}$, и при выборе граничных условий к уравнениям (2.34) приняли $\eta_{\Delta P=0} = 1$, что существенно сказалось на точности расчетной зависимости (2.39). В целом же подход, предложенный в

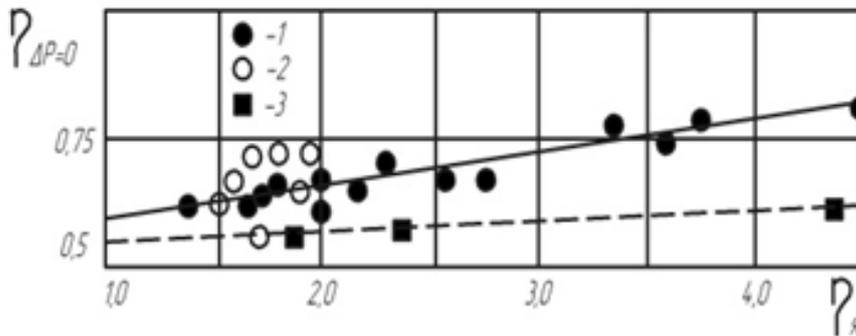


Рис.2.21.

Расположение радиусов нулевого уровня статического давления в зависимости от $\eta_{\text{я}}$ по опытным данным: 1 – МВТУ; 2 – КазНИИЭ; 3 – ЦКТИ.

[21] к расчету параметров закрученного потока, наиболее приемлем к турбулентному ядру в камерах. Его основным достоинством является аппроксимация (2.36) для тангенциальной со-

ставляющей скорости, предопределяющая непрерывное убывание момента количества движения от периферии потока к его центру, что свойственно реальным циклонно-вихревым камерам. Именно этим объясняется качественное соответствие всех расчетных параметров, полученных из упрощенной системы уравнений турбулентного движения (2.34), которая замыкалась зависимостью (2.36).

При исследовании аэродинамики камер по W_φ получены многочисленные и самые надежные опытные данные, обобщение которых в безразмерной форме позволило рекомендовать [107,110] простую, но принципиальную модификацию (2.36) в виде:

$$W = \left(\frac{2 \cdot \eta}{1 + \eta^2} \right)^m, \quad (2.52)$$

где m – формпараметр, зависящий от индивидуальных особенностей камеры (начальных условий генерации вихря, геометрических характеристик, режима работы и других факторов).

На рис.2.22 показаны безразмерные профили тангенциальной и угловой скорости вращения при различных значениях формпараметра m , которые можно сравнить с классическим вихрем (рис.2.1) и опытными данными (рис.2.2-2.8). Для того, чтобы имелась возможность проследить характер потерь момента количества движения в периферийной области потока, на

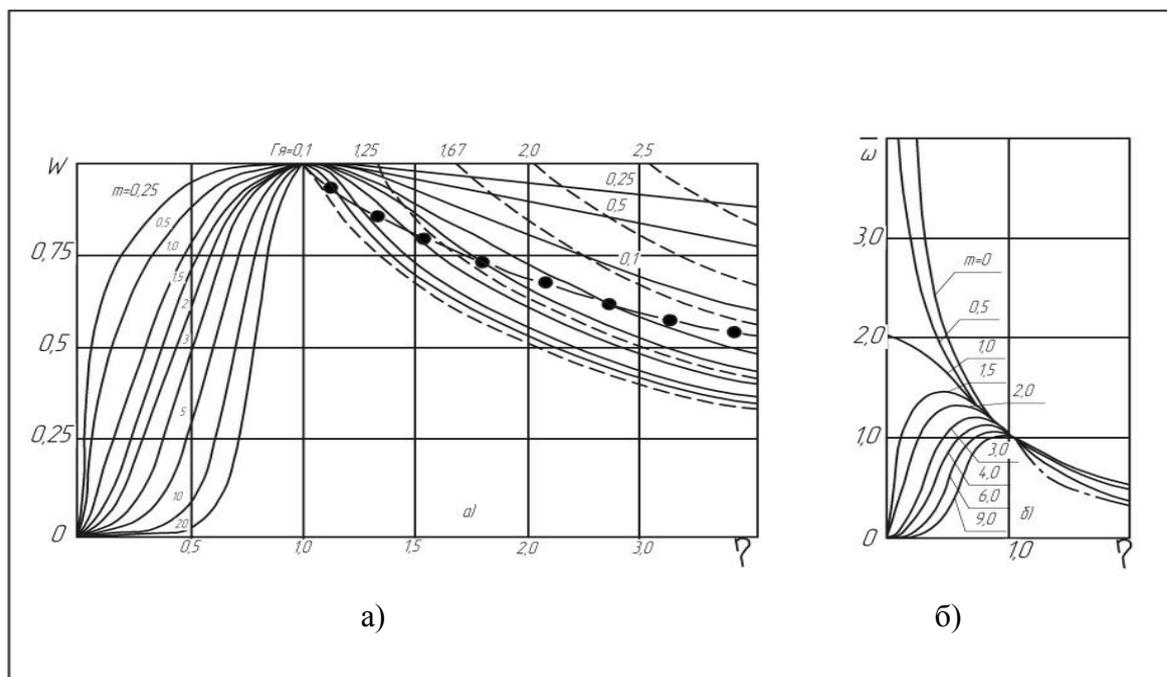


Рис.2.22.

Расчетные профили тангенциальной (а) и угловой (б) скорости при различных значениях формпараметра m в аппроксимации (2.70) (—●— - граница ядра потока)

рис.2.22а нанесены пунктирные линии, отвечающие потенциальному враще-

нию, начиная с границы ядра потока, то есть линия $\bar{\Gamma} = \frac{W_{\varphi я} \cdot r_{я}}{W_{\varphi max} \cdot r_{\varphi max}} = idem$ при

фиксированных значениях $W_{\varphi max}$ и $r_{\varphi max}$. Убыль располагаемой работоспособной энергии потока в камерах, вызываемая ее диссипацией, расходом энергии на эжекцию обратного тока, транспортировку взвеси и пр., распределяется по разному в области квазипотенциального и квазитвердого вращения и может быть численно учтена формпараметром m .

Граница ядра потока, соответствующая максимуму момента количества движения, обозначена на рис.2.22 точками, найденными из условия (2.43). С уменьшением m от ∞ (при $\eta_{я} = 1$) доля потери энергии, приходящаяся на периферийную зону ядра потока, возрастает от 0 до 0,5 при $m = 1$ ($\eta_{я} = \infty$). Для определения диапазона изменения формпараметра m для исследованных циклонно-вихревых камер построена диаграмма $m-\eta$ (рис.2.24), на которой нанесены изолинии циркуляции скорости $\bar{\Gamma} = idem$ и крутки потока $\varepsilon_{\lambda} = W^{-1} = idem$ с использованием (2.52). Пунктирная линия соответствует критерию устойчивости (2.36), то есть проходит через радиусы $\eta_{я}$ при разных значениях m . Область диаграммы справа за пунктирной линией, в случае устойчивого вращающегося потока и в котором также нет дополнительной подкрутки потока на текущих радиусах, является физически нереальной, поскольку в ней при $m = idem$ циркуляции скорости $\bar{\Gamma}$ с уменьшением радиуса должна возрастать. Левая часть диаграммы удовлетворяет условию устойчивости вращения. Начиная с $\eta_{я}$, циркуляция скорости снижается в квазипотенциальной зоне на величину $\Delta\bar{\Gamma} = 1 - \bar{\Gamma}_{я}^{-1}$, отличную от нулевого значения при любом m от 1 до ∞ . Расчетные величины $\Delta\bar{\Gamma}_n$, радиуса ядра $\eta_{я}$ и крутки $\varepsilon_{к} = \frac{W_{\varphi max}}{W_{\varphi я}}$ в квазипотенциальной зоне вращения находятся при заданном формпараметре в точке пересечения соответствующих изолиний с границей ядра потока.

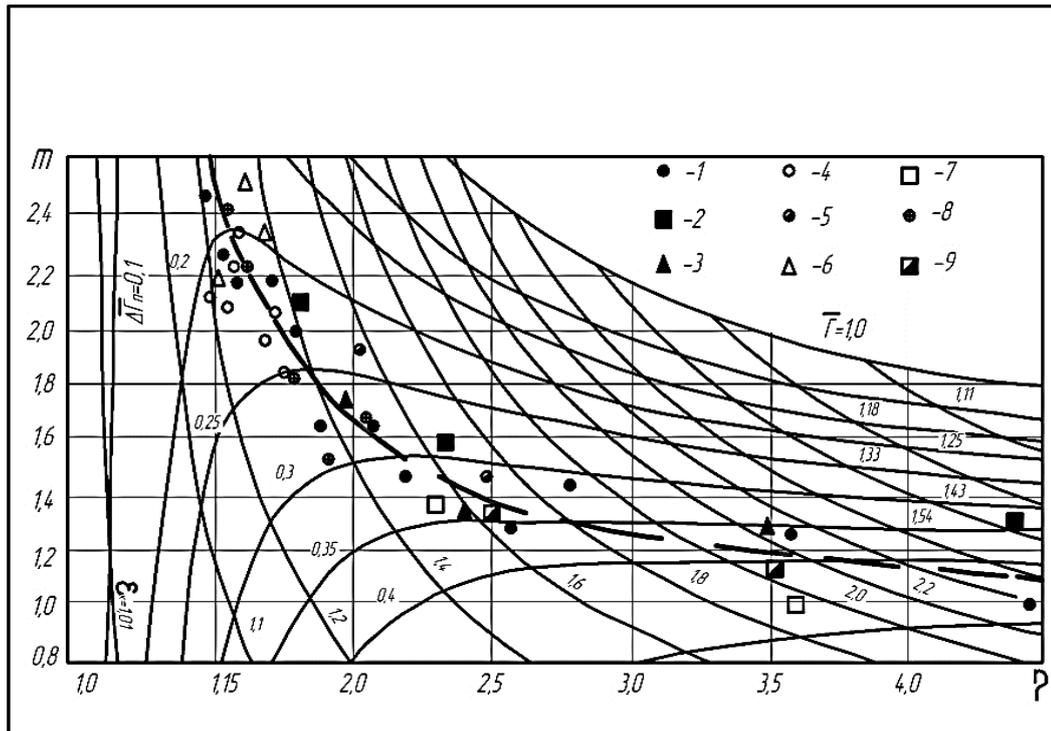


Рис.2.23.

Диаграмма устойчивости вращения согласно зависимостям (2.70), (2.61) и граница ядра потока в циклонно-вихревых камерах по данным исследований: 1 – [64]; 2 – [57], 3 – [40], 4 – [100]; 5 – [42]; 6 - [55]; 7 – [107]; 8 – [104]; 9 – [61]

Располагая опытными данными по тангенциальной скорости $W=W(\eta)$, можно решить обратную задачу: найти местоположение максимума циркуляции скорости ($\eta_{я}$), величину $\varepsilon_{\lambda} = W_{я}$, а по ним из диаграммы $m-\eta$ определить формпараметр камеры m . Полученные таким путем опытные точки, представляющие результаты широкого круга исследований, нанесены на диаграмму $m-\eta$ (рис.2.23).

Разброс точек и их расположение по обе стороны от границы устойчивости потока объясняются двумя причинами. Во-первых, точностью экспериментов. В большинстве случаев исследователи не уделяли должного внимания пристенной зоне, поэтому точка на диаграмме соответствует осреднению по нескольким сечениям в камере. Во-вторых, аппроксимация (2.52) не охватывает всего многообразия возможных профилей тангенциальной скорости, так

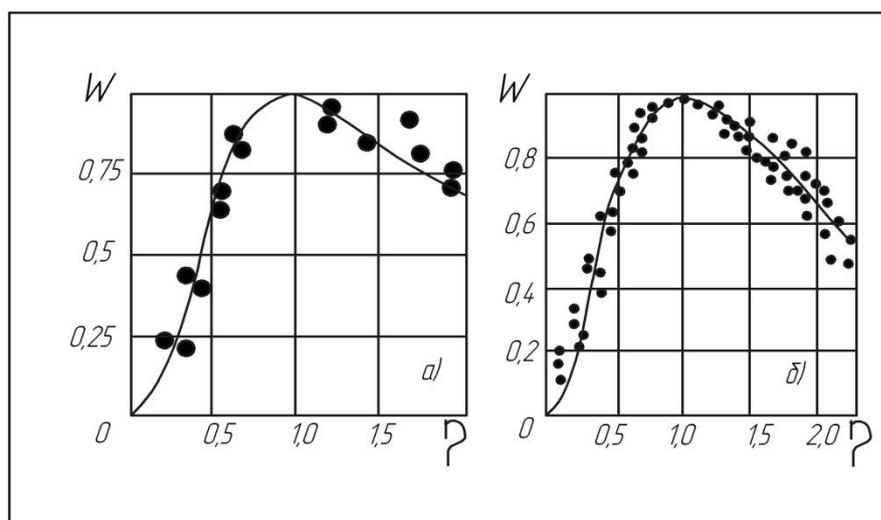


Рис.2.24.

Опытные данные и расчетные профили тангенциальной скорости при значениях формпараметра: а) – $m = 2,04$ для циклонной камеры МВТУ при $\bar{d}_n = 0,5$ и $\bar{F} = 8,2 \cdot 10^{-3}$; б) – $m = 1,85$ для вихревой камеры ЛПИ при $h = 50$ мм

как не исключено, что при одних и тех же относительных потерях момента количества движения в квазипотенциальной и квазитвердой зоне вращения вид профилей $W=W(\eta)$, от границы ядра до оси потока может быть различен. На рис.2.24 показаны примеры сопоставления опытных данных с расчетными профилями при конкретных величинах формпараметра m .

Подход к рассмотрению закрученного потока в виде двух зон - пристенной и турбулентного ядра потока с их стыковкой на границе устойчивости вращения, а также аппроксимация (2.52) приняты за основу последующего изложения исследований аэродинамики циклонно-вихревых камер и методики аэродинамического расчета циклонных предтопков.

Следует заметить, что предлагаемая методика аэродинамического расчета может быть использована для различных циклонно-вихревых устройств с учетом специфики генерации закрученного потока, об этом убедительно свидетельствуют ее приложения к вихревым технологическим камерам [87,53,128], применимость аппроксимации (2.52) для расчета закрученного потока в осесимметричных каналах и при анализе вихревого эффекта Ранка [107].

Глава 3. Аэродинамический расчет циклонных предтопок

Методика аэродинамического расчета циклонно-вихревой камеры и предтопка, предполагающая разделение ее объема на две зоны – пристенную и турбулентное ядро потока (Рис. 3.1) стала систематизировано совершенствоваться в ДВПИ-ДВФУ [107,111], уточняться дополняющими экспериментальными исследованиями сотрудников ДВПИ, ИХ ДВО РАН, ЛПИ, ИТФ СО РАН, КазНИИЭ, МЭИ и других организаций. По настоящее время на основе этой методики выполняется аэродинамический расчет циклонных предтопок ДВПИ-ДВФУ и совершенствуется их конструкция.

3.1. Оценка протяженности, особенности структуры и расчет пристенного течения.

Пристенная зона занимает незначительную часть объема камеры, но происходящие в ней процессы определяют аэродинамическое совершенство

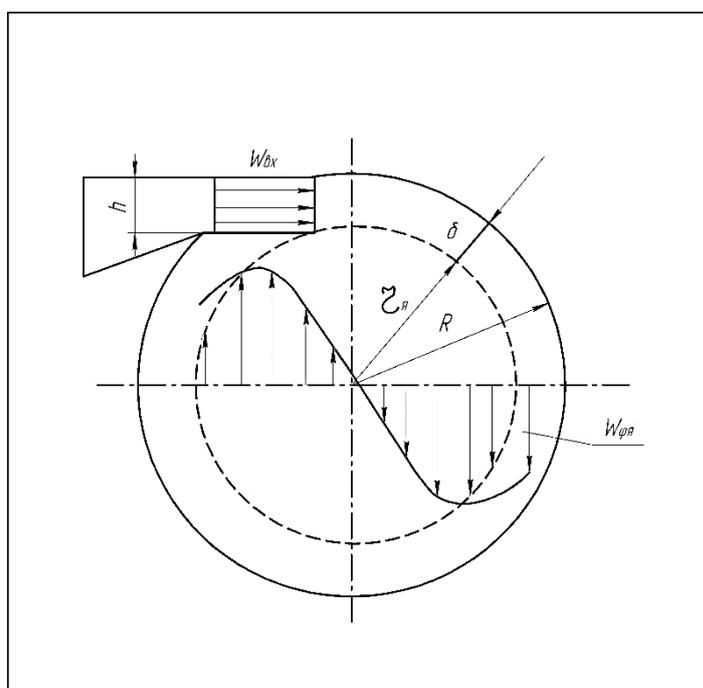


Рис.3.1.

Схема к методу расчета циклонно-вихревых камер.

вихревой камеры в целом. Эмпирический метод расчета, использующий понятия коэффициента сохранения скорости и относительную толщину пристенной зоны с привлечением коэффициента протяженности ядра потока K_{η} предельно упрощает рассмотрение течения, но позволяет выполнить практический расчет аэродинамики камеры при любой организации подвода среды в камеру. Простота первых эмпирических зависимостей (2.47)

и (2.46) объясняется тем, что они не являются обобщением специальных исследований пристенной зоны. Их достоинство состоит в выявлении определяющих факторов на ε_w и размеры пристенной зоны. Результатом специальных исследований пристенного течения, проведенных в ЛПИ [31,56,87], были следующие зависимости:

для технически гладкой камеры

$$K_\eta = 0,94 - 0,218^{-1} \cdot (5,89 \cdot \bar{F}_o^2 - 1,5 \cdot \bar{F}_o + 0,235) \cdot (\bar{h} + 0,078), \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_w = 26 \cdot (\bar{F}_o - 13,5 \cdot \bar{F}_o^2 + 103 \cdot \bar{F}_o^3 - 308 \cdot \bar{F}_o^4), \quad (3.2)$$

где $\bar{F}_o = \frac{\Sigma \cdot f_{\text{вх}}}{\pi \cdot R^2}$;

для шероховатой камеры:

$$\varepsilon_w = \frac{21,3 \cdot (\bar{F}_o - 13,5 \cdot \bar{F}_o^2 + 103 \cdot \bar{F}_o^3 - 308 \cdot \bar{F}_o^4)}{1 + 1,32\bar{\Delta} - 0,508\bar{\Delta}^2}, \quad (3.3)$$

где $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D} \cdot 100$ - относительная шероховатость;

для шероховатой камеры с одно- ($N = 1$) и двухсторонним ($N = 2$) подводом воздуха:

$$K_\eta = 0,87 - 1,4 \cdot N^{-1} \cdot \bar{h}; \quad (3.4)$$

$$\varepsilon_w = \frac{(1 - 0,5 \cdot \bar{h}) \cdot \exp 12,3 \cdot \bar{F}_o}{0,89 \cdot 3,3^{1/N} \cdot (\bar{h}^{0,04} - 0,5 \cdot \bar{h}) \cdot (1 + 1,32 \cdot \bar{\Delta} - 0,528 \cdot \bar{\Delta}^2)} \quad (3.5)$$

Еще более громоздкие эмпирические зависимости K_η и ε_w от геометрических характеристик камеры предложены в работе [87], но затем рекомендовано объединить их произведением (2.48). В качестве характерной площади при обработке опытов по M_η принято отношение

$$\bar{F}_{\text{вх}}^{\text{эф}} = \frac{\Sigma \cdot f_{\text{вх}}}{(R - r_\eta) \cdot L} \quad (3.6)$$

и получено, что

$$\bar{M}_\eta = \sqrt[3]{\left[1 - \left(1 - \bar{F}_{\text{вх}}^{\text{эф}}\right)^{9/2}\right]^2} \quad (3.7)$$

Заметим, что $\overline{F}_{\text{вх}}^{\text{эф}}$ представляет отношение безразмерной площади \overline{F} к толщине пристенной зоны $\overline{\delta}$, что наводит на мысль о бессосновательности, начиная с работы [87], обработки опытных данных через \overline{F}_0 вместо \overline{F} согласно (2.65). Подтверждением тому является анализ работы направляющего аппарата вихревой камеры, выполненный в ИТФ СОАН [27]. Избежать потери закрутки на входе в камеру, следуя [27], можно при относительной площади \overline{F} не менее 3 %, а формула для \overline{M}_y в случае камеры с односторонним вводом среды выглядит так:

$$\overline{M}_y = 1 - 0,01535 \cdot \overline{F}^{-1} \cdot \text{Re}^{-1/7}, \quad (3.8)$$

где $\text{Re} = \frac{W_{\text{вх}} \cdot \ell}{\nu}$, ℓ - «смоченная» длина периметра камеры.

Если учесть слабую зависимость \overline{M}_y от Re , приняв его равным 10^6 , то из (3.8) получается расчетная формула:

$$\overline{M}_y = 1 - 0,00213 \cdot \overline{F}^{-1}, \quad (3.9)$$

хорошо согласующаяся с экспериментальной (2.47). Достоинством (3.8) является возможность вычисления минимально допустимой относительной площади входных сопел, которая согласно (3.9) не должна быть меньше 0,2% от боковой поверхности камеры.

Для выяснения причин, вызывающих потери момента количества движения в пристенной зоне и выявления основных геометрических характеристик, определяющих интегральные оценки пристенной зоны ε_w и K_η , обратимся к экспериментам [111] в технически гладкой вихревой камере с односторонним вводом воздуха (рис.3.2).

Регулировка $\Sigma f_{\text{вх}}$ производилась изменением относительной высоты сопел $\overline{h} = h/R$ от 0 до 0,24 обычным языковым шибером. Использовался пневмометрический метод измерения в потоке зондами. Учитывая, что основные закономерности течения на периферии циклонно-вихревых камер обусловлены тенденцией сохранения момента количества движения, то есть сохранением

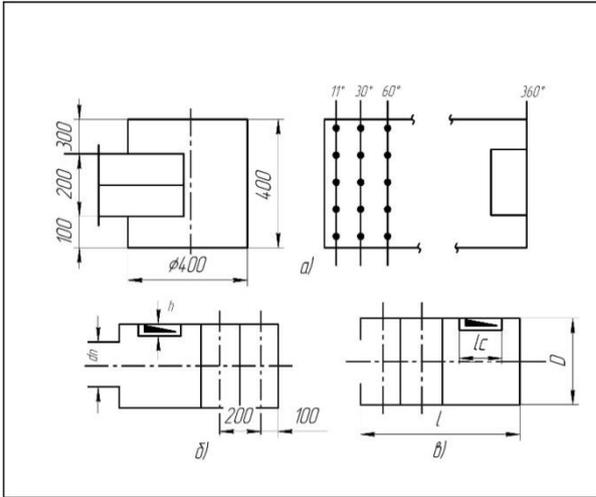


Рис.3.2.

Схема и исследуемые сечения:
 а) в «вихревой» камере
 б) и в) в «циклонной» камере

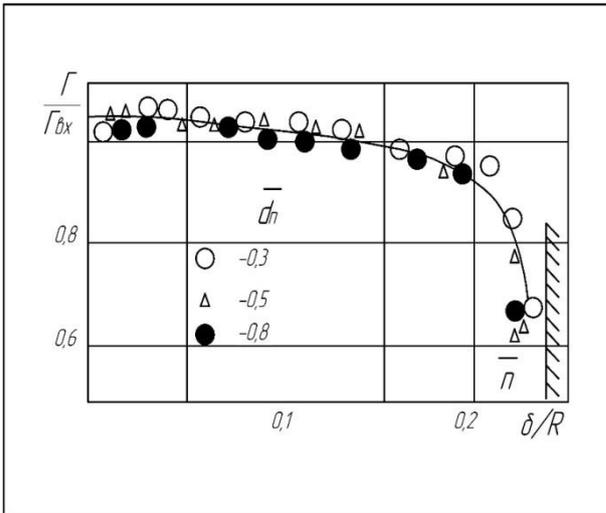


Рис.3.3.

Изменение относительной циркуляции скорости по толщине пристенной зоны δ/R на входе в вихревую камеру при различных пережимах и неизменной \bar{h}

криволинейного участка, радиальная граница которого r_δ находилась из условия сплошности движения $W_{вх} \cdot h = \int_{r_\delta}^R W_\varphi \cdot d \cdot r$. В пределах $(R-r_\delta)$ по экспериментальному профилю рассчитывалось среднеинтегральное значение циркуляции скорости за сопловым аппаратом Γ_o , а затем отношение

$$\bar{\Gamma}_c = \frac{\Gamma_c}{\Gamma_{вх}} = \bar{M}_c$$

циркуляции скорости при $\rho = const$, результаты зондирования потока представлены отношением текущего значения Γ к условной величине $\Gamma_{вх} = W_{вх} \cdot r_{вх}$. На рис.3.3 приведены значения $\Gamma/\Gamma_{вх}$ на срезе соплового аппарата ($\varphi = 0^\circ$) при максимально возможной величине \bar{h} . Как видно из рис.3.3 при $\bar{d}_п \leq 0,8$ диафрагмирование камеры не оказывает воздействия на условия истечения входящей струи, а прямолинейный поток успевает перестроиться так, что входящая струя имеет участок, с практически неизменной циркуляцией скорости.

Перемещение потока по длине камеры практически отсутствовало, то есть допустимо двумерное представление течения в пристенной зоне. Оценка потери циркуляции скорости непосредственно на входе в камеру осуществлялась путем сравнения $\Gamma_{вх}$ на срезе соплового аппарата (параметры средние по входу) и в начале

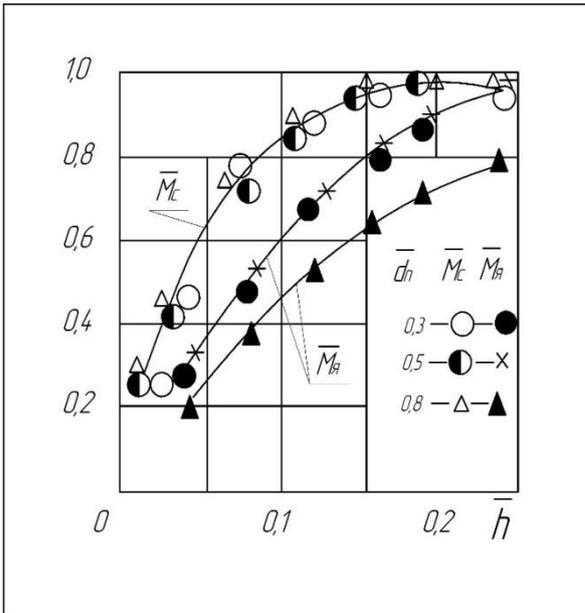


Рис.3.4.

Зависимость относительных величин моментов за сопловым аппаратом $\Delta \bar{M}_c$ и на границе ядра потока \bar{M}_n от \bar{h} при разных пережимах \bar{d}_n

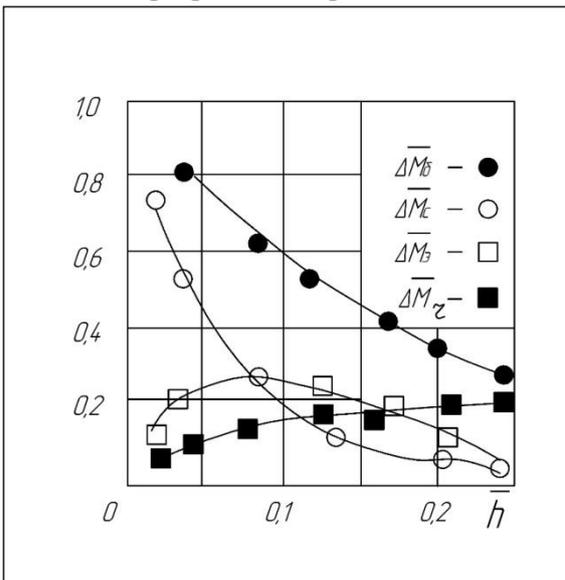


Рис.3.5.

Дифференцированная оценка потерь момента количества движения в пристенной зоне вихревой камеры

$\bar{M}_c = \bar{G}_c$ и \bar{M}_n при разных пережимах (рис.3.4) позволяет произвести дифференцированную оценку потерь (рис.3.5), возникающих в пристенной зоне вихревой камеры, с введением потери момента количества движения на трение о

При регулировании расхода и крутки потока изменением высоты \bar{h} (рис.3.4, 3.5) значительная потеря момента количества движения $\Delta \bar{M}_c = 1 - \bar{G}_c$ происходит непосредственно за сопловым аппаратом. Потеря $\Delta \bar{M}_c$ не зависит от пережима камеры, возникает при $\bar{h} < 0,2$ и резко возрастает с уменьшением \bar{h} . Если исходить из очевидной однозначной зависимости $\bar{h} = 2\pi \cdot \bar{F}$ для вихревой камеры, то из формулы (3.9) получается $\bar{h}_{\min} \approx 0,013$, при которой будет полная потеря крутки потоком уже на входе в камеру.

Данные по суммарной потере момента количества движения в пристенной зоне $\Delta \bar{M}_s = 1 - \bar{M}_n$ находились с помощью опытных коэффициентов ε_w и K_η . Величина ε_w значительно изменялось по мере развития пристенной струи (рис.3.6), чем и объясняется большой диапазон разброса точек, полученных в 25 сечениях камеры (рис.3.7).

На рис.3.4 приведены значения \bar{M}_n , вычисленные по уточненным величинам K_η и ε_w . Сопоставление зависимостей

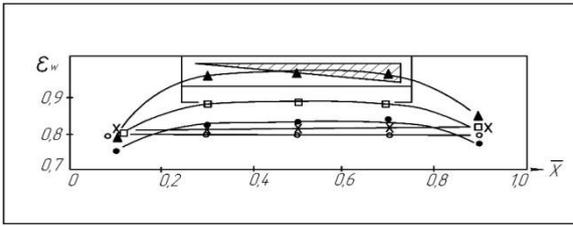


Рис.3.6.

Распределение ε_w по поверхности ядра вихревой камеры при:

$$\bar{d}_n = 0,5, \bar{L} = 1,0 \text{ и } \bar{F} = 1,3 \cdot 10^{-2}$$

(▲ - $\varphi = 11^\circ$; □ - $\varphi = 60^\circ$; ● - $\varphi = 120^\circ$; x - $\varphi = 180^\circ$; ○ - $\varphi = 240^\circ$)

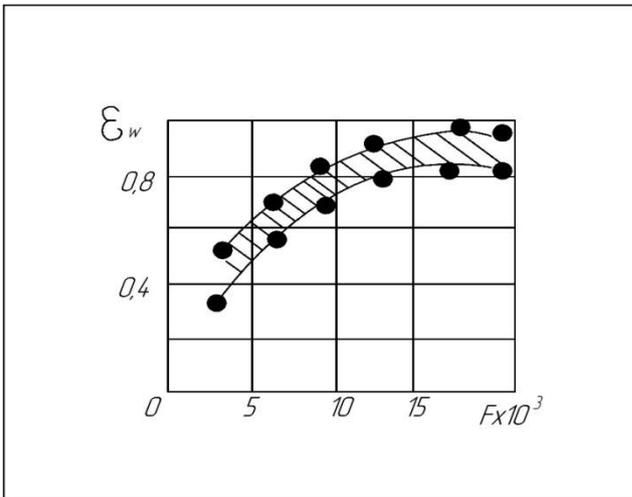


Рис.3.7.

Пределы изменения коэффициента сохранения скорости по поверхности границы ядра потока для вихревой камеры с $\bar{d}_n =$

$$0,5 \text{ при различных } \bar{F}$$

\bar{d}_n . При больших \bar{h} и \bar{d}_n основное значение имеют потери на эжекцию. При малых \bar{h} - потери на входе в камеру. В промежуточной части \bar{h} , имеющей наибольшее практическое применение, потери на трение и входе сопоставимы. Малая пространственная область, в пределах которой появляется $\Delta \bar{M}_c$ и ее значительная величина, зависящая только от \bar{h} , позволяют высказать

боковую поверхность камеры $\Delta \bar{M}_\tau$ и на вихревую эжекцию $\Delta \bar{M}_s$. Потеря на трение $\Delta \bar{M}_\tau$, полученная вычитанием \bar{M}_a для пережимов 0,3 и 0,5 от \bar{M}_c , составляет более 20 % от начального момента, имеет экстремальный характер и уменьшается при малых и больших значениях \bar{h} . Потеря на эжекцию, проявляющаяся при больших пережимах \bar{d}_n , находилась как разность \bar{M}_a при $\bar{d}_n = 0,3$ и $\bar{d}_n = 0,8$.

Зависимость $\Delta \bar{M}_s$ от \bar{h} имеет практически линейный характер. На рис.3.5 показана также суммарная потеря момента количества движения в пристенной зоне $\Delta \bar{M}_s = 1 - \bar{M}_a$ для камеры с $\bar{d}_n = 0,8$, которая складывается из всех трех составляющих $\Delta \bar{M}_c$, $\Delta \bar{M}_\tau$ и $\Delta \bar{M}_s$. При меньших \bar{d}_n она включает только $\Delta \bar{M}_c$ и $\Delta \bar{M}_\tau$.

Вклад отдельных потерь в суммарную величину $\Delta \bar{M}_s$ зависит от величины двух конструктивных параметров вихревой камеры - \bar{h}_{\max} и

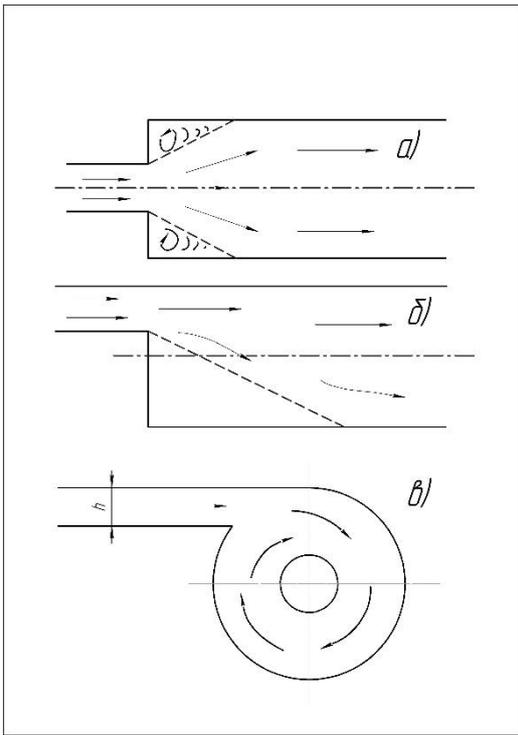


Рис.3.8.

Динамика особенностей проявления внезапного расширения при переходе от прямолинейного к закрученному течению

предположение, что в рассматриваемом случае имеет место потеря на внезапное расширение в не обычных газодинамических условиях. В гидродинамике течений в трубах и каналах расчет аналогичной потери известен как «удар» Борда-Карно [2]. Примечательно, что в прямолинейном движении потока существенное уменьшение сопротивления участка с внезапным расширением достигается при создании условий за узким сечением для поддержания стационарных вихрей [41]. На рис.3.8 представлена простейшая конструктивная эволюция от прямоструйного течения с внезапным расширением к течению в циклонно-вихревой камере.

Исходя из схожести рассматриваемых явлений, интересно сопоставить опытные данные коэффициента сопротивления соплового аппарата камеры $\zeta_c = \frac{\Delta H_c}{1/2 \cdot \rho \cdot W_{вх}^2}$ с его расчетом по формуле Борда-Карно (рис.3.9):

$$\zeta_c = \left(1 - \frac{h}{\delta}\right)^2 \quad (3.10)$$

Потеря ζ_c предопределяется эффектом взаимодействия между входящей и подтекающей струей, что следует из упрощенного анализа движения пристенной струи толщиной δ , имеющей локальный сток после совершения одного оборота по периметру камеры, то есть практически замкнутой.

Своеобразие условий проявления внезапного расширения в вихревой камере допускает возможность такого входа струи в объем камеры, при котором $\Delta \bar{M}_c \approx 0$. В исследуемой камере (рис.3.2а) внезапное расширение проявлялось

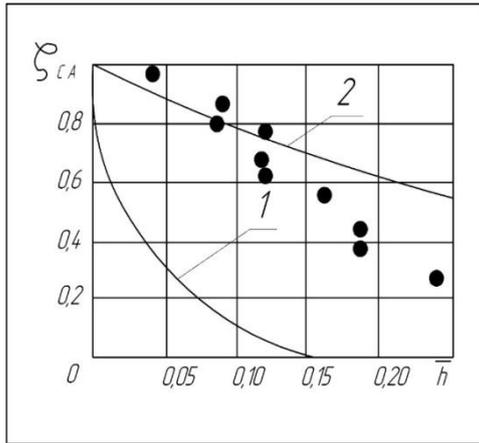


Рис.3.9.

Опытные коэффициенты гидравлического сопротивления соплового аппарата и расчет по формуле Борда-Карно при отношениях величин:

$$1 - h/\delta; 2 - h/R$$

только при $\bar{h} < 0,2$. Это позволяет ввести понятие оптимальной высоты сопла \bar{h}_{opt} для вихревой камеры, которой будут соответствовать минимальные суммарные потери в пристенной зоне $\Delta \bar{M}_\delta$ и максимальная относительная циркуляция скорости на границе ядра потока. Для рассматриваемой камеры \bar{h}_{opt} практически совпала с максимальной высотой соплового аппарата \bar{h}_{max} , текущие размеры которого однозначно определяют и пространственные границы пристенной зоны K_η (рис.3.10):

$$K_\eta = 0,856 - 0,305 \cdot \bar{h} + 2,13 \cdot \bar{h}^2 - 8,22 \cdot \bar{h}^3 \quad (3.11)$$

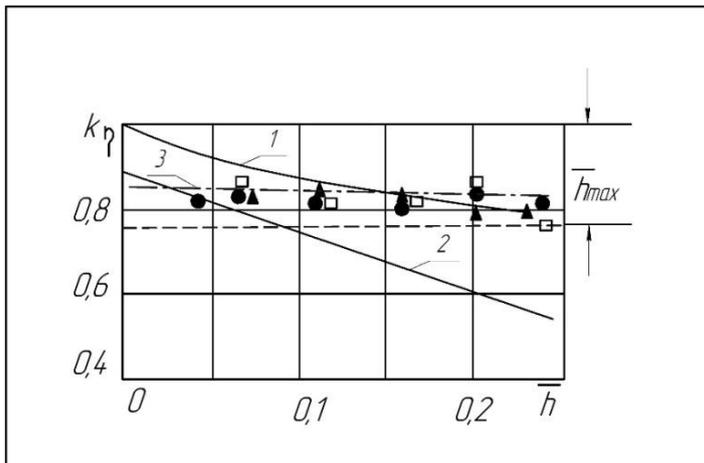


Рис.3.10.

Опытные данные (\bullet - $\bar{d}_n = 0,5$; \blacktriangle - $\bar{d}_n = 0,3$; \circ - $0,8$) и эмпирические зависимости 1 - (2.46), 2 - (3.4), 3 - (3.11) для коэффициента протяженности ядра потока

Как видно, при традиционном способе регулирования расхода и крутки размеры пристенной зоны вихревой камеры практически не зависят от текущего значения высоты соплового аппарата на входе в камеру, а определяются его максимальной высотой.

При проектировании вихревых камер с односторонним вводом среды важно, чтобы

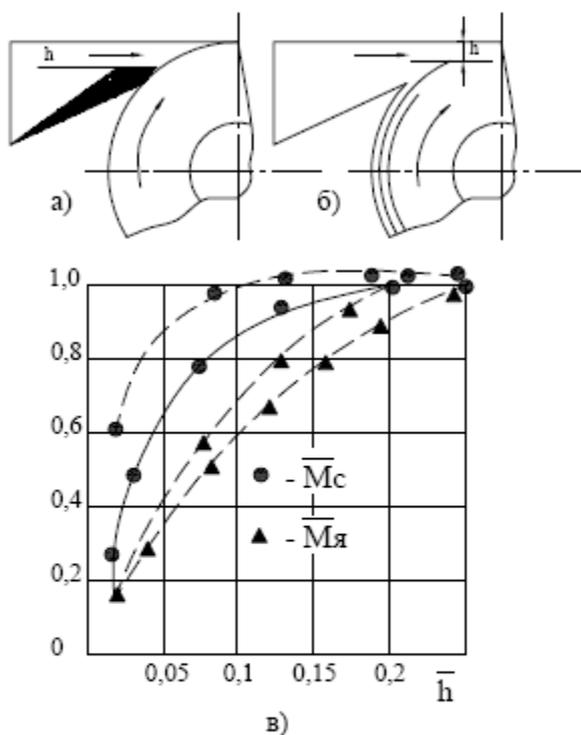


Рис.3.11.
 Конструкции соплового ввода и соответствующие им моменты \bar{M}_c и $\bar{M}_я$:
 ————— для варианта а);
 - - - - - для варианта б)

принятое значение \bar{h}_{max} совпадало с \bar{h}_{opt} , так как уменьшение \bar{h}_{max} зависит от потери циркуляции в пристенной зоне, а увеличение – занижит исходную циркуляцию на входе в камеру. В общем случае \bar{h}_{opt} зависит от условий подвода потока к камере, конструкции органа регулирования, относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ и других факторов. Наглядным подтверждением является сопоставление потерь на входе в вихревую камеру при установке обыкновенного языкового шибера (рис.3.11а) и сопла (рис.3.11б), обеспечивающего плавное сопряжение

входящей струи с вращающимся потоком в камере при одних и тех же \bar{h} [7]. Как видно из рис.3.11в, выигрыш получается не только за счет уменьшения потерь непосредственно на входе, но и за счет увеличения закрутки ядра потока.

При организации ввода среды в камеру через несколько сопел (при $F = idem$), произойдет также распределение отдельных составляющих в суммарной потере механической энергии в пристенной зоне. Если при двух, трех вводах следует ожидать снижения суммарного сопротивления, в умеренном диапазоне \bar{h} , когда ΔM_c и ΔM_τ сопоставимы и обратны по знаку, то при значительно большем числе сопел на их оптимальной величине также должен отразиться эффект взаимодействия входящих струй между собой.

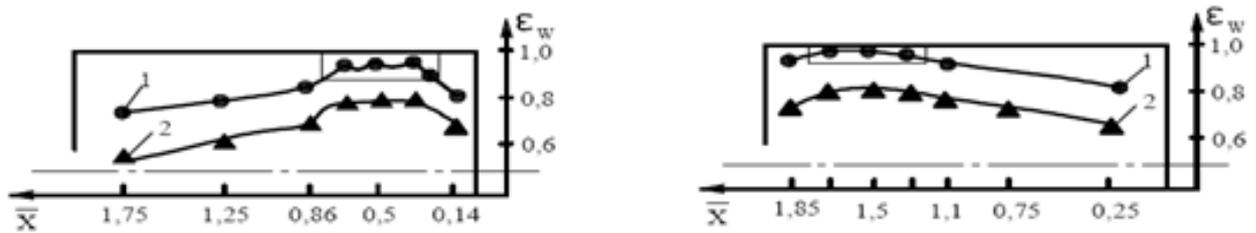


Рис.3.12.

Изменение ε_w по длине камеры с $\bar{d}_n = 0,5$ и $\bar{L} = 2$ при \bar{F} равных:
 1 – $9,6 \cdot 10^{-3}$; 2 – $6,5 \cdot 10^{-3}$

Еще сложнее течение в пристенной зоне камеры с локализованным по длине вводом среды. В циклонном варианте исследуемой камеры (рис.3.2) устанавливались по одной или две приставки справа (рис.3.2в) и слева

(рис.3.2б) от ее «вихревой» части, что позволяло варьировать калибр камеры, а также положение сопла по ее длине. Неравномерность распределения ε_w по длине камеры (рис.3.12), а также влияние различных факторов на абсолютную величину коэффициентов ε_w и K_η приводит к тому, что рекомендованные средние значения для камеры в целом могут отличаться на $\pm 10-15\%$ в отдельных ее сечениях.

Полученные результаты для «вихревой» и «циклонной» моделей позволяют вскрыть причину неоднозначности при выборе характерной площади для оценки влияния $\Sigma f_{\text{вх}}$ на потери скорости в пристенной зоне. Наличие составляющих потери момента количества движения различной физической природы в пристенной зоне циклонно-вихревых камер и определило появление двух характерных площадей \bar{F}_o и \bar{F} в эмпирических формулах ЛПИ и ДВПИ. В первом случае предпочтение отдается потерям непосредственно на входе в камеру, так как:

$$\bar{F}_o = \frac{\Sigma f_{\text{вх}}}{\pi \cdot D^2} = \frac{\pi \cdot d_{\text{экв}}^2}{\pi \cdot D^2} = \left(\frac{d_{\text{экв}}}{D} \right)^2 \approx \left(\frac{h_{\text{экв}}}{2R} \right)^2 = \frac{1}{4} \cdot \bar{h}_{\text{экв}}^2, \quad (3.12)$$

где $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр площади входа, $h_{\text{экв}}$ – «условная» высота сопла. Такой подход к обобщению опытов с использованием формулы (3.12) оправдан для, так называемых вихревых камер. Во втором случае учитывается

потеря на входе и поверхностное трение о боковую поверхность камеры вращающимся потоком, так как \bar{F} пропорциональна относительной высоте соплового аппарата, приходящейся на единицу калибра камеры:

$$\bar{F} = \frac{\Sigma f_{\text{вх}}}{\pi \cdot D \cdot L} = \frac{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ЭКВ}}^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{L}{D}} \approx \frac{1}{4} \cdot \frac{h_{\text{ЭКВ}}^2}{D^2 \cdot \frac{L}{D}} = \frac{1}{16} \cdot \frac{\bar{h}_{\text{ЭКВ}}^2}{\bar{L}}, \quad (3.13)$$

Очевидно, что для столь сложного гидродинамического случая пристенного течения нет какой-то характерной площади, позволяющей однозначно учесть совместное влияние различных факторов. Предпочтительным представляется применение \bar{F} с привлечением и других безразмерных геометрических параметров. Так, опытные данные ε_w по моделям исследованных нами «вихревой» и «циклонной» камер в диапазоне изменения $\bar{d}_n = 0,3-0,8$; $\bar{L} = 1-2$; $\bar{h} = 0,04-0,24$ и $\bar{F} = 3,21-13,3 \cdot 10^{-3}$ удовлетворительно обобщаются зависимостью:

$$\varepsilon_w = 1,12 \cdot 10^2 \cdot \bar{F}_L - 1,52 \cdot 10^3 \cdot \bar{F}_L^2 - 1,23 \cdot 10^5 \cdot \bar{F}_L^3 - 1,34 \cdot (\bar{d}_n - 0,5)^2, \quad (3.14)$$

где $\bar{F}_L = \bar{F} \cdot \bar{L}^{-0,457}$.

Эмпирический метод расчета пристенной зоны прост, но не дает никаких представлений о текущем изменении параметров потока в пристенной зоне. В случае необходимости более точного расчета течения в пристенной зоне, можно ограничиться оценкой потери за сопловым аппаратом по формуле (2.47) или полученной нами эмпирической зависимости:

$$\frac{\Gamma_c}{\Gamma_{\text{вх}}} = 0,45 \cdot \bar{h}^{-0,237-5,86 \cdot \bar{h}+10,31 \cdot \bar{h}^2}, \quad (3.15)$$

а течение у протяженной криволинейной поверхности камеры необходимо рассматривать как полуограниченную струю.

Струйное течение в пристенной зоне вихревой камеры отмечено впервые в работе ЦКТИ [40], где эта зона трактуется как область «затухания входной скорости». В экспериментальной работе МЭИ [13], выполненной на модели циклонной камеры со сравнительно большими площадями входных сопел, обнаружено, что струйное течение может занимать значительную часть объема

камеры, и предпринята попытка обобщения единым профилем поля окружной составляющей скорости от стенки до оси потока. Структура турбулентного пограничного слоя на боковой поверхности циклонной камеры впервые исследована в КазНИИЭ [16,101].

В ЛПИ [56] впервые предложена гидродинамическая модель пристенного течения в вихревой камере, как особой полуограниченной струи, развивающейся в спутном потоке, которым является турбулентное ядро в камере, и предпринята попытка описания ее математической модели степенными зависимостями:

в пристенном пограничном слое –

$$\frac{\Gamma}{\Gamma_{\delta}} = \left(\frac{R-r}{\delta} \right)^{1/7}, \quad (3.16)$$

и в струйном –

$$\frac{\Gamma - \Gamma_{\text{я}}}{\Gamma_{\delta} - \Gamma_{\text{я}}} = \left[1 - 6 \cdot \left(\frac{r-r_{\text{я}}}{\delta_{\text{ср}}} \right)^2 + 8 \cdot \left(\frac{r-r_{\text{я}}}{\delta_{\text{ср}}} \right)^3 - 3 \cdot \left(\frac{r-r_{\text{я}}}{\delta_{\text{ср}}} \right)^4 \right], \quad (3.17)$$

где циркуляция скорости на границе с ядром потока в камере находилась из условия (2.34). Для толщин пристенного и струйного пограничных слоев приняты линейные аппроксимации по характерным точкам на профиле циркуляции скорости. В математической модели течения коэффициент трения принят постоянной величиной $C_f = 0,02$. С привлечением опытных данных численно решено традиционное уравнение пограничного слоя, а окончательный результат представлен в виде:

$$\left(\frac{\Gamma_{\delta_{\text{пс}}}}{\Gamma_{\text{я}}} \right)^2 = 10,8 \cdot \left[\left(1 - \frac{X}{X_{\text{к}}} \right) \cdot \exp \cdot (-25,2 \cdot \bar{F}_o^{\text{м}}) + \frac{X}{X_{\text{к}}} \right] \cdot (1 + 1,32 \cdot \bar{\Delta} - 0,52 \cdot \bar{\Delta}^2), \quad (3.18)$$

где $X_{\text{к}} = 2\pi R$, а $X/X_{\text{к}}$ – текущая координата.

С целью уточнения закономерностей пристенного течения обратимся к нашему эксперименту на модели вихревой камеры (рис.3.2а) [111]. На рис.3.13 показан типичный профиль изменения циркуляции скорости по радиусу камеры. Особенности развития течения в пристенной зоне вихревой камеры

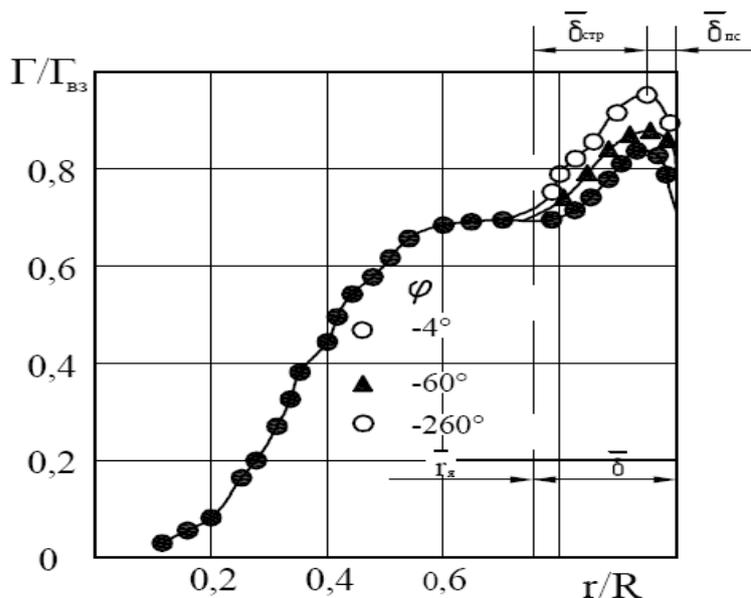


Рис.3.13.

Изменение циркуляции скорости по радиусу вихревой камеры при $\bar{d}_n = 0,5$, $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{h} = 0,12$.

представлены на рис.3.14. При пережимах 0,3 и 0,5 эпюры циркуляции идентичны, только при $\bar{d}_n = 0,8$ влияние ядра потока в объеме камеры становится заметным и вызывает значительные потери циркуляции скорости в пристенной зоне. При сравнительно больших соплах ($\bar{h} \geq 0,16$) пристенная струя имеет свое потенциальное ядро $\bar{\Gamma} \approx idem$, которое при $\bar{h}_{max} = 24$ сохра-

няется по всему периметру камеры (рис.3.14б). В случае $\bar{h} < 0,16$ это ядро отсутствует на всем криволинейном участке течения, так как пристенный и струйный пограничные слои смыкаются сразу же за сопловым аппаратом. Толщина пристенного пограничного слоя увеличивается по мере развития струи, а его границы, в исследованном диапазоне конструктивных параметров, не зависят от \bar{h} и \bar{d}_n . Падение уровня скоростей в пристенной струе приводит к постоянному отеснению части газа из пристенной зоны в турбулентное ядро потока по границе осесимметричного ядра радиусом r_x . Общие размеры пристенной струи $\bar{\delta}$ не зависят от \bar{d}_n и угла поворота струи φ , что свидетельствует о наличии осесимметричного ядра в объеме камеры даже в случае одностороннего ввода среды.

Таким образом, развитие полуограниченной струи в рассматриваемом случае отличается от развития плоских полуограниченных струй в спутном потоке [2,24].

Границы полуограниченной струи численно обобщены так:

$$\bar{\delta}_{\text{ис}} = 0,025 + 0,028 \cdot \bar{h} + 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi \quad (3.19)$$

$$\bar{\delta} = \delta_o = 0,235 + 0,07 \cdot \bar{h} \quad (3.20)$$

Циркуляция скорости в пристенном пограничном слое для всех конструктивных вариантов камеры анализировалась и обобщалась в виде:

$$\frac{\Gamma}{\Gamma_{\delta_{\text{ис}}}} = \left(\frac{\delta}{\delta_{\text{ис}}} \right)^{1/n} \quad (3.21)$$

По мере развития пристенной струи имеет место участок перестройки профиля, на котором происходит увеличение его наполненности (рис.3.15),

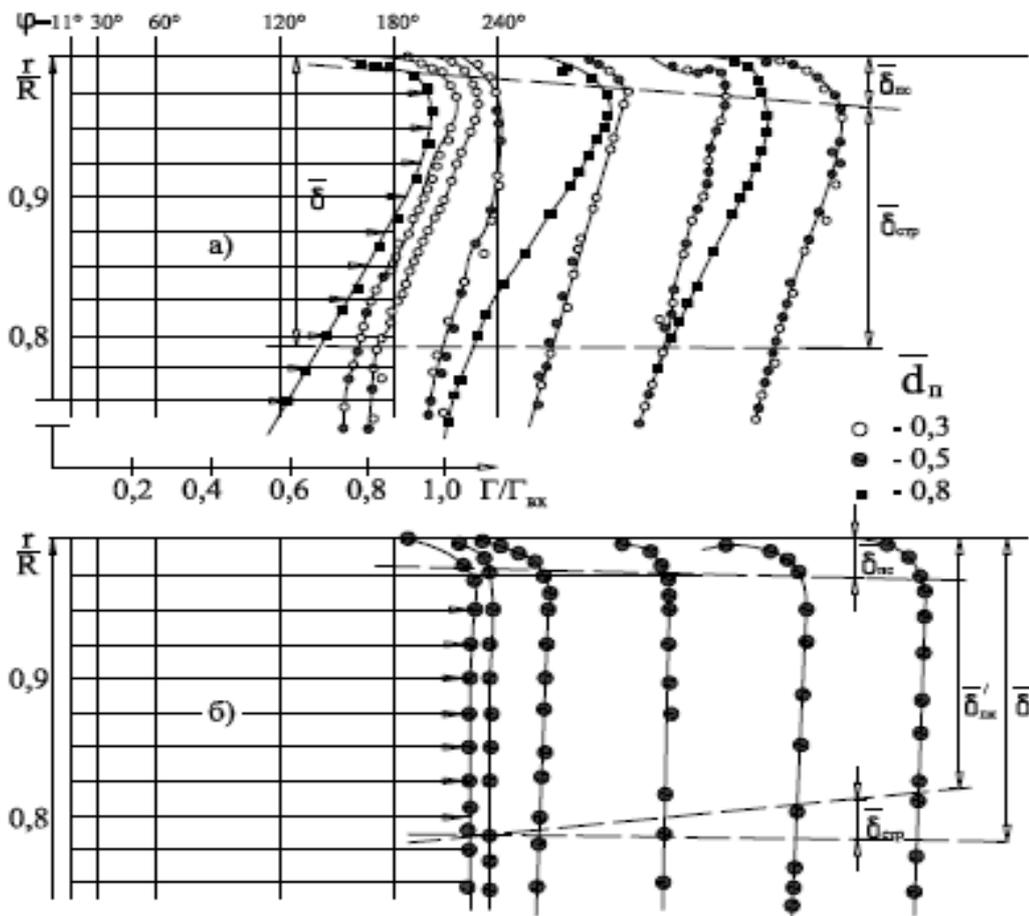


Рис.3.14.
Развитие полуограниченной струи в пристенной зоне вихревой камеры при:

а) - $\bar{h} = 0,12$ и разных пережимах \bar{d}_n ;

б) - $\bar{h} = 0,24$ и $\bar{d}_n = 0,5$

показатель степени в соотношении (3.21) изменяется от 1/5 до 1/14, а связь $n(\varphi)$ имеет экспоненциальный характер. Длина участка перестройки примерно постоянна и равна $\bar{\varphi}_n = \frac{\varphi}{360^\circ} = 0,6$, а характер перестройки зависит от \bar{h} и \bar{d}_n .

Размеры пристенной струи не зависят от n и \bar{d}_n , поэтому можно полагать, что отмеченное влияние вызвано изменением механизма турбулентного обмена в пристенном слое. Профили циркуляции скорости обобщаются соотношением (3.21) при показателях степени:

$$n = 16,2 \cdot \bar{\varphi}^{-0,197} \text{ при } \bar{d}_n \leq 0,3 \text{ и } \bar{\varphi} \leq 0,6; \quad (3.22)$$

$$n = 8,25 \cdot \bar{h}^{-0,215} \cdot \bar{\varphi}^{-0,195} \text{ при } \bar{d}_n > 0,3 \text{ и } \bar{\varphi} \leq 0,6; \quad (3.23)$$

На стабилизированном участке течения ($\bar{\varphi} > 0,6$) не выполняется «закон

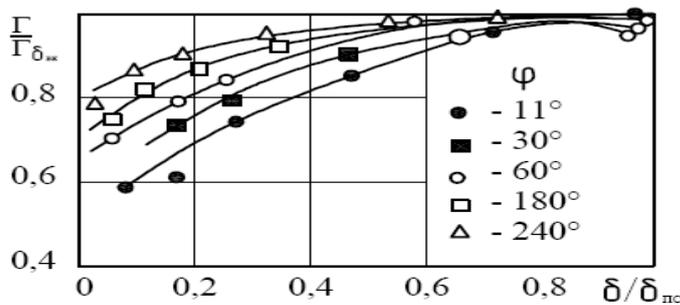


Рис.3.15.

Изменение наполненности профиля циркуляции скорости

в пристенном пограничном слое по мере развития полуограниченной струи в вихревой камере при $\bar{d}_n = 0,5$; $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{h} = 0,2$

1/7», как это принято в зависимости (3.16), а $n = 14$.

Обработка опытных данных по циркуляции струйной части пристенной зоны, выполненная в координатах $\frac{\Gamma - \Gamma_{я}}{\Gamma_{\delta} - \Gamma_{я}} = f(\bar{\delta}_{i,стр})$, где

$$\bar{\delta}_{i,стр} = \frac{r_{\delta} - r}{r_{\delta} - r_{я}} \text{ - безразмерная тол-$$

щина струйного пограничного слоя, показала, что вид безраз-

мерного профиля близок к универсальному только для $\bar{d}_n = 0,8$. Для камер с $\bar{d}_n = 0,3; 0,5$ наполненность профиля существенно зависит от относительной высоты соплового аппарата (рис.3.16). Экспериментальное семейство профилей аппроксимировано полиномом третьей степени

$$\frac{\Gamma - \Gamma_{я}}{\Gamma_{\delta} - \Gamma_{я}} = 1 + A\bar{\delta}_{i,стр} + B\bar{\delta}_{i,стр}^2 + C\bar{\delta}_{i,стр}^3 \quad (3.24)$$

где параметры А, В, С не зависят от $\bar{\varphi}$ и однозначно связаны только с \bar{h} :

$$\left. \begin{aligned} A &= 3,68 + 39,5\bar{h} - 118,5\bar{h}^2 \\ B &= 3,29 - 49,6\bar{h} + 13,5\bar{h}^2 \\ C &= -0,888 + 17,7\bar{h} - 53,4\bar{h}^2 \end{aligned} \right\} \text{при } \bar{d}_n < 0,8$$

$$A = -0,396; B = -1,17; C = 0,577 \text{ при } \bar{d}_n \geq 0,8.$$

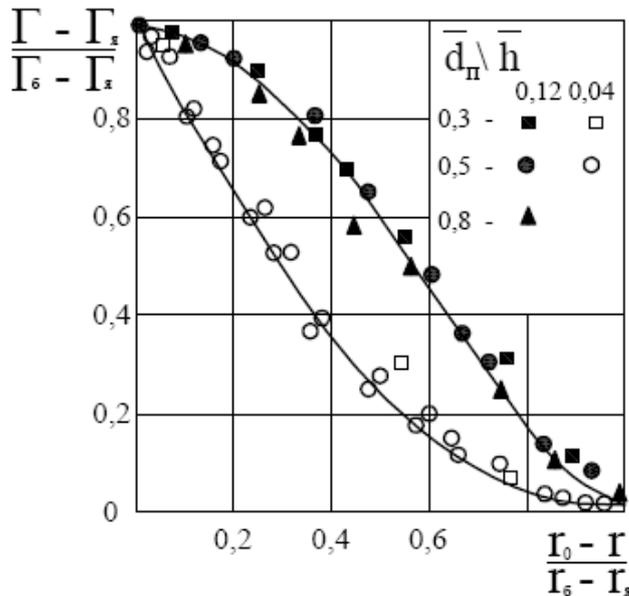


Рис.3.16.

Наполненность безразмерного профиля струйного пограничного слоя в вихревой камере при изменении \bar{d}_n и \bar{h}

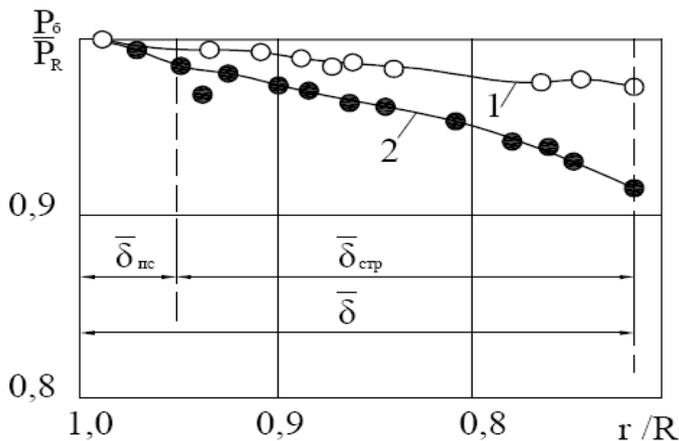


Рис.3.17.

Изменение относительного статического давления в пристенной зоне вихревой камеры при пережимах:

$$1 - \bar{d}_n = 0,3; 2 - \bar{d}_n = 0,5$$

Известно, что влияние кривизны поверхности на условия течения проявляются в градиенте давления по толщине пограничного слоя. Обработка данных по распределению статического давления в пристенном слое, исследуемых нами, всех конструктивных вариантов камер показала, что давление поперек пристенного пограничного слоя практически постоянно при любых \bar{d}_n . Заметный градиент давления имеет место только в струйной части пристенной зоны течения (рис.3.17).

Обратимся к экспериментальному исследованию турбулентного напряжения трения на боковой поверхности вихревой камеры. Для определения напряжения трения использован метод Престона [82], который широко известен в практике измерений турбулентных пограничных слоев. Метод основан

на экспериментально установленной закономерности об однозначной связи между скоростью потока и напряжением поверхностного трения не только для ламинарного подслоя, но и для некоторой области ядра турбулентного пограничного слоя. Исходя из того, что кривизна поверхности и диафрагмирование камеры определяют специфику рассматриваемого течения, коэффициент трения находился в виде следующей функциональной зависимости для:

$$C_f = f\left(E_k, \frac{r_n}{R}, \frac{x}{R}, \frac{h}{R}\right) \quad (3.25)$$

где $E_k = \frac{v}{W_{\phi\delta_0} R}$ - число Экмана, являющееся критерием существования

пограничного слоя во вращающейся жидкости [30,129]; x - расстояние от начала криволинейного участка течения.

На рис.3.18 и 3.19 представлены средние значения C_f по сечениям ка-

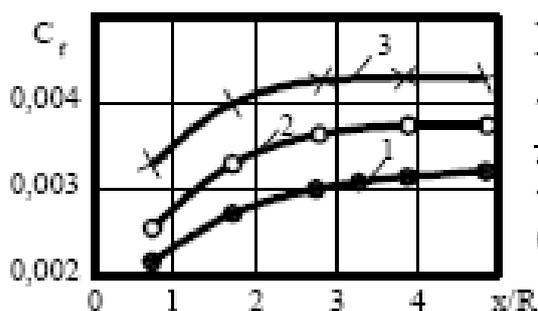


Рис.3.18.

Изменение коэффициента поверхностного трения по периметру вихревой камеры при $\bar{d}_n = 0,8$, $\bar{h} = 0,12$ и числах E_k : 1 - $0,15 \cdot 10^{-5}$; 2 - $0,21 \cdot 10^{-5}$; 3 - $0,31 \cdot 10^{-5}$

меры. Общей закономерностью для всех опытных данных является наличие двух характерных участков в законе сопротивления, что согласуется с экспериментами по плоским пристенным струям, развивающимся в спутном потоке [24,102].

На первом участке, области перестройки пограничного слоя полуограниченной струи, C_f возрастает до некоторого значения. На втором C_f можно принять постоянным по поверхности камеры, при этом диапазон изменения $C_f = 0,002-0,004$ согласуется с данными КазНИИЭ [101]

Заслуживает внимания существенное влияние пережима на закон сопротивления (рис.3.19), что согласуется с данными работы [16] и свидетельствует о влиянии ядра потока в камере на пристенное течение, которое проявляется в

увеличении затрат момента количества движения в пристенном слое на вовлечение во вращательное движение воздушных масс, подтекающих в объем камеры через отверстие пережима, что приводит к значительному уменьшению $W_{\phi\delta}$.

Постоянство закона сопротивления на втором участке течения облегчает задачу обобщения данных, которое для первого участка выглядит так:

$$C_f = 0,972 \cdot E_K^{0,464} \cdot \bar{d}_n^{-0,365} \cdot \bar{h}^{-0,13} \cdot \left(\frac{x}{R}\right)^{0,258} \quad (3.26)$$

Исследование течения в пристенной зоне позволяет внести ясность в возникновение потерь момента количества движения на участке от входа в камеру до формирования в ней осесимметричного вращающегося турбулентного потока. Пристенная зона состоит из трех частей: непосредственно пристенного пограничного слоя, струйного пограничного слоя, обращенного к ядру потока в камере и буферной зоны между ними. В пристенном слое незначительной толщины $\bar{\delta}_{nc}$ происходит

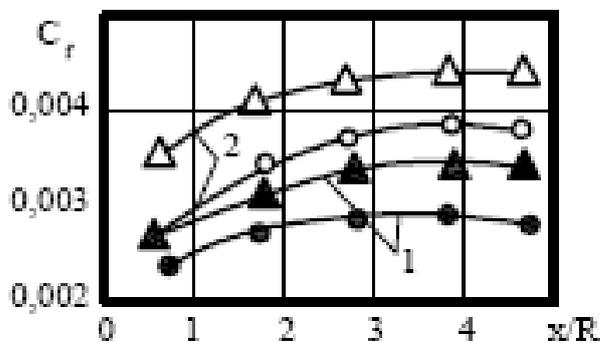


Рис.3.19.

Влияние пережима (1 - $\bar{d}_n = 0,5$; 2 - $\bar{d}_n = 0,8$) на коэффициент C_f в вихревой камере при $\bar{h} = 0,12$ и числах E_K : $\circ, \bullet - 0,21 \cdot 10^{-5}$; $\Delta, \blacktriangle - 0,31 \cdot 10^{-5}$

меру до формирования в ней осесимметричного вращающегося турбулентного потока. Пристенная зона состоит из трех частей: непосредственно пристенного пограничного слоя, струйного пограничного слоя, обращенного к ядру потока в камере и буферной зоны между ними. В пристенном слое незначительной толщины $\bar{\delta}_{nc}$ происходит

основная потеря момента количества движения, обусловленная трением потока о стенку. Внутри этого слоя тангенциальная компонента скорости приспособляется к ее значению на стенке посредством вязкости, вследствие чего он может быть назван «экмановским слоем» [30,129]. Внутри тонкого слоя кориолисова сила уравновешивается вязким сдвигом, а давление остается практически постоянным (рис.3.17). Поскольку центробежная сила не компенсируется градиентом давления, то частицы среды перемещаются в радиальном направлении, способствуя турбулизации пристенного течения. Именно этим можно объяснить изменение наполненности профиля циркуляции скорости

(рис.3.15) вызывающее отклонение от «закона 1/7». Дестабилизирующее влияние центробежных сил на слой согласуется с условием (2.43) устойчивости вращающегося потока, так как в пристенном слое $\frac{d\Gamma}{dr} < 0$, а причиной неустойчивости являются макровихри Тэйлора-Гертлера [106]. Через центробежное поле проявляется заметное воздействие диафрагмирования камеры \bar{d}_n на величину напряжения трения на стенки, что отражено в формуле (3.26). Особенности пристенной зоны в циклонно-вихревых камерах можно использовать для интенсификации процессов тепло- и массообмена [127], организуя эффективную воздушную завесу в ЦВП. На завесу можно воздействовать, используя многосопловой ввод среды или вдув по боковой поверхности камеры [18,19]. Струйная часть пристенной зоны течения является гидродинамически устойчивой ($\frac{d\Gamma}{dr} > 0$). Она сопрягается с квазипотенциальной зоной потока в объеме камеры, и центробежные силы в этом слое компенсируются ощутимым градиентом давления (рис.3.17).

Примечательной особенностью пристенной зоны течения в циклонно-вихревых камерах также является наличие, при определенных условиях, «потенциального кольца» между пристенным и струйным слоями (рис.3.14б). При больших величинах \bar{h} и \bar{F} этот буферный слой смыкается по периметру и заключает турбулентное вращающееся ядро основного потока в потенциальную оболочку. Если обратиться к рис.3.10, то наличием «потенциального кольца» можно объяснить практически неизменную протяженность пристенной зоны при увеличении \bar{h} и сокращении до минимума потерь момента количества движения. Образование в пристенном слое «потенциального кольца» как раз совпадает с оптимальной высотой шлиц в вихревой камере. Сохраняя $\bar{F} = idem$, но увеличивая число входных сопел можно добиться замыкания составного «потенциального кольца» и снизить потери крутки на входе в вихревую камеру ЦВП.

Таким образом аэродинамический расчет пристенной зоны в ЦВП можно выполнить по двум вариантам: первый упрощенный, дает интегральную оценку потери момента количества движения и протяженности пристенной зоны; второй основывается на струйном представлении течения в пристенной зоне, с учетом полученных экспериментальных зависимостей, конкретный пример такого расчета приводится в работе [111].

3.2 Расчет турбулентного ядра закрученного потока в вихревой камере предтопка.

Поскольку в объеме вихревой камеры предтопка представляет интерес расчет давления и всех составляющих вектора скорости с учетом сил трения, то обратимся к уравнениям Навье-Стокса.

При учете сил трения в закрученном потоке в предположении, что они пропорциональны скорости деформации (закон трения Стокса), уравнения (2.2)-(2.4) дополняются членами, учитывающими вязкость, и примут вид:

$$W_r \cdot \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{W_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{r \partial \varphi} +$$

$$+ \mathcal{V} \cdot \left(\frac{\partial^2 W_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 W_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 W_r}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{W_r}{r^2} \right) \quad (3.27)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + \frac{W_r \cdot W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{r \cdot \partial \varphi} +$$

$$+ \mathcal{V} \cdot \left(\frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 W_\varphi}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \cdot \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} - \frac{W_\varphi}{r^2} \right) \quad (3.28)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial W_x}{\partial \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial W_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} +$$

$$+ \mathcal{V} \cdot \left(\frac{\partial^2 W_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 W_x}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 W_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_x}{\partial r} \right), \quad (3.29)$$

где \mathcal{V} – коэффициент кинематической вязкости.

В случае осесимметричного движения $\left(\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0\right)$ уравнения (3.27), (3.28)...(3.29) упростятся. Преобразуем их так, чтобы в качестве переменных величин они включали циркуляцию тангенциальной скорости и характеристику стока среды [107]. Введем осесимметричную функцию тока ψ , удовлетворяющую уравнению сплошности (2.1), из которого следует, что

$$W_r = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial x}, \quad (3.30)$$

$$W_x = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad (3.31)$$

С учетом принятых допущений, уравнение (3.28) примет вид:

$$\frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial r} - \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial r} \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial \xi} = \frac{2\bar{r}}{\text{Re}} \cdot \frac{\partial^2 \bar{\Gamma}}{\partial r^2} + \frac{a}{2\text{Re}} \cdot \frac{\partial^2 \bar{\Gamma}}{\partial \xi^2} \quad (3.32)$$

Уравнения (3.27, 3.28, 3.29), после исключения из них давления путем приравнивания смешанных производных, преобразуются в равенство:

$$\begin{aligned} \bar{\Gamma} \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial \xi} = \text{Ro}^2 \left\{ 4\bar{r}^2 \left[\frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial \xi^2} \cdot \frac{\partial^3 \bar{\psi}}{\partial r^3} - \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial r} \cdot \frac{\partial^3 \bar{\psi}}{\partial \xi \partial r^3} - \frac{2}{\text{Re}} \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial^3 \bar{\psi}}{\partial r^3} + \bar{r} \cdot \frac{\partial^4 \bar{\psi}}{\partial r^4} \right) \right] + \right. \\ \left. + a \cdot \left[\bar{r} \cdot \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial^3 \bar{\psi}}{\partial r \cdot \partial \xi^2} - \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial^2 \bar{\psi}}{\partial \xi^2} - r \cdot \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial^3 \bar{\psi}}{\partial \xi^3} - \frac{1}{\text{Re}} \cdot \left(4\bar{r}^2 \cdot \frac{\partial^4 \bar{\psi}}{\partial r^2 \partial \xi^2} + \frac{a\bar{r}}{2} \cdot \frac{\partial^4 \bar{\psi}}{\partial \xi^4} \right) \right] \right\} \quad (3.33) \end{aligned}$$

В уравнения (3.32) и (3.33) применительно к вихревой камере, входят следующие безразмерные величины: отношение радиусов - $\bar{r} = \left(\frac{r}{r_o}\right)^2$; осевая координата - $\xi = \frac{x}{\ell_o}$; отношение характерных радиального (перезжим камеры) и осевого (длина камеры) размеров - $a = \left(\frac{r_o}{\ell_o}\right)^2$; функция тока - $\bar{\psi} = \frac{\psi}{V_L \cdot \ell_o}$; циркуля-

ция - $\bar{\Gamma} = \frac{\Gamma}{\Gamma_0}$; радиальное число Рейнольдса - $Re = \frac{\dot{V}_L}{\nu}$ и радиальное число Россби - $Ro_r = \frac{\dot{V}_L \cdot \ell_0}{\Gamma_0 \cdot r_0}$, где Γ_0 – характерное значение циркуляции (на входе в камеру).

В представленном виде анализ уравнений Навье-Стокса физически нагляден для закрученных потоков. Оказывается, что сложная и многообразная функциональная зависимость между циркуляцией скорости и функцией тока во вращающихся течениях имеет два критерия подобия: число Рейнольдса и число Россби, являющееся по сути отношением силы кориолиса к центробежной, то есть величиной $\bar{j} = \frac{W_r}{W_\varphi}$. Критерий Россби известен из литературы по метеорологии [130] и стал применяться в технических приложениях закрученных потоков как отношение радиального или осевого количества движения к угловому моменту количества движения [10]. В работе [19] отмечается, что нет установившегося понятия для критерия степени крутки потока в вихревой камере, и авторы определяют «параметр Россби», как отношение W_r и W_φ . В большинстве работ, как и последних работах ИТФ СО РАН [23] используется простой геометрический параметр:

$$S = \frac{\pi D_{\text{ВЫХ}} D_0}{4 \sum F_{\text{ВХ}}} \quad (3.34)$$

Уравнения (3.30)...(3.33) сохраняют сложность первоначальных уравнений Навье-Стокса и возможность получения точных или «почти точных» решений только в особых случаях [30]. Следуя методике ЛПИ-ДВПИ [107,111] рассмотрим полуэмпирический расчет параметров в основном объеме камеры, исходя из экспериментальных данных, которые существенно отличаются от распределения параметров в слабозакрученном потоке [134].

Поскольку сведений об особенностях турбулентной структуры закрученных потоков накоплено еще недостаточно, представляется целесообразным

следующий подход к решению задачи о распределении параметров в турбулентном ядре закрученного потока.

Анализ экспериментальных данных по осредненным параметрам потока в объеме камер (гл.2, п.2.2) показал, что вращающийся поток можно рассматривать как осесимметричный, а характерные поверхности потока как цилиндрические. Распределение тангенциальной составляющей скорости таково, что:

$$\frac{\partial W_{\varphi}}{\partial r} \gg \frac{\partial W_{\varphi}}{\partial x}, \quad (3.35)$$

за исключением приосевой зоны. При этом профиль $W_{\varphi} = W_{\varphi}(r)$ хорошо аппроксимируется зависимостью (2.52). Характер изменения осредненных параметров потока и имеющиеся сведения о его микроструктуре [101] свидетельствуют о высокой степени турбулентности ядра вращающегося потока.

После упрощений с учетом (3.35) представим уравнение равновесия турбулентного закрученного потока в тангенциальном направлении, опустив знаки осреднения параметров, в виде

$$W_r \cdot \frac{\partial W_{\varphi}}{\partial r} + \frac{W_{\varphi} W_r}{r} = \rho \cdot \frac{\partial \tau_{\varphi r}}{\partial r} + 2 \cdot \frac{\tau_{\varphi r}}{r}, \quad (3.36)$$

где связующим звеном между осредненными параметрами потока W_{φ} , W_r и его турбулентной структурой является турбулентное касательное напряжение трения $\tau_{\varphi r}$.

Исходя из общих соображений о $\tau_{\varphi r}$ как о градиентной зависимости от изменения циркуляции скорости по радиусу $\frac{\partial \Gamma}{\partial r}$ и анализа размерностей [52], представим напряжение трения в турбулентном ядре вращающегося потока так:

$$\tau_{\varphi r} = \alpha \rho \cdot \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial r} \right)^2, \quad (3.37)$$

где α – величина, характеризует его турбулентную структуру.

На рис.3.20 показаны распределения $\frac{\tau_{\varphi r}}{\bar{\tau}}$, полученные по (3.37) с привлечением аппроксимации, которые находятся в соответствии с экспериментом (рис.3.20). Исходя из экспериментального анализа турбулентной структуры закрученного потока в работе [101] подчеркивается, что величина турбулентного касательного напряжения трения является его основной характеристикой и определяет интенсивность смесеобразования в вихревых камерах (рис. 3.21).

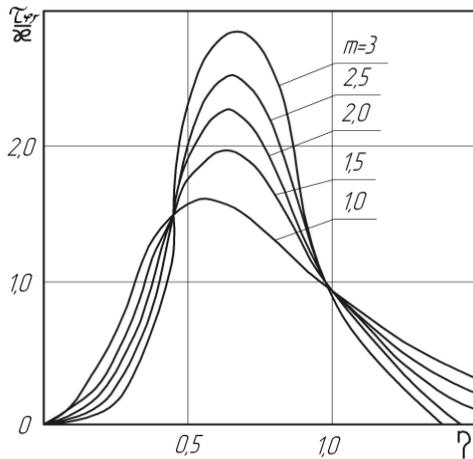


Рис.3.20.

Расчетное распределение безразмерного турбулентного напряжения трения по (3.37) и (2.52) при различных значениях формпараметра m .

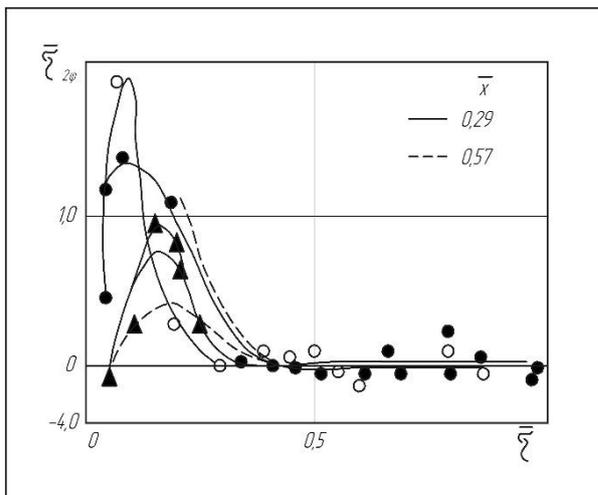


Рис.3.21.

Экспериментальное изменение $\tau_{r\varphi}$, отнесенного к напряжению на стенке, по радиусу вихревой камеры при $\bar{d}_n = 0,4$ [102]

В дальнейшем решении задачи используем аппроксимацию для тангенциальной составляющей скорости, то есть семействе безразмерных профилей циркуляции (рис.3.22):

$$\bar{\Gamma} = \eta \cdot \left(\frac{2\eta}{1 + \eta^2} \right)^m \quad (3.38)$$

По условию устойчивого равновесия вращающейся среды, циркуляция скорости в турбулентном ядре потока должна возрастать до границы с пристенной зоной течения радиусом $\eta_{я}$, определяемым по (2.34), чему соответствует пунктирная линия на рис.3.23 и соотношение:

$$\eta_{я} = \sqrt{\frac{m+1}{m-1}} \quad (3.39)$$

стует пунктирная линия на рис.3.23 и соотношение:

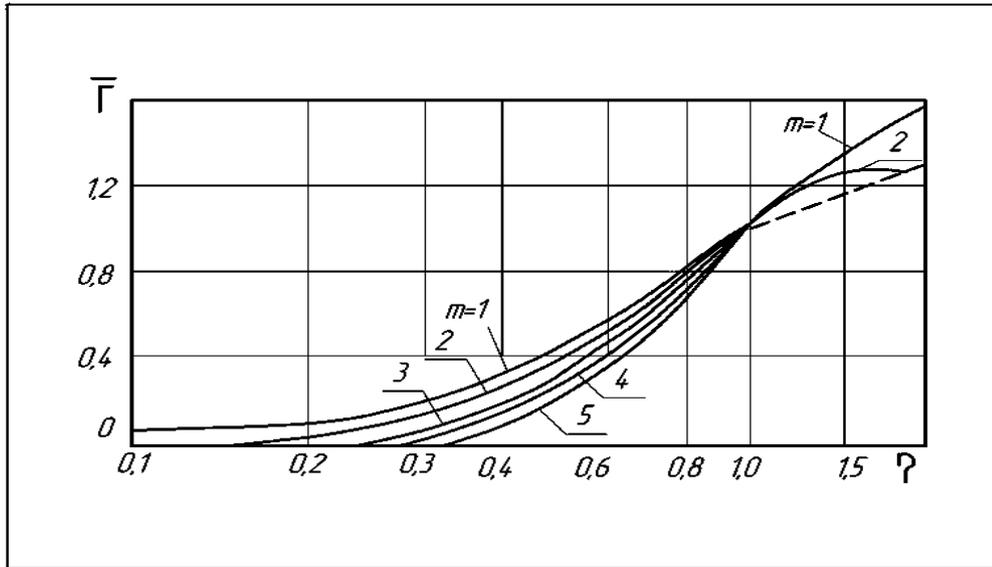


Рис.3.22.
Распределение циркуляции скорости по (3.38) при различных значениях m .

При неизменности формпараметра m для камеры с определенными геометрическими характеристиками, особенностью предлагаемого подхода к решению задачи для турбулентного ядра потока в камере является отсутствие ограничения на коэффициент турбулентной вязкости ν_T . Если, исходя из анализа размерностей, определить коэффициент ν_T как:

$$\nu_T = \alpha^{1/2} \cdot r \cdot \sqrt{\frac{\tau_{\varphi x}}{\rho}} \quad (3.40)$$

то с учетом (4.14) получаем:

$$\nu_T = \alpha r \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial r}, \quad (3.41)$$

или в безразмерной форме

$$\nu_T = \frac{\nu_T}{W_{\varphi \max} \cdot r_{\varphi \max}} = \alpha \eta \cdot \frac{\partial \bar{\Gamma}}{\partial \eta} \quad (3.42)$$

На рис.3.23 показано изменение $\frac{\bar{\nu}_T}{\alpha} = \frac{\bar{\Gamma}_T}{\alpha^{1/2}}$ по радиусу η согласно (3.42) и (3.38). Расчетное распределение турбулентной вязкости (3.39) находится в качественном соответствии с оценкой коэффициента турбулентного перемешивания.

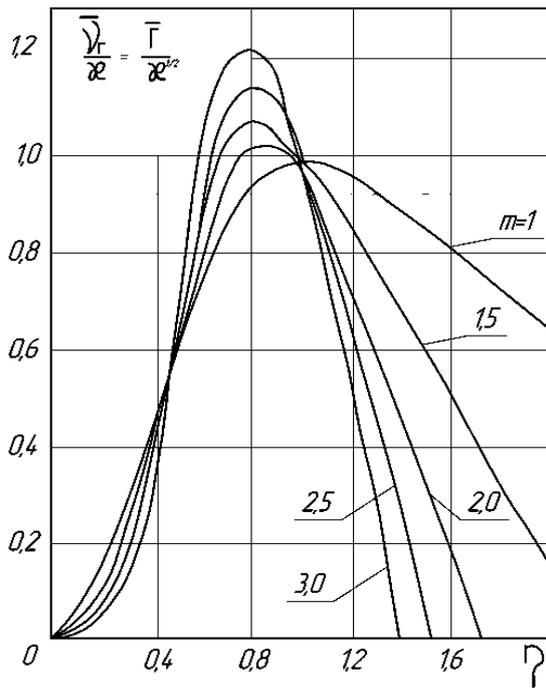


Рис.3.23.

Расчетное изменение коэффициента турбулентной вязкости по (3.42) и (3.38)

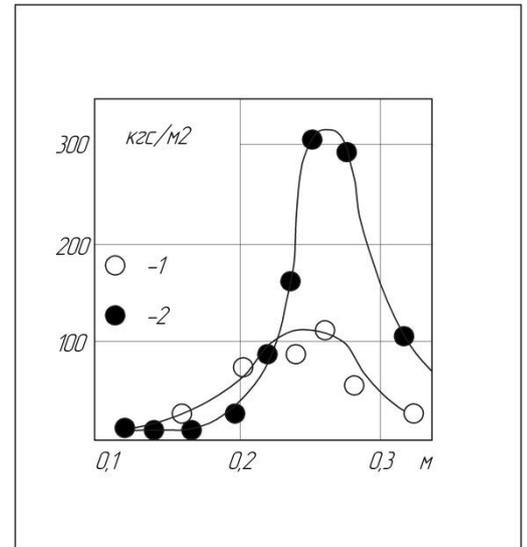


Рис.3.24.

Изменение коэффициента турбулентного перемешивания по радиусу вихревой камеры ЦКТИ [40] при $\bar{d}_n = 0,27$ и высоте сопла: 1 – 12 мм; 2 – 6 мм.

вания в вихревой камере ЦКТИ (рис.3.24) и с экспериментальным исследованием турбулентной структуры потока в циклонной камере МВТУ [104]. Если согласно (3.41) безразмерный коэффициент турбулентной вязкости представить так:

$$\bar{\nu}_T = \frac{\nu_T}{\nu} = \alpha \text{Re}_{\varphi \max} \eta \frac{\partial \Gamma}{\partial \eta}, \quad (3.43)$$

где $\text{Re}_{\varphi \max} = \frac{W_{\varphi \max} \cdot r_{\varphi \max}}{\nu}$ - число Рейнольдса в характерной точке закрученного потока, то из (3.43) видно, что в основном объеме циклонно-вихревых камер ν_T во много раз превышает коэффициент молекулярной вязкости, что также имеет экспериментальное подтверждение [101].

Приняв для ядра потока аппроксимацию для тангенциальной составляющей скорости (2.52), из уравнения (3.36) получим следующее распределение безразмерной радиальной скорости:

Приняв для ядра потока аппроксимацию для тангенциальной составляющей скорости (2.52), из уравнения (3.36) получим следующее распределение безразмерной радиальной скорости:

$$V = \frac{W_r}{W_{\varphi \max}} = 2 \varkappa \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^m \left[\left(1 + m \frac{1-\eta^2}{1+\eta^2} \right)^2 - \frac{4m\eta^2}{(1+\eta^2)^2} \right], \quad (3.44)$$

После подстановки в уравнение сплошности (2.1) в безразмерном виде:

$$\frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial v \eta}{\partial \eta} = 0 \quad (3.45)$$

и интегрирования (3.45), получим расчетную формулу для осевой скорости:

$$u = \frac{W_x}{W_{\varphi \max}} = - \frac{2\varkappa}{\eta \cdot (1+\eta^2)^3} \cdot \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^m \cdot [(m+1)^3 \cdot (1-\eta^2)^3 + 6m^2\eta^2 \cdot (\eta^4 - 1) - 8m\eta \cdot (1+2\eta^2) + 2\eta^6 + 6\eta^2] \cdot \xi + C(\eta) \quad (3.46)$$

Постоянную величину \varkappa определим из материального баланса камеры. Общий расход газа можно представить через параметры на границе ядра потока:

$$\dot{V} = K_q \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{\text{я}} \cdot W_{\text{ря}} \cdot L, \quad (3.47)$$

где K_q – коэффициент, учитывающий торцевые перетечки из пристенной зоны.

С другой стороны, \dot{V} равен произведению входной скорости на площадь входных сопел:

$$\dot{V} = W_{\text{вх}} \Sigma f_{\text{вх}}, \quad (3.48)$$

Приравнивая правые части (3.47) и (3.48) с учетом (3.44) и (3.39) получим:

$$\varkappa = \text{Ro}_r \cdot \frac{\bar{d}_n \cdot m}{4 \cdot \bar{L} \cdot K_q \cdot (m^2 - 1)}, \quad (3.49)$$

где $\text{Ro}_r = \frac{\dot{V}}{2 \cdot \pi \cdot W_{\varphi \text{я}} \cdot r_{\text{я}} \cdot r_n}$ – число Россби для радиального потока;

\bar{d}_n и \bar{L} – относительный пережим и калибр камеры.

Выражение для коэффициента \varkappa , характеризующего турбулентную структуру ядра потока, показывает, что \varkappa зависит от основных геометриче-

ских параметров, но прежде всего от отношения кориолисовой и центробежной сил на границе ядра потока с учетом его размеров ($r_я$) и диафрагмирования ($r_п$), которые в комплексе включает в себя критерий Ro_r . Остальные величины дополняют особенности диссипации энергии в ядре потока, обусловленные конкретными условиями генерации вихря и стока.

В частном случае (при $m = 1$) расчетные уравнения для радиальной (4.30) и осевой (4.32) составляющих скорости переходят в уравнения (2.51) и (2.50), что объясняется одинаковой аппроксимацией для тангенциальной составляющей скорости и схожестью исходных предпосылок в решениях относительно того, что турбулентный перенос определяется градиентом момента количества движения. Однако, изложенный подход к решению задачи имеет большую общность, поскольку включает элементы теории подобия при увязке осредненных параметров потока с особенностями его турбулентной структуры и использует аппроксимацию для циркуляции скорости, обобщающую многочисленные опытные данные.

Расчетные профили радиальной и осевой составляющих скорости (рис.3.25) соответствуют следующей схеме перемещений потока в камере. В

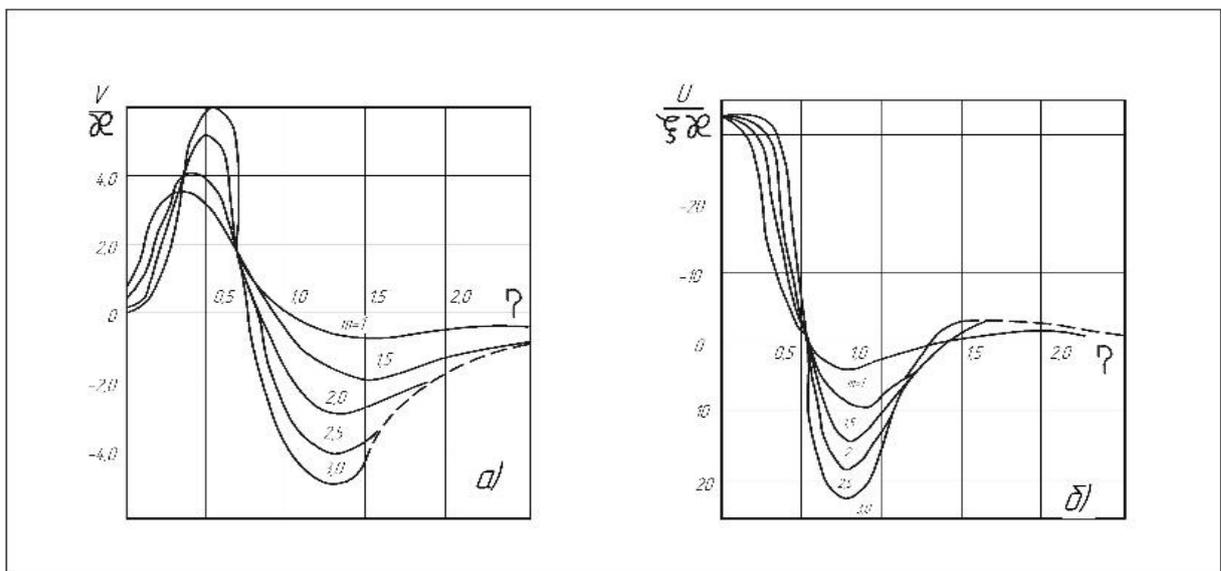


Рис.3.25.

Расчетные зависимости безразмерной радиальной (а) и осевой (б) составляющих скорости по (4.30) и (4.32) при различных значениях формпараметра m .

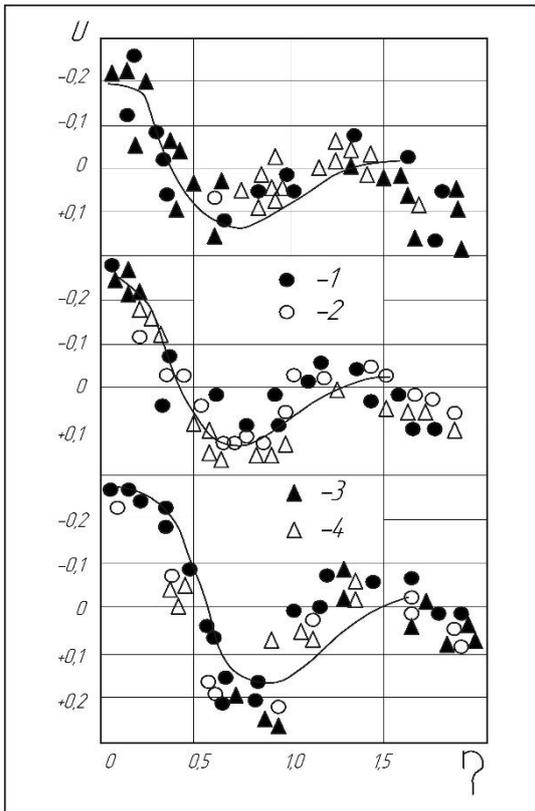


Рис.3.26.

Сравнение безразмерных расчетных профилей осевой скорости по (4.32) с опытными данными в трех сечениях циклонной камеры при \bar{F} : 1 – $2,21 \cdot 10^{-3}$; 2 – $4,42 \cdot 10^{-3}$; 3 – $6,63 \cdot 10^{-3}$; 4 – $8,84 \cdot 10^{-3}$.

Величина и направление дополнительного осевого течения, учитываемого функцией $C(\eta)$, определяются дополнительным аксиальным вводом среды и перетечками в пристенной зоне у торцевой поверхности камеры (Рис.3.26).

Из уравнения (2.2) следует, что при принятых для турбулентного вихревого ядра допущениях, распределение давления по радиусу камеры зависит только от поля центробежных сил и определяется видом функции $W = W(\eta)$.

Тогда с учетом аппроксимации тангенциальной скорости, уравнение для расчета давления примет вид:

$$\Delta \bar{P} = 2 \int \frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^{2m} \cdot d\eta + C \quad (3.50)$$

приосевой зоне возникает центральный обратный ток, вызывающий радиальные перетечки среды по направлению к периферии камеры. Максимальные положительные радиальные скорости располагаются на стыке центрального обратного тока с выходным вихрем. Граница приосевого обратного тока находится вблизи $\eta \approx 0,5$. Характерно, что при $\eta > 1$ аксиальное течение вновь меняет направление, то есть наблюдается кольцевой обратный ток. При построении профилей $\frac{u}{\xi \bar{u}} - \eta$ функция инте-

грирования $C(\eta)$ в (3.46) принята равной нулю. Распределение осевой скорости на рис.3.25б дано без учета функции $C(\eta)$, подбором которой можно откорректировать расчетный профиль в каждом конкрет-

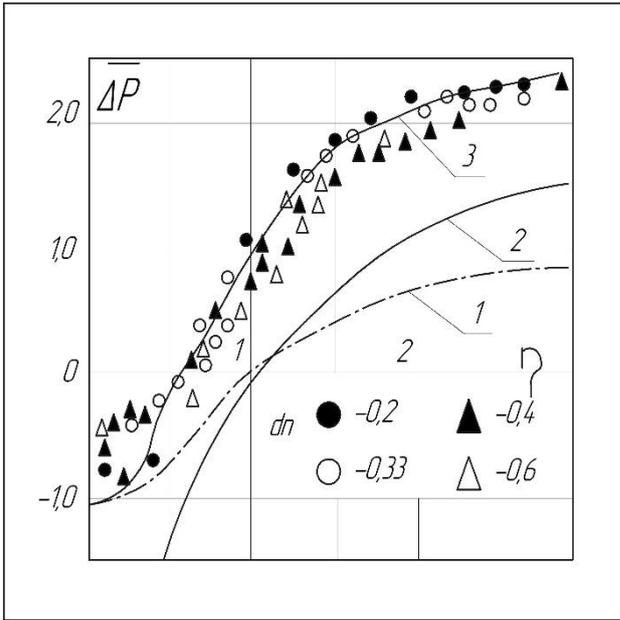


Рис.3.27.

Сравнение расчетных профилей давления для плоского вихря – 1, по формуле (2.52) – 2 и (3.50) – 3 с опытными данным для циклонной камеры при разных пережимах \bar{d}_n

Если принять для $W = W(\eta)$ аппроксимацию (2.52) при значении $m=1$, но при том же условии $\eta_{\Delta\bar{P}=0} = 1$, характер расчетного профиля давления (линия 2 на рис. 3.27) будет больше соответствовать опытным данным, но численные значения $\Delta\bar{P}$ значительно меньше. Причина заключается в том, что граничное условие $\Delta P = 0$ при $r = r_{\phi \max}$ для реальных камер ошибочно. Если исходить из закономерностей вращения в идеальной камере (рис.2.1) и переносить их на реальную, то границе между зоной избыточного давления и разрежения соответствует не переходу от квазипотенциального к квазитвердому вращению, а максимуму центробежной напряженности \bar{j}_u , радиусы которых совпадают только в идеальном случае [107].

Приняв граничным условие

$$\Delta P = 0 \text{ при } \frac{\partial \bar{j}_u}{\partial \eta} = 0 \quad (3.51)$$

для аппроксимации, получим, что $\eta_{\Delta P=0} = 0,575$ и расчетный профиль давления:

$$\Delta\bar{P} = 3 - \frac{4}{\eta^2 + 1}, \quad (3.52)$$

Постоянную интегрирования можно найти из условия конкретной зависимости $\Delta\bar{P} = 0$ от η . Для идеальной камеры (Рис.2.д) таким условием является граница между потенциальным и твердым вращением, $\Delta\bar{P} = 0$ при $\eta = 1$. Как видно из рис. 3.27 линия 1 далека от опытных данных по распределению давления в сечении вихревой камеры (Рис. 3.27).

Если принять для $W = W(\eta)$ аппроксимацию (2.52) при значении $m=1$, но при том же условии $\eta_{\Delta\bar{P}=0} = 1$, характер расчетного профиля дав-

который на рис.3.27 (линия 3) хорошо согласуется с опытными данными.

Для определения постоянной интегрирования в (3.50) из условия (3.51) находим связь формпараметра m с радиусом нулевого уровня статического давления

$$\eta_{\Delta P=0} = \sqrt{\frac{2m-1}{2m+1}}, \quad (3.53)$$

из которой следует, что $\eta_{\Delta P=0}$ изменяется в пределах от 0 до 1. На рис.3.28 приводятся несколько расчетных профилей давления. Пунктирной линией

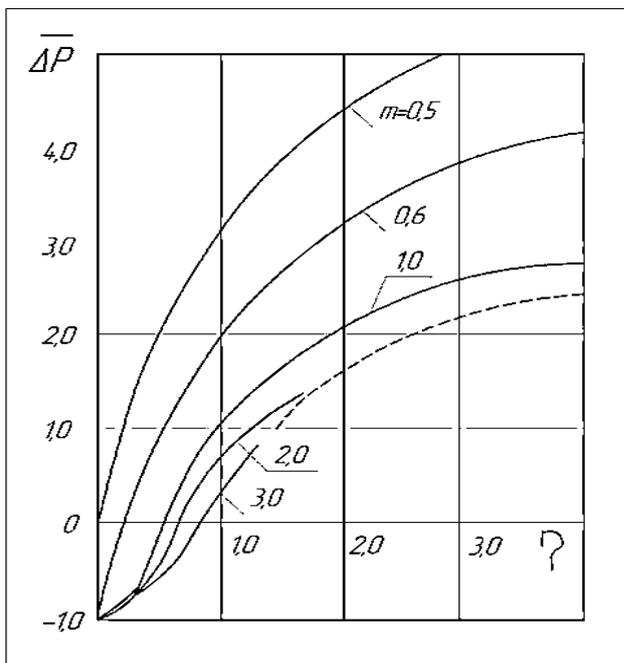


Рис.3.28.

Расчетные профили давления по зависимостям (3.50) и (3.52)

указана граница устойчивого вращения по (3.28). Давление, начиная с границы ядра потока, постоянно уменьшается на периферии потока и резко падает в зоне квазитвердого вращения. Положение нулевого уровня статического давления неразрывно связано с величиной общего перепада давления и существенно при его вычислении. При анализе опытных данных (рис.2.11) отмечалось, что $\eta_{\Delta P=0}$ находится в пределах от 0,5 до 0,85, и на него заметно влияет диафрагмирование камеры.

Поскольку в известных экспериментальных исследованиях не ставилась задача точного фиксирования радиуса $\eta_{\Delta P=0}$, то по ним затруднительно судить о достоверности зависимости (3.53) в широком диапазоне изменения геометрических характеристик циклонно-вихревых камер. С этой целью нами проведены опыты на вихревой камере при ее относительном диафрагмировании от 0,05 до 1. Глухой торец камеры перемещался в азимутальном направлении, и на нем имелся измерительный участок, который перемещался в радиальном



Рис. 3.29

Аэродинамическая модель камеры

направлении, что позволяло точно фиксировать границу зоны разрежения. (Рис.3.29)

Подтвердилось предположение о том, что граница квазипотенциального вращения определяется условиями стока из камеры, то есть ее диафрагмированием (рис.3.30а), и при относительно малой площади ввода воздуха практически совпадают с кромкой пережима. Поверхность нулевого уровня статического давления располагается в зоне квазитвердого вращения (рис.3.30б), Радиус нулевого

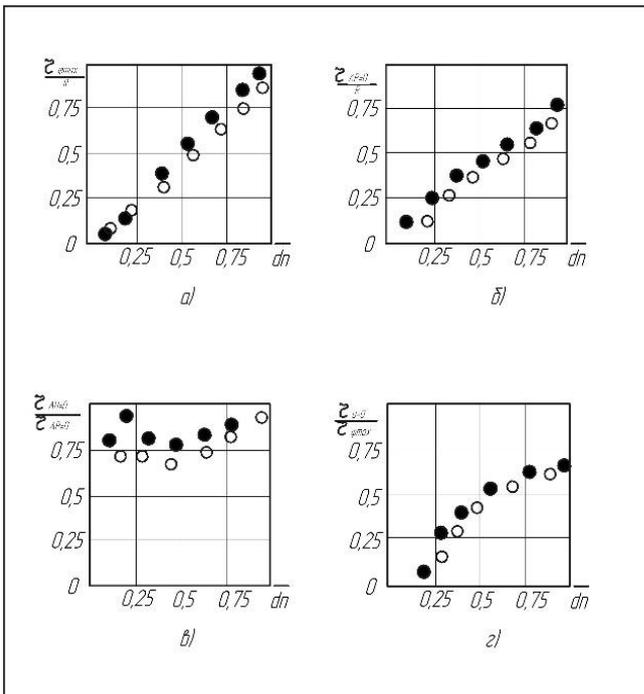


Рис.3.30.

Зависимость радиусов характерных поверхностей потока от пережима камеры \bar{d}_n при $\bar{L}=1$: $\bullet - \bar{F}=0,01$; $\circ - \bar{F}=0,02$

уровня полного напора однозначно связан с $r_{\Delta P=0}$, а их отношение больше по величине, чем для плоского вихря. С начала оно убывает, а затем возрастает (рис. 3.30в). Это можно объяснить тем, что с уменьшением \bar{d}_n выходящий поток препятствует проникновению в камеру эжектируемого, за счет разрежения, до полного исчезновения зоны осевого обратного тока (рис.3.30г).

Расположение нулевых уровней давления по сечению камеры при различных пережимах (рис.2.13) свидетельствует о деформации ядра

потока, вызванной односторонним вводом среды и особенностями развития течения в пристенной зоне. Смещение оси симметрии потока незначительно,

но существенно при определении $\eta_{\Delta P=0}$, и достоверности опытных данных, так как зондирование потока выполняется, как правило, путем замеров в одном сечении, проходящем через геометрическую ось камеры.

В расчетных профилях (рис.3.28) и в экспериментах (рис.2.13) разрежение на оси потока увеличивается, достигая максимума, а затем резко убывает.

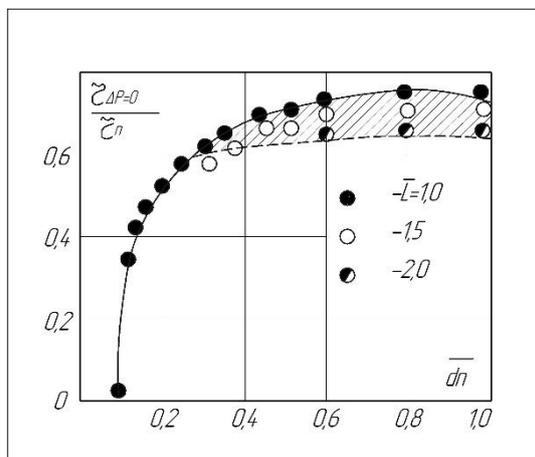


Рис.3.31.

Изменение радиуса зоны разрежения ($r_{\Delta P=0}$) относительно пережима камеры (r_n) в зависимости от диафрагмирования \bar{d}_n и калибра камеры \bar{L} .

В обоих случаях радиус $\eta_{\Delta P=0}$ смещается к оси потока до полного исчезновения области разрежения. При наименьших значениях \bar{d}_n в приосевой зоне наблюдались пульсации давления. В остальной части камеры с уменьшением \bar{d}_n давление только возрастает. Провалы давления в приосевой части камеры при $\bar{d}_n \geq 0,5$ вызваны прецессией вихря, то есть фактором, который при получении расчетной зависимости (3.44) не учитывался.

В целом же расчетные профили давления хорошо согласуются с опытными данными, которые подтверждаются аналогичным исследованием в ИТФ СО РАН поля давлений в вихревой камере с рассредоточенным по ее периметру подводом среды и изменении диафрагмирования также в широком диапазоне [19]. Увеличение калибра камеры приводит к незначительному сокращению зоны разрежения только при больших \bar{d}_n (рис.3.31).

Расчетное приращение давления $\delta \bar{P}$ в пристенной зоне камеры ($\eta > \eta_n$) можно получить из условия сохранения циркуляции скорости в этой зоне на уровне $\bar{\Gamma}_y$ по формуле:

$$\delta \bar{P} = \bar{\Gamma}_y^2 \cdot \left(\frac{m-1}{m+1} - \frac{1}{\eta^2} \right) \quad (3.54)$$

Общее гидравлическое сопротивление циклонно-вихревой камеры целесообразно представлять коэффициентом сопротивления:

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\text{вх}}^2} = \Delta \bar{P}_я \cdot \varepsilon_{\text{кя}}^2 \cdot \varepsilon_w^2 + 1 \text{ в котором отдельно учитывается потеря энергии}$$

в пристенной зоне, с помощью коэффициента сохранения скорости

$$\varepsilon_w = W_{\varphiя} / W_{\text{вх}} ,$$

и перепад давления, приходящийся на турбулентное ядро потока - $\Delta \bar{P}_я \cdot \varepsilon_{\text{кя}}^2$,

$$\text{где } \Delta \bar{P}_я = \frac{\Delta P_я}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \text{ max}}^2}, \quad \varepsilon_{\text{кя}} = \frac{W_{\varphi \text{ max}}}{W_{\varphiя}} .$$

Все расчетные зависимости для параметров в ядре потока включают формпараметр камеры m . Одним из возможных способов определения m является его связь (3.39) с границей ядра потока, из которой следует, что:

$$m = \frac{\eta_я^2 + 1}{\eta_я^2 - 1}, \quad (3.55)$$

Безразмерный радиус ядра потока

$$\eta_я = K_\eta K_{\varphi \text{ max}} \bar{d}_п^{-1} \quad (3.56)$$

учитывает диафрагмирование камеры $\bar{d}_п$, а также протяженность пристенной зоны, относительную высоту и площадь входных сопел, калибр камеры через коэффициенты K_η и $K_{\varphi \text{ max}}$ по зависимостям (2.46) и (2.49).

Из гидродинамических критериев, определяющим для формпараметра m , является число Россби, включающее особенности закрутки потока и стока его из камеры, поэтому компактнее можно представить m как функцию от Ro_r .

3.3. Аэродинамика камеры с комбинированной генерацией вихря

Из рассмотрения особенностей вихревого движения в объеме циклонно-вихревых камер следует, что их аэродинамическое достоинство заключается в своеобразной и сложной структуре закрученного потока, которая и позволила значительно интенсифицировать процесс сжигания топлива. Однако аэродинамические расчеты распределения параметров потока в первых циклонных

предтопках были весьма упрощенными [60,103] и не позволяли через условия генерации вихря управлять технологическим процессом в объеме вихревой камеры. Существенным препятствием в освоении циклонно-вихревой организации топочного процесса так же была необходимость в высоконапорных дутьевых вентиляторах. Следует заметить, что в циклонных предтопках для сжигания твердого топлива подача первичного и вторичного воздуха производилась от различных нагнетателей и даже не делалась попытка снизить гидравлическое сопротивление вихревой камеры за счет разрежения в ее приосевой зоне.

Нами детально исследовалась аэродинамика камеры со спутной генерацией вихря комбинацией тангенциального и аксиального подводов воздуха (рис. 3.32). Оба потока воздуха подавались от одного нагнетателя. Тангенциальный ввод обычный – по образующей камеры, а аксиальный – по каналу, с внешней стороны глухого торца с выходом затем через лопаточный завихритель в приосевую зону камеры. Завихритель обеспечивал равномерную раздачу потока. В его отсутствие симметрия потока в камере нарушалась. Конструкция камеры позволяла в широком диапазоне варьировать соотношения расходов воздуха. Опытные данные обобщались с применением двух чисел Россби:

радиального

$$Ro_r = \frac{W_{\text{ВХ}} \Sigma f_{\text{ВХ}} L}{2\pi L r_{\varphi \text{max}} W_{\varphi \text{max}} R} = \frac{\dot{V}_c}{2\pi \Gamma_{\varphi \text{max}} R} \quad (3.57)$$

и аксиального

$$Ro_x = \frac{4W_{\text{ВХ}}^x \Sigma f_{\text{ВХ}}^x d_x^2}{\pi d_x^2 r_{\varphi \text{max}} W_{\varphi \text{max}} R} = \frac{4\dot{V}_x}{\pi \Gamma_{\varphi \text{max}} R} \quad (3.58)$$

Поскольку результирующий закрученный поток при любых сочетаниях аксиального и тангенциального расходов имел характерную поверхность $r_{\varphi \text{max}}$ и $W_{\varphi \text{max}}$, то в обоих числах Россби соответствующие объемные расходы



Рис. 3.32

Модель камеры со спутной генерацией комбинированного вихря

отнесены к произведению характерной в потоке циркуляции скорости $\Gamma_{\varphi max}$ на радиус камеры R . Такой подход дает простую зависимость относительного

числа $\overline{Ro} = \frac{Ro_x}{Ro_r}$ с отношением расходов среды $\frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_r}$.

Исследования показали, что общий уровень циркуляции скорости значительно уменьшался при переходе от чисто тангенциального ввода к аксиальному, однако в каждом отдельном случае циркуляция скорости по длине камеры мало изменялась (рис.3.33), что явилось основанием для применения и в данном случае изложенной выше методики аэродинамического расчета. По опытным данным определялись и осреднялись по длине циклона масштабные величины $r_{\varphi max}$ и $W_{\varphi max}$,

Изменение циркуляции параметры на границе ядра потока r_{φ} и W_{φ} , нулевые уровни $r_{\Delta P=0}$ и $r_{\Delta H=0}$, обобщались безразмерные профили осредненных параметров.

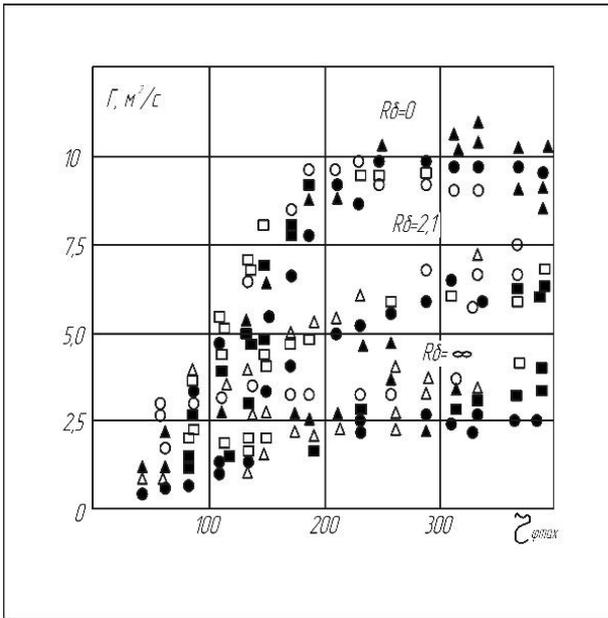


Рис.3.33

Циркуляции скорости в различных сечениях по радиусу камеры при тангенциальном ($\bar{Ro} = 0$), комбинированном ($\bar{Ro} = 2,1$) и аксиальном ($\bar{Ro} = \infty$) вводе воздуха

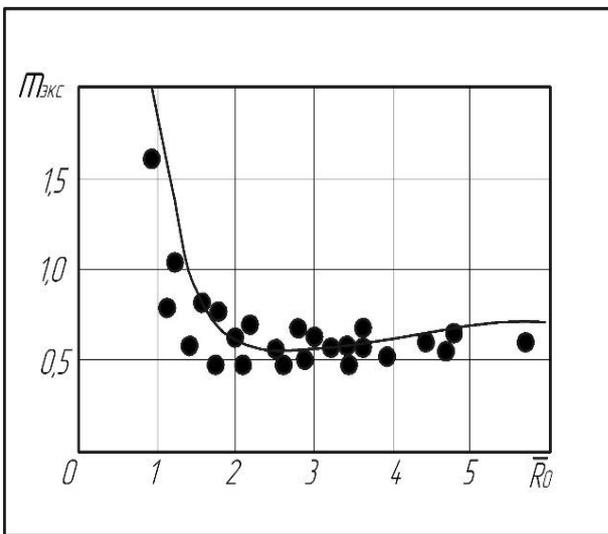


Рис.3.34.

Зависимость формпараметра $m_{экс}$ от \bar{Ro} для камеры с комбинированным вводом воздуха.

При комбинированном вводе воздуха размеры пристенной зоны уменьшились, ее безразмерная толщина $\bar{\delta} = 1 - K_{\eta}$ составляет от 0,012 до 0,1. Коэффициент сохранения скорости зависит не только от условий ввода потока, но и от соотношения расходов:

$$\varepsilon_w = (18,75 \cdot \bar{F} - 0,079) \cdot \bar{Ro}, \quad (3.59)$$

где \bar{F} изменялась от $0,82 \cdot 10^{-2}$ до $4,14 \cdot 10^{-2}$, а \bar{Ro} - от 1 до 10.

Наложение дополнительного осевого стока среды на радиальный привело к деформации профиля тангенциальной составляющей скорости, поэтому поиски связи формпараметра m проводились по двум вариантам. В первом расчетный профиль максимально приближался к опытному, путем нахождения осредненной величины m в координатах $\lg W - \lg \cdot \frac{2\eta}{1+\eta^2}$ по данным эксперимента. Во втором – формпараметр вычислялся по радиусу границы ядра потока $\eta_{я}$. Величины m , определенные по (3.55) для ряда режимов, оказались завышенными по сравнению со значениями, полученными графическим способом. Поскольку в

первом варианте обобщался весь профиль $W = W(\eta)$, то он и был принят за основу экспериментальной зависимости $m = f(\overline{Ro})$, которая при пережиге камеры $\overline{d}_n = 0,5$, имеет вид (рис.3.34):

$$m = \frac{4,271}{Ro^2} - \frac{3,855}{Ro} + 1,551 - 0,049\overline{Ro} \quad (3.60)$$

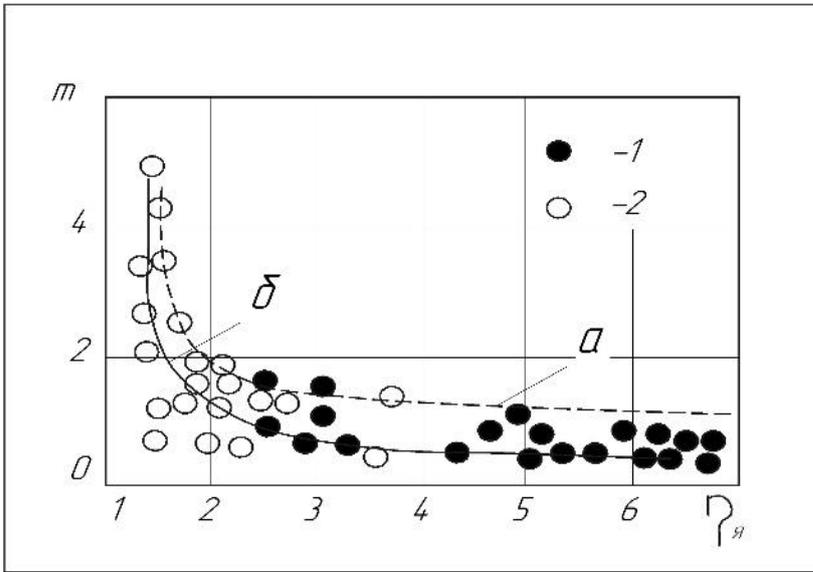


Рис.3.35
Соотношения (3.55) – а), (3.61) – б) и опытные данные для камеры с пережигом: 1 - $\overline{d}_n = 0,5$; 2 - $\overline{d}_n = 0,725$

Рассматриваемый пример генерации закрученного потока является тем случаем, когда проявляются недостатки аппроксимации (2.52). Если исходить строго из условия (3.34), то они очевидны при $m \leq 1$. Однако непрерывность и простота (2.52) позволяют ее принять и в случаях, когда соотношение (3.55)

не выполняется. Корректировка по опытным данным формпараметра m выглядит так:

$$m = \frac{\eta_y^2 + 1}{\eta_y^{2,4} - 1} \quad (3.61)$$

чему соответствует сплошная линия на рис.3.35. Положение характерных зон вращающегося потока существенно изменяется при комбинированном вводе среды. Коэффициент смещения радиуса максимальной тангенциальной скорости от кромки пережигателя уменьшается до 0,3 (рис.3.36) и при $\overline{d}_n = 0,5$ обобщается зависимостью

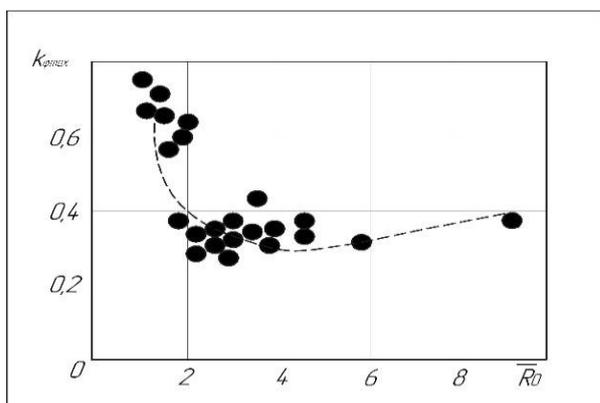


Рис.3.36.

Смещение $r_{\varphi \max}$ от радиуса пережима камеры в зависимости от \bar{Ro} для камеры с комбинированным вводом воздуха

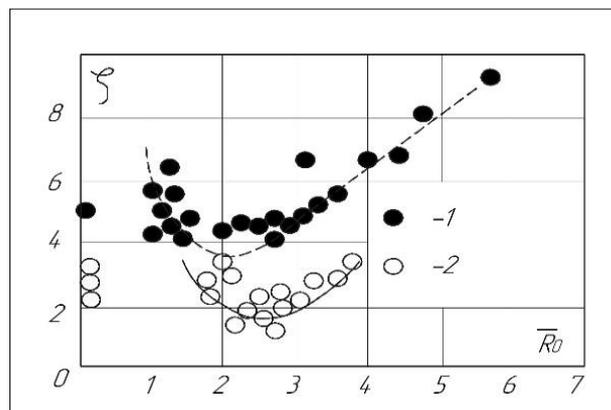


Рис.3.37.

Влияние числа \bar{Ro} на коэффициент гидравлического сопротивления камеры при пережимах: 1 - $\bar{d}_n = 0,5$; 2 - $\bar{d}_n = 0,725$

$$K_{\varphi \max} = 0,65 + \frac{2,63}{\bar{R}_o + 1} - \frac{2,02}{\bar{R}_o + 1} \quad (3.62)$$

Примечательна закономерность общего гидравлического сопротивления как функция \bar{Ro} (рис.3.37). Коэффициент гидравлического сопротивления, учитывающий перепад полного напора перед камерой, имеет минимальное значение при $\bar{Ro} = 1,5 \dots 2,5$. С уменьшением диафрагмирования камеры абсолютное значение ζ снижается, а его минимум сдвигается в сторону возрастания доли аксиально вводимого воздуха. Относительный перепад давления, приходящийся на тангенциальный ввод воздуха, незначительно уменьшается с ростом \bar{Ro} .

Результирующее влияние на ζ оказывает сопротивление осевого ввода среды, вследствие проявления эжекционной способности закрученного потока. Оптимальным, с точки зрения смещения и гидравлического сопротивления, для исследованной камеры является режим, когда осевой подвод составляет $\approx 25\%$ от общего расхода.

Глава 4. Исследование и наладка головного образца котла с циклонно-вихревым предтопком

4.1. Огневой промышленный стенд

На основании аэродинамических исследований [107] разработана конструкция циклонного предтопка ДВПИ с воздушным охлаждением и комбинированным вводом воздуха [3].

Экспериментальные исследования по доводке циклонного предтопка ДВПИ до промышленного внедрения, проводились на огневом стенде, размещенном в производственной котельной и предвключенным к котлу Шухова-Берлина паропроизводительностью 20 т/ч (рис.4.1).

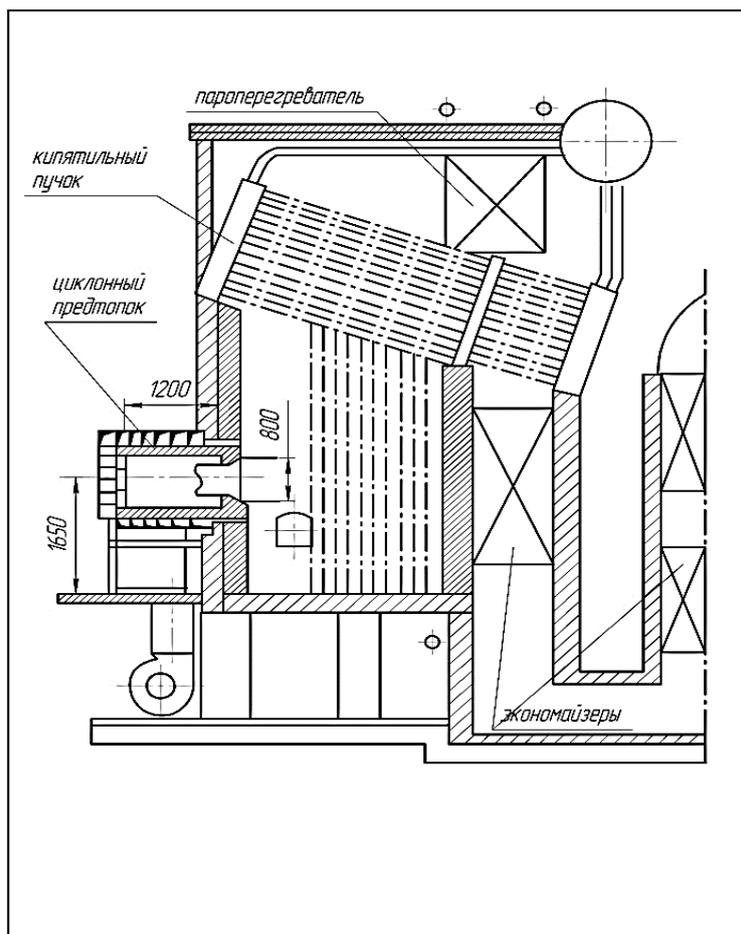


Рис. 4.1.

Привязка огневого циклонного стенда к промышленному парогенератору.

Внутренний диаметр циклонной камеры – 800 мм. Предтопок выполнялся из двух коаксиально размещенных цилиндров – внутреннего и наружного кожуха (рис.4.2;4.3), между которыми были поперечные перегородки, создающие пять кольцевых каналов 3. Фронтальной торцевой камерой изготавливался из двух листов стали со спиральной перегородкой 2 между ними для предварительной закрутки аксиально вводимого воздуха. Наружная стенка фронтального торца имела съемную крышку 12. К

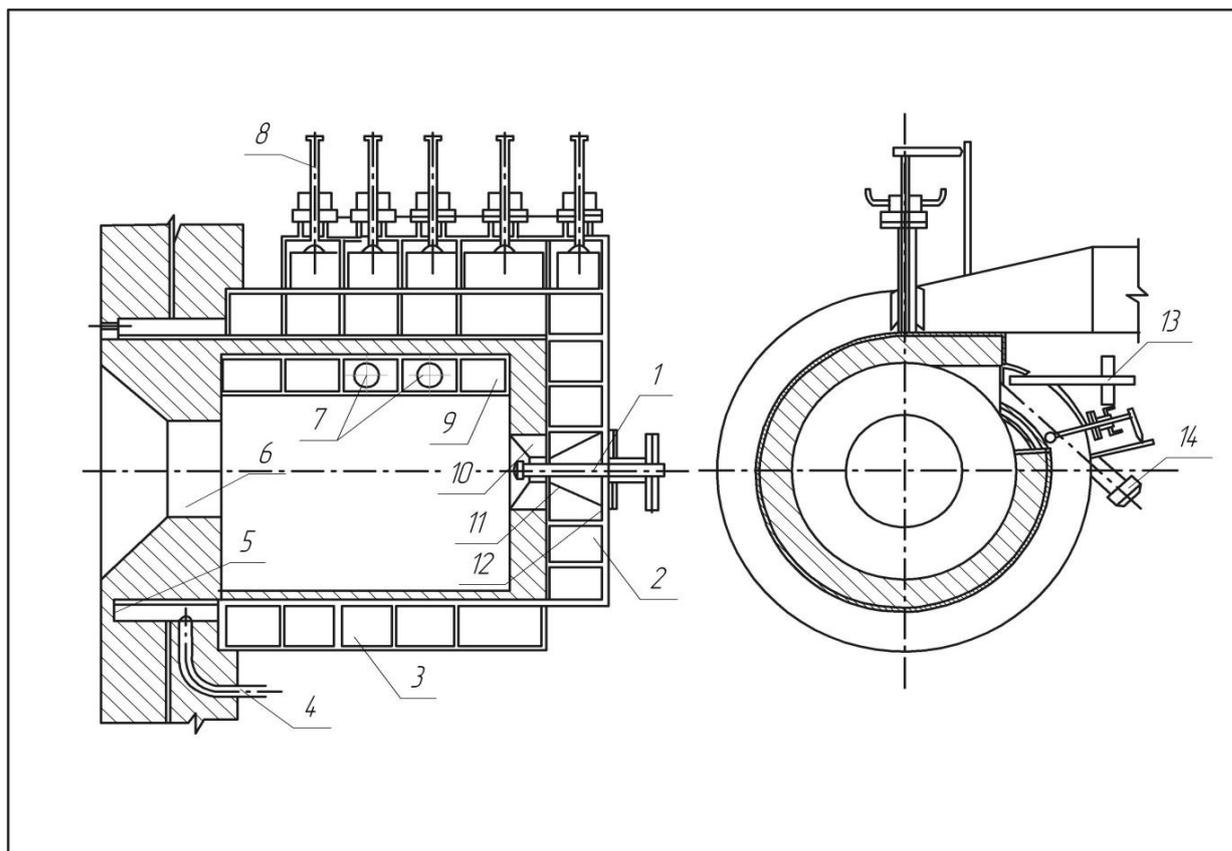


Рис. 4.2.

Конструкция циклонного предтопка.

1-направляющая осевой форсунки; 2- спиральная перегородка; 3-кольцевые каналы; 4-патрубок охлаждения пережима; 5-воздушная «рубашка»; 6-пережим; 7-направляющая тангенциальной форсунки; 8-заслонка; 9-тангенциальные сопла; 10-аксиальный завихритель; 11-конус; 12-крышка; 13-смотровые окна; 14-самозапорные лючки.

ней с внешней стороны приваривался патрубок с фланцем для установки и крепления форсунки 1, а с внутренней – прикреплялся усеченный конус 11 для создания подпора по всему выходному сечению спирального канала. Продолжением конуса была втулка – часть осевого лопаточного закручивающего аппарата 10, лопатки которого закреплялись под углом 45° к потоку. Внутренние концы лопаток приваривались к втулке диаметром 70 мм, через которую вводилась осевая форсунка. Все элементы осевого лопаточного завихрителя изготавливались из жаропрочной стали. Конструкция съемного осевого завихрителя и крышки позволяла осматривать состояние футеровки камеры, не ожидая охлаждения топки после останова котла.

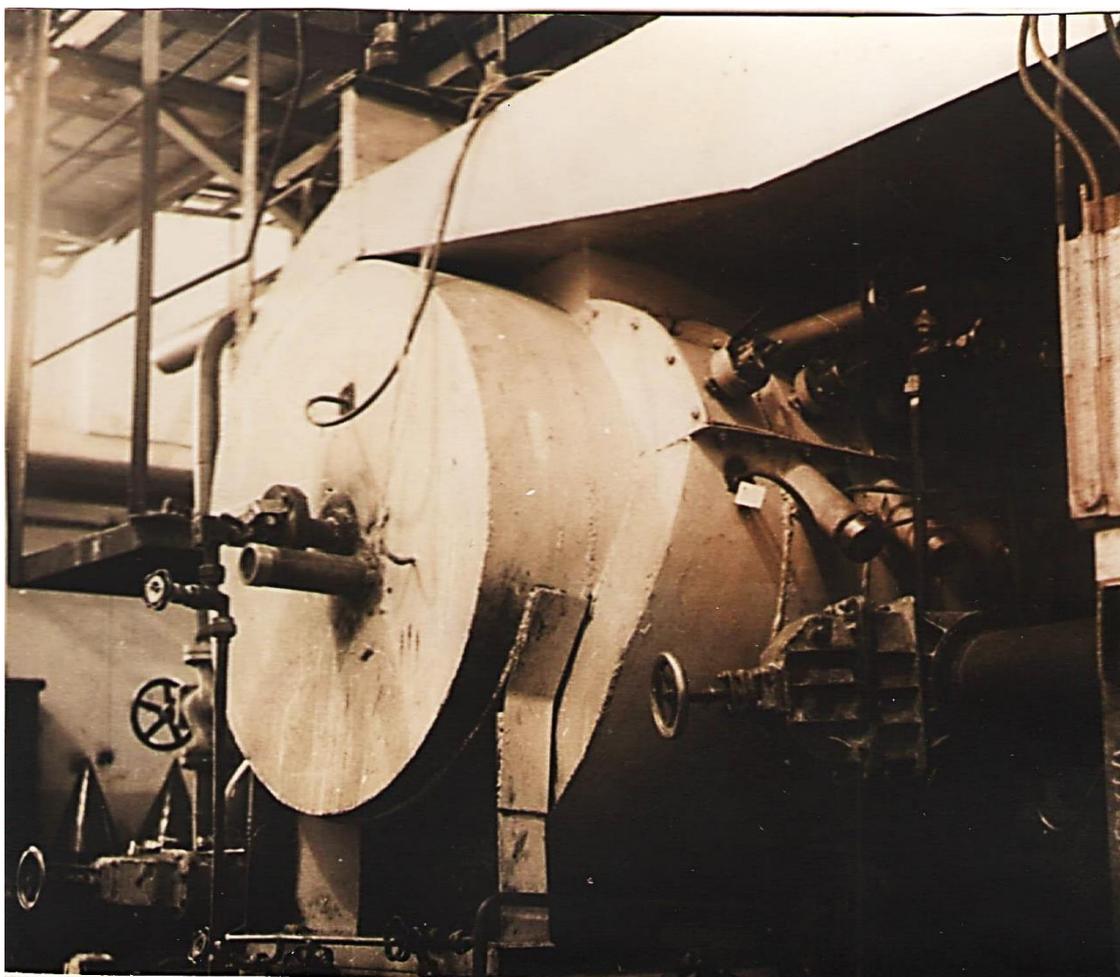


Рис. 4.3.

Общий вид огневого промышленного стенда

Первые же исследования предтопка и его модели показали, что ввод аксиального воздуха через цилиндрическое окно без осевого завихрителя приводит к значительному нарушению симметрии потока, поэтому для обеспечения равномерной раздачи аксиально вводимого потока воздуха, а также для сообщения ему дополнительной крутки был установлен осевой лопаточный завихритель. Его конструкция отработывалась на модели, выполненной из органического стекла.

Изнутри камера футеровалась фасонным огнеупорным шамотным кирпичом класса «А» толщиной 110 мм. Асбестовая прокладка отделяла металлическую стенку внутренней обечайки от кирпича. Футеровка цилиндрической части камеры и амбразуры δ с пережимом выполнялась в перевязку «плаваю-

щего» типа, чтобы обеспечить ее свободное перемещение в осевом направлении, не деформируя фронтную стенку топки. Привязка предтопка к топочной стене осуществлялась с помощью фундаментальной рамы и ригелей, заложенных в кладку топки.

К пятому кольцевому воздушному каналу приварена кольцевая воздушная рубашка 5, разделенная по длине на два полукольца вертикальными перегородками. Воздух на охлаждение пережима подводился по напорному воздухопроводу 4 к полукольцу снизу, а отводился сверху и сбрасывался в топку. Длина рубашки была определена толщиной кладки фронтной стены.

Регулирование расхода аксиально поступающего воздуха выполнялось шиберной заслонкой, установленной перед входом в спиральный канал. Такие же заслонки 8 устанавливались на входе в кольцевые каналы, за исключением пятого, расположенного непосредственно у стенки топки. По кольцевым каналам холодный воздух подавался к соответствующим входным тангенциальным соплам 9, снабженным поворотными язычковыми шиберами, изменяющими степень их открытия. Регулирование подачи воздуха осуществлялось также и осевым направляющим аппаратом дутьевого вентилятора. Мазут из раздаточного коллектора поступал к тангенциальным 7 и аксиальным 1 форсункам. Состояние головок тангенциальных форсунок контролировалось через три боковых смотровых окна 13, установленных на обечайке циклона.

Растопка, наблюдение за горением и чистка камеры производились через смотровое окно со съемной крышкой, установленное на фронте предтопка. С левой стороны циклона были сделаны три samozапорных лючка 13 со сквозными отверстиями вовнутрь камеры, предназначенные для ввода в нее измерительных зондов.

Исследование аэродинамики потока в камере производились как на промышленном стенде, так и на его модели, выполненной из органического стекла толщиной 4 мм (диаметр камеры – 400 мм). Фронтная спиральная камера была выполнена из жести, чтобы размещать электронагреватели для

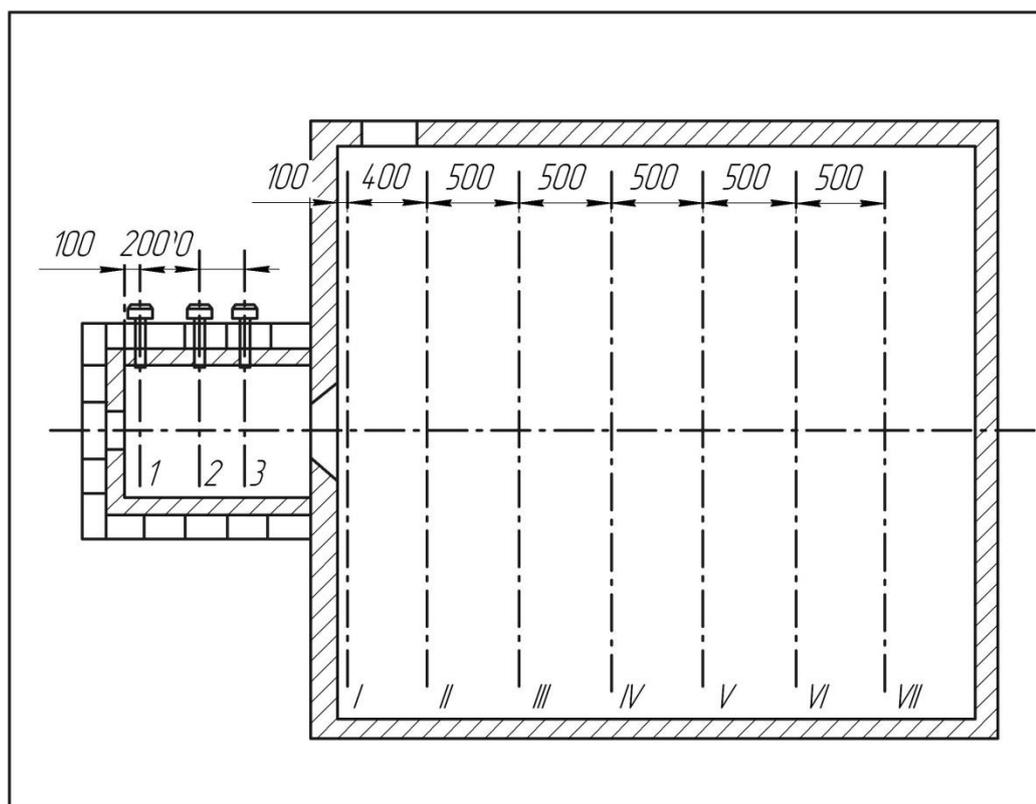


Рис. 4.4.

Расположение сечений, в которых выполнялись измерения.

подогрева аксиального воздуха и применять в опытах метод теплового смешения. Геометрические характеристики предтопка на модели изменялись в следующих пределах: \bar{L} от 1 до 3,5; \bar{d}_n от 0,5 до 1,0; \bar{h} от 0 до 0,31 и \bar{F} от 0 до 0,055. Изменялись геометрические характеристики и камеры огневого стенда: $\bar{L} = 1,5$ и $\bar{d}_n = 0,5$; $\bar{L} = 1,25$ и $\bar{d}_n = 0,725$.

Зондирование потока в объеме камеры выполнялось в трех сечениях $\bar{X} = 0,08$; 0,4 и 0,6 и за амбразурой циклонного предтопка в семи сечениях:

$\bar{X}_1 = \frac{X_1}{d_a} = 0,125$; 0,625; 1,25; 1,35; 2,5 и 3,125 (рис.4.4). Для измерения полей

скорости и давления использовались пневматические зонды: пятиканальный шаровой, щелевой (диаметр державки 6 мм) и трехканальные цилиндрические. При горении в объем камеры вводился трехканальный цилиндрический охлаждаемый зонд диаметром 25 мм, а в камеру дожигания – диаметром 50 мм. Температурные поля измерялись платино-платинородиевой водоохлаждаемой

отсосной термопарой. Отбираемый газ анализировался на химическом газоанализаторе и выборочно – на хроматографе. Графоаналитические расчеты, выполняемые на ЭВМ, значительно ускоряли обработку опытных данных [84,85]

4.2. Ввод жидкого топлива в камеру сгорания ЦВП

В процессе наладки работы циклонного предтопка наибольшие затруднения вызваны коксообразованием из-за неудовлетворительного распыла топлива при давлении в мазутопроводе 0,1-0,5 МПа. Конструкция камеры огневого стенда обеспечивает аксиальный, тангенциальный и комбинированный ввод топлива с помощью механических форсунок. Первоначально для распыла мазута применялись механические струйные форсунки, вводимые через аксиальный и тангенциальный каналы камеры, с сопловыми отверстиями от 3 до 1,2 мм, количество которых изменялось от 8 до 20. Мазут марки М-200 и М-100 подавался в предтопок при температуре 85-115 °С в виде струй, которые частично достигали стенки камеры, не успевая полностью газифицироваться. В этом случае через 4-5 часов работы предтопка в нем прогрессивно увеличивались, трудно удаляемые наросты кокса (рис.4.5). Опробованы различные конструкции головок струйных форсунок при изменении диаметра, количества и расположения выходных отверстий, которые размещались в плоскости, перпендикулярной оси ствола и на конических поверхностях; для тангенциальных форсунок применялись головки и с односторонним расположением сопел, направленных только в объем камеры [33]. Однако, как при малых, так и при больших (до 32 МВт/м³) форсировках камеры наблюдалось коксование ее стенок. Отложение в виде темно-серой спекшейся твердой массы располагалось почти сплошным поясом по окружности камеры. Наросты кокса вызывали повышение аэродинамического сопротивления предтопка, перераспределение воздуха по воздушным каналам и нестабильное положение факела на выходе в камеру дожигания. Резко повышалась температура фронтального торца

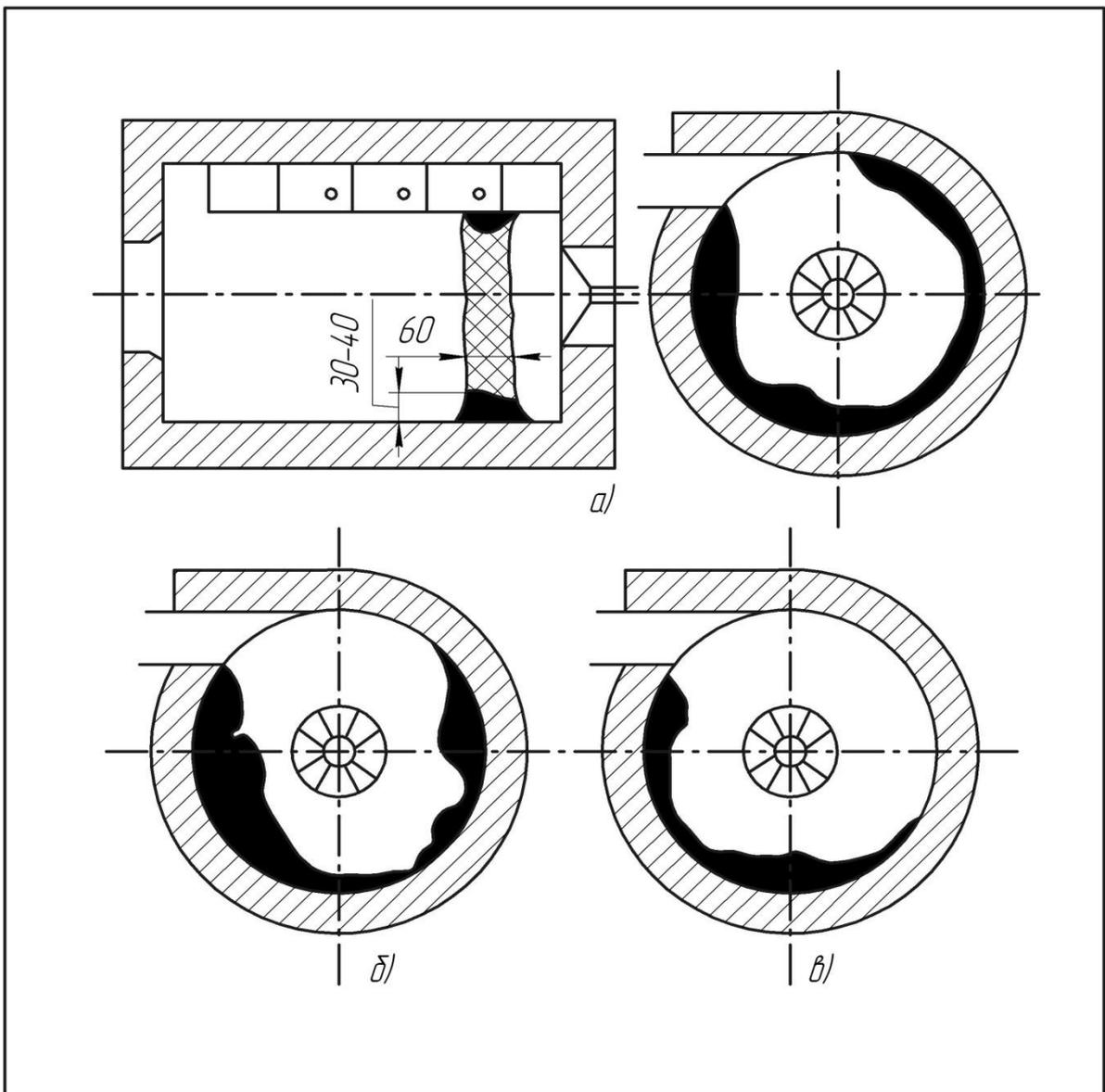


Рис. 4.5.

Коксообразование в камере сгорания: а) при аксиальном вводе струйной форсунки; б) при тангенциальном; в) центробежная односопловая форсунка диаметром 7 мм.

предтопка и начинался заброс капель мазута в смотровое окно, расположенное в приосевой зоне торца (в 140 мм от оси камеры). Требовался останов парогенератора и чистка камеры предтопка.

Таким образом, был подтвержден, вопреки заманчивым рекомендациям в работе [103], вывод, сделанный позже М.А. Наджаровым [22], о нецелесообразности применения струйных механических форсунок для циклонных камер.

В дальнейшем распыл мазута осуществлялся механическими центробежными форсунками. При установке односопловой центробежной форсунки производительностью 1500 кг/ч наросты кокса были большими (рис.4.5,в), но рыхлыми и легко удалялись в течение нескольких минут обдувкой воздухом или механической очисткой без остановки предтопка. При переходе на форсунку диаметром 3 мм распыл топлива заметно улучшился, но при этом сократился диапазон регулирования паропроизводительности котла. Удовлетворительной работы предтопка удалось



Рис. 4.6

Многосопловая центробежная форсунка.

добиться на всех режимах нагрузки только после разработки малогаборитной многосопловой (рис.4.6) центробежной форсунки ДВПИ [99].

Расходные характеристики многосопловых форсунок позволяют при незначительном изменении перепада давления обеспечивать довольно большое изменение расхода, то есть получается более чувствительная и удобная расходная характеристика при качественном регулировании. Количественное регулирование осуществлялось с помощью клапана, перекрывающего центрально расположенные отверстия. При малых нагрузках клапан перекрывает часть сопел, позволяя сохранять напор мазута прежним перед головкой и тем самым сохранять качество распыла.

Для обеспечения повышенных нагрузок клапан открывался. Промежуточные нагрузки регулировались с помощью дроссельного вентиля, установленного перед форсункой.

Отклонение действительных характеристик форсунок от расчетных послужили основанием для внесения корректировки в существующие методы расчета центробежных форсунок, не предусматривающие их многосопловую компоновку в одной головке. Несомненным достоинством многосопловых

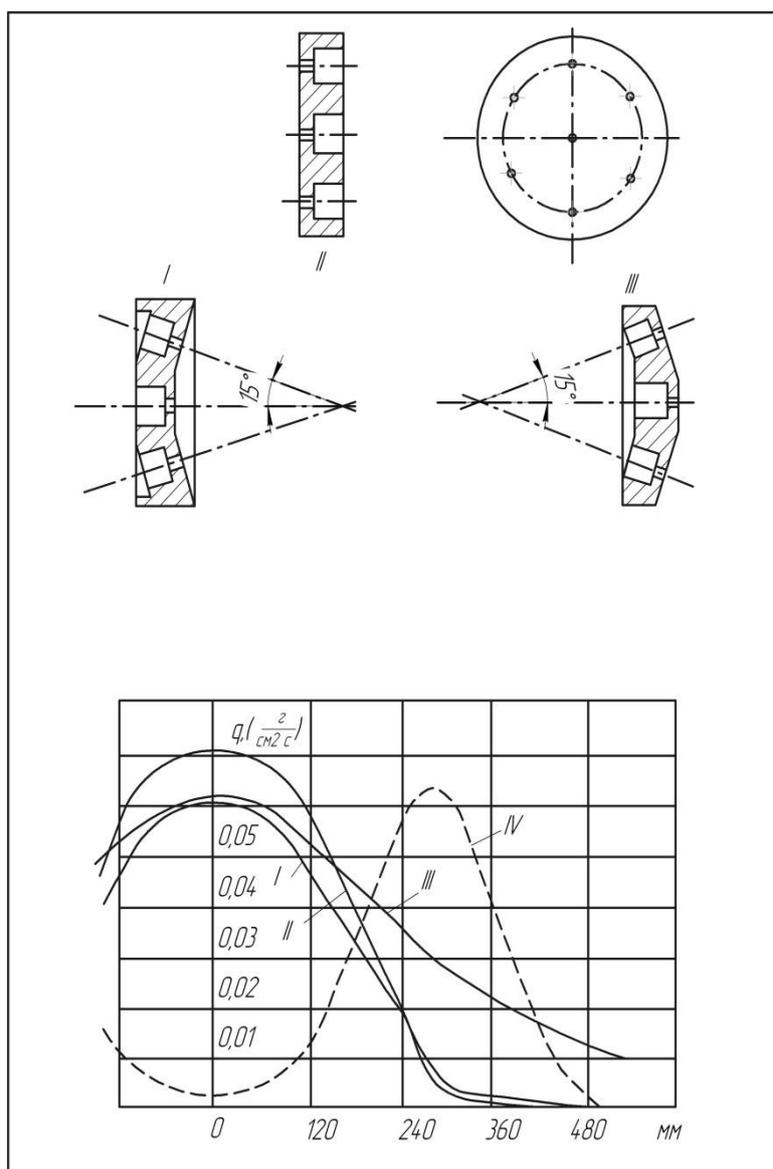


Рис. 4.7.

Схема расположения сопел и изменение плотности орошения по радиусу факела распыла:

I- вогнутая; II- плоская; III- выпуклая; IV- одно-сопловая.

форсунок, сопоставимых по габаритам с обычными од- носопловыми, является обеспечение мелкодисперс- ного распыла при больших расходах и незначительных перепадах давления, что до- стигается увеличением числа сопел и уменьшением их диаметра. В результате стендовых испытаний мно- госопловых форсунок уста- новлены области их автомо- дельной работы, а также определены поправочные коэффициенты, уточняю- щие методику расчета. Од- новременно проведенные наладочные и горячие испы- тания форсунок ДВПИ при установке в горелки на кот- лах БКЗ-120-100 ГМ Кам- чатской ТЭЦ-1, ПТВМ-50 и

ПТВМ-100 Хабаровской ТЭЦ-2 показали их работоспособность, эффективность и экономичность в большом интервале изменения нагрузки котлов. При расходе мазута до 4,5 т/ч его давление перед многосопловыми форсунками не превышало 1,5 МПа, против 2,5-3,0 МПа на стандартных форсунках.

Важная особенность многосопловых форсунок - возможность получения необходимого угла раскрытия факела и плотности орошения по его сечению, при изменении взаимного расположения сопел и формы головки форсунки (рис.4.7). Сочетание достоинств многосопловой форсунки при ее осевом вводе в камеру с особенностями аэродинамики закрученного потока обеспечивает надежную и долговременную эксплуатацию циклонного предтопка. Определенное значение имеет расстояние между плоскостью внутренней стенки циклонной камеры и головкой форсунки, выступающей из втулки лопаточного завихрителя. На огневом стенде оптимальное его значение составило 60 мм при длительной работе предтопка.

Следует заметить, что на коксообразование влияет не только качество распыла, но и свойства топлива. Так при сжигании флотского мазута и мазута М-40, коксообразование отсутствовало при работе предтопка и на струйных форсунках. Последующая эксплуатация предтопков ДВПИ различной мощности показала, что для мазутов марки М-100 и М-200 безостановочный режим гарантирован только при установке многосопловых форсунок.

4.3. Воздушное охлаждение и футеровка предтопка

Особенностью циклонного предтопка ДВПИ является его полное воздушное охлаждение (рис.4.2). Фронтальной торцевой частью охлаждается потоком воздуха, проходящим по спиральному каналу. Во время первых пусков предтопка, имело место сильное нагревание его переднего торца, которое было устранено путем установки отражателя в виде усеченного полого конуса. Цилиндрическая часть камеры охлаждается воздухом, проходящим по всей длине камеры через кольцевые каналы. Концевая часть предтопка, представляющая собой

пережим и выходную амбразуру, охлаждается с помощью воздушной рубашки. Незначительно подогретый воздух поступает через осевой и тангенциальный вводы внутрь камеры и только небольшая его доля, проходя через воздушную рубашку, поступает непосредственно в топочную камеру.

Внутренние стенки камеры, пережима и амбразуры вначале покрывались огнеупорной обмазкой толщиной 3-6 мм. Наладочные испытания показали нецелесообразность применения обмазок на связке из жидкого стекла $\text{Na}_2\text{O}(\text{SiO}_2)_n$. Из всех опробованных обмазок различных составов наилучшие результаты получены при использовании карборундовой обмазки на основе ортофосфорной кислоты H_3PO_4 . В процессе длительной эксплуатации в производственных условиях качественно футерованных камер оказалось, что основная кладка циклона достаточно надежна и без обмазки (из шамотного кирпича класса Б выдерживает три года, а из кирпича класса А – пять лет непрерывной эксплуатации). Кладка фронтальной стенки, охлаждаемая аксиально и тангенциально вводимым (за счет торцевых перетечек) воздухом, нагревалась со стороны металлической обечайкой в различных точках (рис.4.8) от 360 до 400 К. В большей степени прогревалась кладка цилиндрической части предтопка- 440-470 К, температура кладки в области пережима (термопара № 11) достигала 900 К. При пуске кладка амбразуры прогревалась со скоростью более 10 град/мин, а прогрев фронтальной и цилиндрической кладки составлял всего 2-3 град/мин. Длительность прогрева кладки камеры не превышала трех часов, выходной амбразуры – шести часов с момента пуска котла. Температура кладки практически не зависела от плотности теплового потока при форсировках камеры от 10 до 33 МВт/м³, но заметно снижалась при увеличении коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{ц}}$ (рис.4.9), что объясняется усилением конвективного теплообмена и увеличением размеров воздушной завесы в пристенной зоне. Температурные поля и газовый состав потока в циклонной камере подтвердили наличие в пристенной области слоя относительно холодного газа, предохраняющего футеровку от чрезмерного нагрева. По мере приближения к

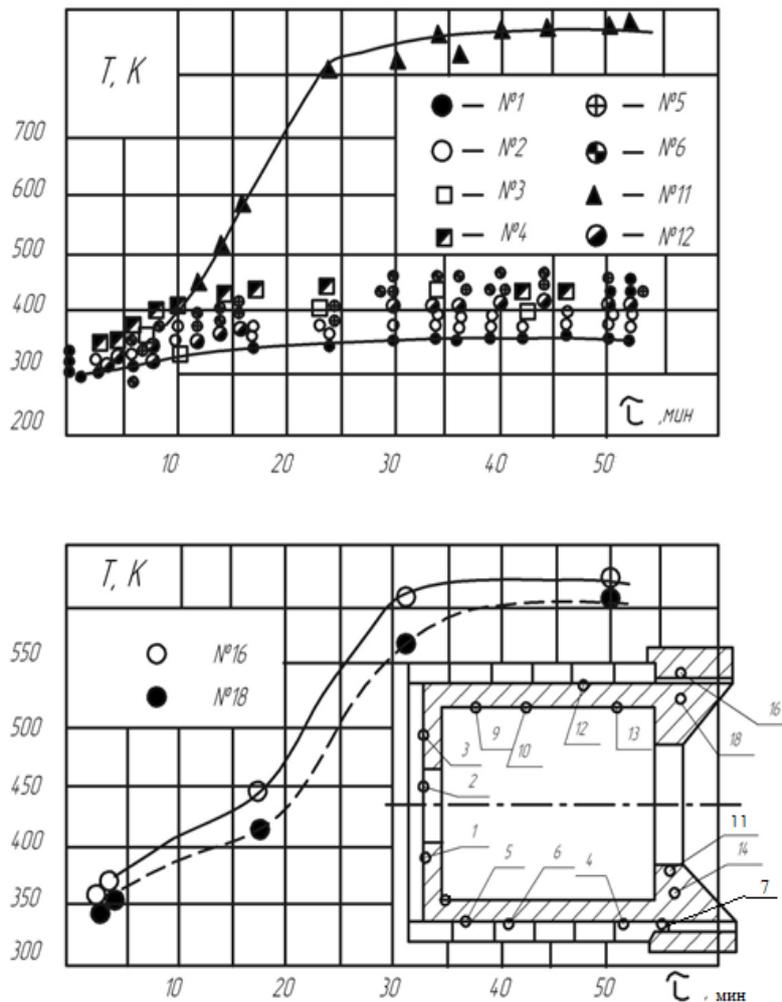


Рис. 4.8.

Места установки термопар и измерение температуры в кладке предтопка с момента начала розжига.

пережиму, температура в пристенной завесе возрастала, а ее размеры уменьшались до минимума, поэтому футеровка выходной части камеры находилась в наиболее тяжелых температурных условиях. В процессе наладки циклонного предтопка, параллельно с устранением коксообразования, значительное внимание было уделено обеспечению надежной работы пережима и узлу сопряжения предтопка с незранированной стенкой топки, то есть случаю часто встречающемуся в промышленных парогенераторах и отопительных котельных на котлах малой производительности.

Первоначально футеровка цилиндрической части камеры выполнялась в виде отдельных колец и пережим с амбразурой жестко не связывались с

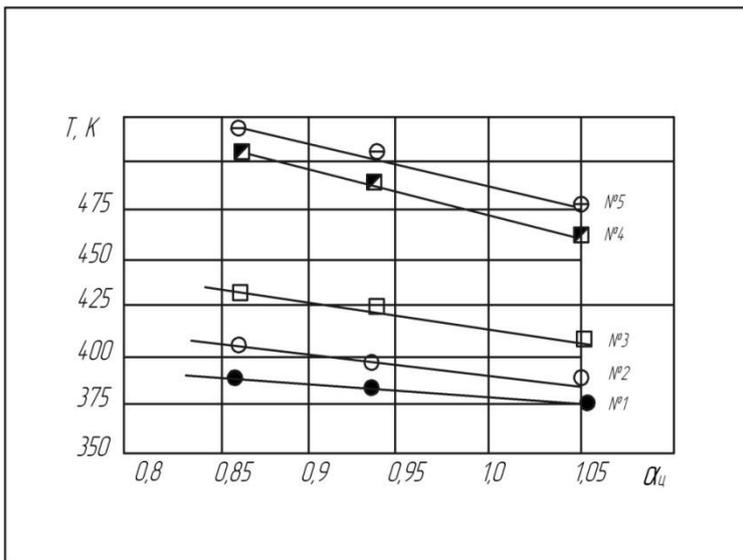


Рис. 4.9.

Зависимость температуры футеровки от $\alpha_{ц}$ при расчетной форсировке 24 МВт/м³

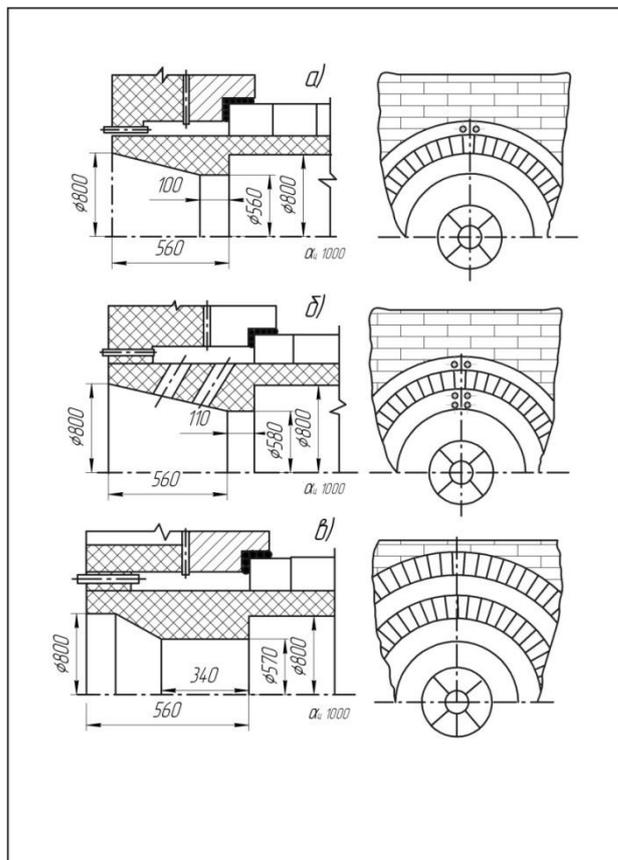


Рис. 4.10.

Варианты выходной части предтопка к котлу с неэкранированной стеной топки.

кольцами, что приводило к образованию трещин между ними и разрушению выходной части предтопка, работающей при знакопеременных нагрузках. Затем кладка предтопка была переложена с перевязкой между отдельными кольцами и пережимом. При этом выходная часть предтопка выполнялась «плавающего» типа, что обеспечивалось установкой кольцевой воздушной рубашки. Таким образом, кладка цилиндрической части камеры, пережим и амбразура составляли единую конструкцию, не связанную жестко со стенкой топки, что способствовало повышению стойкости неэкранированной стены топочной камеры. Амбразура с пережимом как бы «плавали» внутри фронтальной стенки при термическом расширении и сжатии. Подача воздуха на охлаждение пережима и амбразуры осуществлялась из последнего воздушного канала в

нижнюю часть каждой половины рубашки. Выход воздуха производился через трубки диаметром 25 мм в топочную камеру. При этом были проверены различные варианты выхода воздуха из воздушной рубашки и форм амбразуры с пережимом (рис.4.10).

Цилиндрическая поверхность под тангенциальными соплами вначале выполнялась ошипованной с нанесением карборундовой обмазки, что усложняло конструкцию камеры, а также стоимость монтажно-ремонтных работ. Шипы

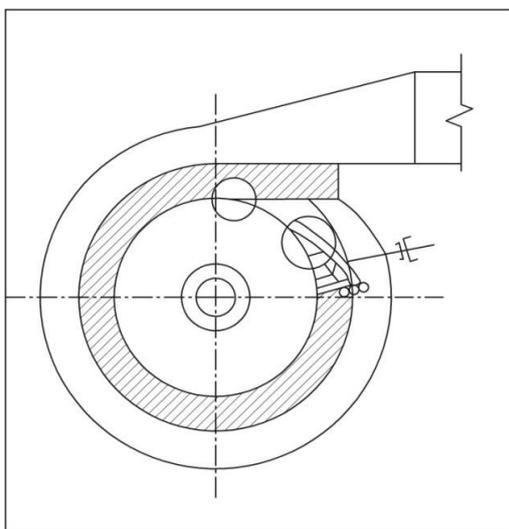


Рис. 4.11

Места повреждений у соплового ввода воздуха.

выполнялись из легированной стали, длиной 70 мм с поперечным сечением 4 x 5 мм. Соответствующий участок металлической обечайки камеры также изготавливался из легированной стали. Обмазка постепенно выплавлялась, начиная от кромки сопел, и разрушалась, металл обнажался и выгорал. Наблюдалось частичное выгорание и коробление полосы, крепящей кирпичную кладку над соплами, и концов поворотных языковых шиберов, хотя они изготавливались из жаропрочной

стали. На рисунке 4.11 места повреждений выделены. Впоследствии ошипованный участок был вырезан и заменен кирпичной кладкой по поверхности из обычной стали (Ст 3), высота тангенциальных сопел уменьшена со 150 мм до 70 мм. Изменение высоты сопел было вызвано не только удобством изготовления этого участка, но и отсутствием необходимости максимального открытия сопел при найденных оптимальных режимах работы предтопка. Одновременно были изменены поворотные шиберы, новая конструкция которых позволила обеспечить «безударный» вход (рис.2.17) потока в камеру и удалить из огневой камеры языки шиберов, устранив их обгорание [7].

4.4. Развитие факела в предтопке и камере дожигаания

Исследования структуры горящего факела в циклонной камере и за ней выполнялись при оптимальных значениях относительного числа Россби

($\overline{R}_o = 2-3$), полученных при обобщении изотермических продувок камеры огневого стенда и ее модели.

Характерной особенностью температурных полей в объеме циклонного предтопка ДВПИ является то, что только при относительно малых значениях плотности теплового потока, равной 13 МВт/м^3 и ниже, наблюдается равномерное распределение температуры по сечению (рис.4.12). Нарушение симметрии температурных полей и факела в предтопке вызвано односторонним вводом воздуха. Даже при малой нагрузке в пристенной зоне наблюдается снижение температуры, объясняемое образованием и непрерывным поддержанием тангенциально вводимым воздухом газовой завесы, толщина которой зависит от плотности теплового потока и места расположения сечения по длине

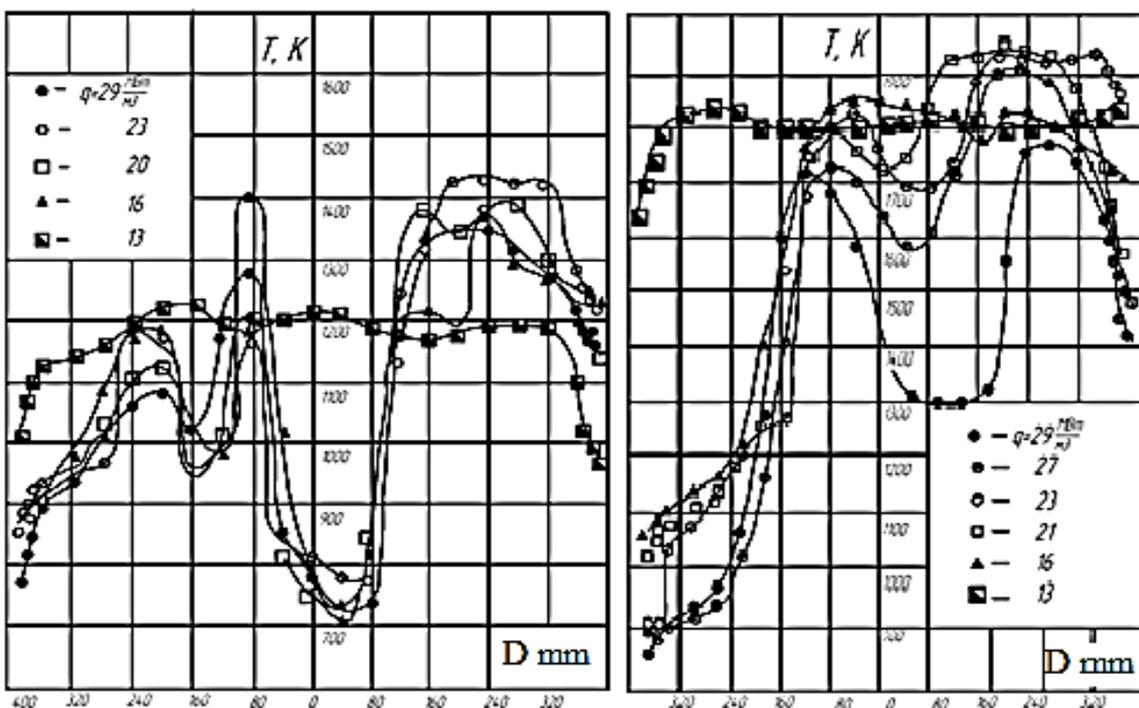


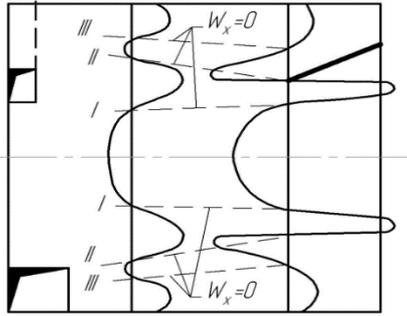
Рис. 4.12.

Изменение температуры по сечениям: а) $= 0,08$; б) $= 0,4$ в предтопке $= 1,25$ и $= 0,725$ при различных форсировках.

камеры. При форсировках более 15 МВт/м^3 в первом сечении ($\bar{X} = 0,08$) толщина завесы уменьшалась в азимутальном направлении от 160 ($\varphi = 90^\circ\text{С}$) до 120 мм ($\varphi = 270^\circ\text{С}$), а во втором ($\bar{X} = 0,4$) – с 280 до 120 мм. При нагрузке ниже 15 МВт/м^3 в обоих сечениях средняя толщина завесы составляла $50\text{-}60$ мм.

Если температурное поле, полученное при форсировке предтопка в 13 МВт/м^3 согласуется с данными исследований ЦКТИ и МВТУ и др., то результаты, полученные при более высоких форсировках предтопка ДВПИ отличаются от известных данных для циклонного сжигания жидкого топлива. Особенностью первого сечения является то, что сюда поступает более 40% всего подаваемого в камеру воздуха. Большая доля из этого количества подается аксиально в зону, где происходит прогрев и испарение топлива, что вызывает особенно глубокий провал температур в приосевой области. Затраты тепла на нагревание воздуха и газификацию топлива настолько велики, что температура в ядре потока снижается до 700 К (рис.4.12). Падение температуры в пристенной зоне при $\varphi = 270^\circ$ происходило в меньшей степени, чем при $\varphi = 90^\circ$, так как воздух на этом промежутке успевал достаточно хорошо прогреться. По величине максимумов температур в первом сечении, близко расположенном от торца камеры, можно сделать заключение, что в предтопке ДВПИ процесс горения достаточно интенсивно происходит уже в передней части камеры, являющейся одной из основных зон смесеобразования и газификации топлива, подаваемого через осевую многосопловую форсунку, это является принципиальным дополнением к схеме протекания процесса циклонно-вихревого сжигания топлива по Кнорре Г.Ф. (Рис. 4.13) [103]. При форсировке циклона $15\text{-}20 \text{ МВт/м}^3$ во втором сечении (рис.4.14) наблюдается пристенное понижение температуры при $\varphi = 90^\circ$ с 1800 К до 1050 К , а при форсировке $21\text{-}30 \text{ МВт/м}^3$ с 1700 К до 900 К . Приосевой провал температур, увеличивающийся с возрастанием плотности теплового потока, связан с перегрузкой топливом этой зоны камеры.

Характер распределения осевых скоростей в циклонной камере



Зона смесеобразования и горения

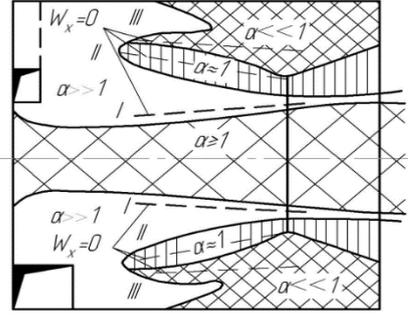
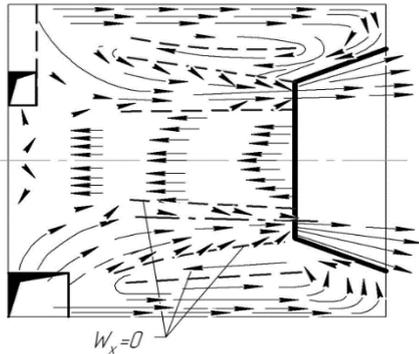


Схема потоков в продольном сечении



Давление и концентрации

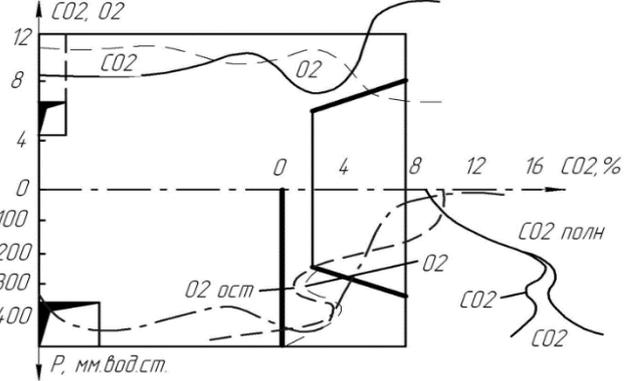
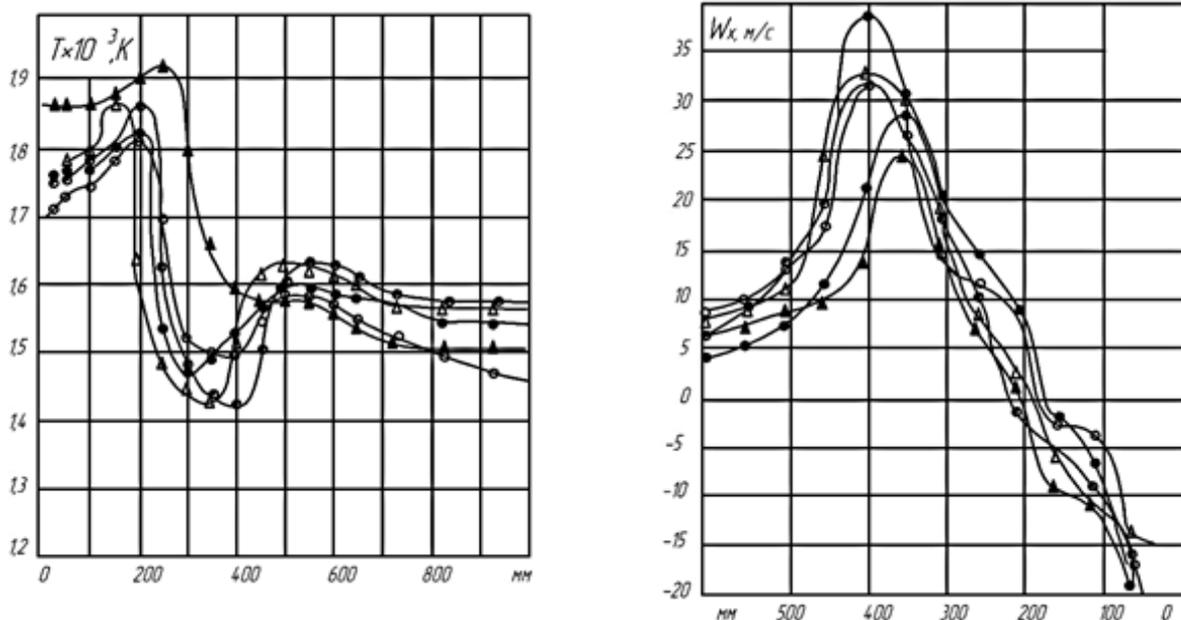


Рис. 4.13.

Характер протекания топочного процесса в циклонной камере по [103] (а- распределение осевых скоростей; б-схема потоков в продольном сечении; в-зоны смесеобразования и горения; г-поля давления и газового состава).

Измерение температур за амбразурой предтопка при различных плотностях теплового потока показало, что характер изменения температур по сечению слабо зависит от форсировки (рис.4.14а). В приосевой области незначительное падение температур за счет рециркуляции топочных газов, на периферии – провал температур, что качественно аналогично развитию факела за вихревой горелкой. Положение минимума температур совпадает с максимумом аксиальной составляющей скорости (рис.4.14б). В зоне рециркуляции среднеинтегральная температура факела с увеличением форсировки, при неизменном значении коэффициента избытка воздуха, снижалась с 1900 К при 20 МВт/м³ до 1760 К при 33 МВт/м³.

По данным измерений скорости и газового анализа составлялись и рассчитывались балансы расходов воздуха, сгоревшего и несгоревшего углерода.



а) Рис.4.14. б)

Изменение температуры (а) и осевой скорости (б) за амбразурой ($\bar{X} = 0,125$) предтопка при форсировках q_v (МВт/м³) Δ -30, \blacktriangle - 20, \circ -33, \bullet -24, \odot -29

Для этого рассматриваемое сечение разбивалось на элементарные кольцевые площадки, размеры которых выбирались в зависимости от градиентов скорости, концентрации газов и температуры. После алгебраического суммирования потоков, проходящих через кольцевые площадки, определялся массовый секундный расход кислорода, углекислого газа, окиси углерода и азота. Определялся поток газифицированного и сгоревшего углерода, а также осредненные по сечению концентрации O_2 , CO_2 , CO и N_2 . Затем вычислялись локальные величины тепловых потоков, выделяющегося $q^{в\text{ьд}}$ и воспринятого $q^{г\text{аз}}$ смесью газов [111]. Если рассматриваемая элементарная зона факела получает тепло, то разность $(q_i^{в\text{ьд}} - q_i^{г\text{аз}})$ имеет отрицательный знак, что характерно для пристенной зоны камеры. При $\varphi = 270^\circ$ отрицательный небаланс у стенки, в камере с односторонним вводом воздуха, становится незначительным (рис.4.15а). Как видно из рис.4.15б у стенки минимальное содержание углекислого газа, окиси углерода и максимальное количество кислорода.

Это еще раз подтверждает, что поступающий вторичный воздух из тангенциальных сопел создает защитную завесу для футеровки камеры. По мере перемещения к оси предтопка содержание избыточного кислорода падает, а содержание углекислого газа и окиси углерода растет, достигая максимума.

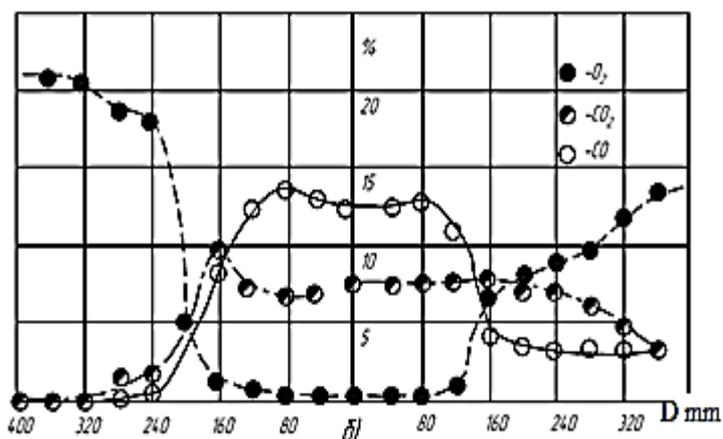
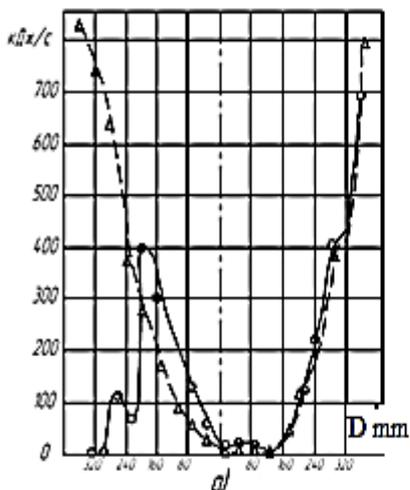


Рис. 4.15.

а) поля тепловыделения и теплопоглощения;

б) газовый состав в сечении камеры $\bar{X} = 0,7$
при $q_v = 18 \text{ МВт/м}^3$

перемещения к оси предтопка содержание избыточного кислорода падает, а содержание углекислого газа и окиси углерода растет, достигая максимума. Наибольшее развитие горения достигается в области перехода от квазипотенциального к квазитвердому вращению, где получено наибольшее содержание углекислого газа и максимум температуры. На радиусе максимального содержания CO_2 локальное тепловыделение почти вдвое превышает локальное теплопоглощение газового потока.

Таким образом горение в ядре потока обеспечивается за счет хорошего перемешивания

при коэффициенте избытка воздуха близком к единице, на границе ядра оно ослабевает и в пристенной зоне наблюдается большой избыток воздуха.

Длина активной части факела в камере дожигания не превышает величины равной двум диаметрам выходной амбразуры, поэтому на рис.5.16 параметры потока в двух последних сечениях не приведены. Влияние соотношений аксиального и тангенциального расходов воздуха, вводимых в предтопок, на развитие факела в камере дожигания показано на рис.4.17. По мере удаления от корня факела величина максимума вращательной скорости снижается и

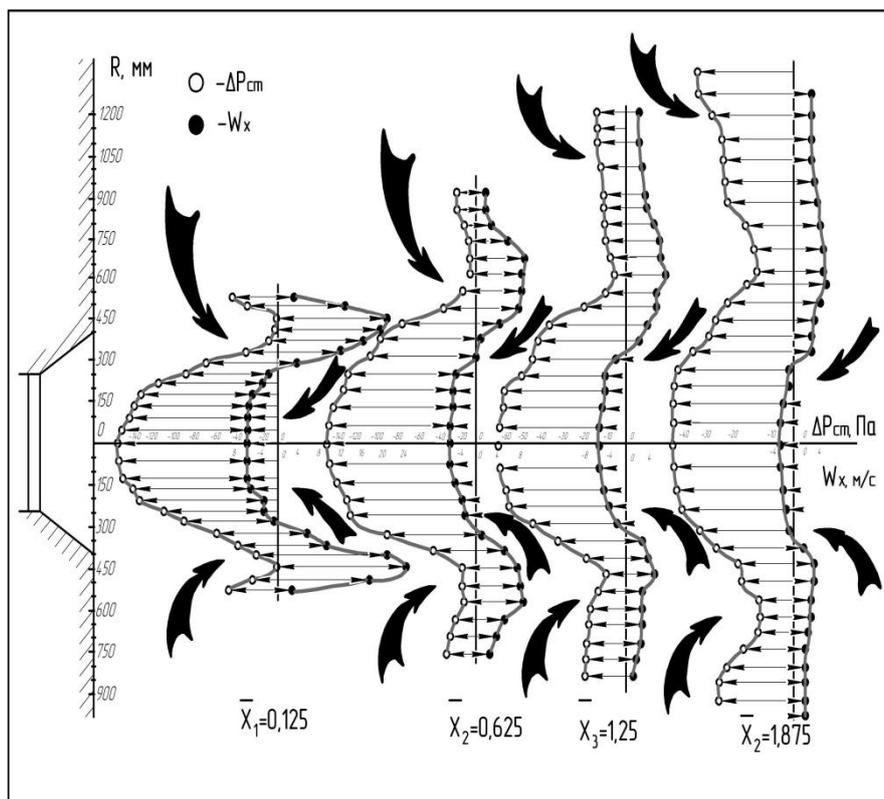


Рис. 4.16.

Схема развития факела в камере дожигания.

влияние \bar{R}_0 на $W_{\varphi_{\max}}$ ослабевает, а $r_{\varphi_{\max}}$ увеличивается по длине факела. Разрежение на оси потока снижается по мере удаления от устья факела и с ростом \bar{R}_0 , при этом осевой обратный ток ослабевает до полного исчезновения (рис. 4.16).

При форсировках камеры от 13 до 33 МВт/м³ газификация мазута заканчивалась в пределах предтопка, что позволяло без особых затруднений измерять температуру, скорость и состав газа на расстоянии 100 мм от кромки выходной амбразуры. Как видно из рис. 4.18б с увеличением радиуса количество избыточного кислорода растет, достигая максимума на уровне радиуса амбразуры, а затем постепенно падает. Максимальная концентрация СО на оси факела. По мере удаления от оси процентное содержание СО резко уменьшается до радиуса, на котором аксиальная скорость меняет направление. Сопоставляя графики локальных тепловыделений и теплопоглощений (рис. 4.18а), построенных для различных форсировок, можно отметить идентичность профилей

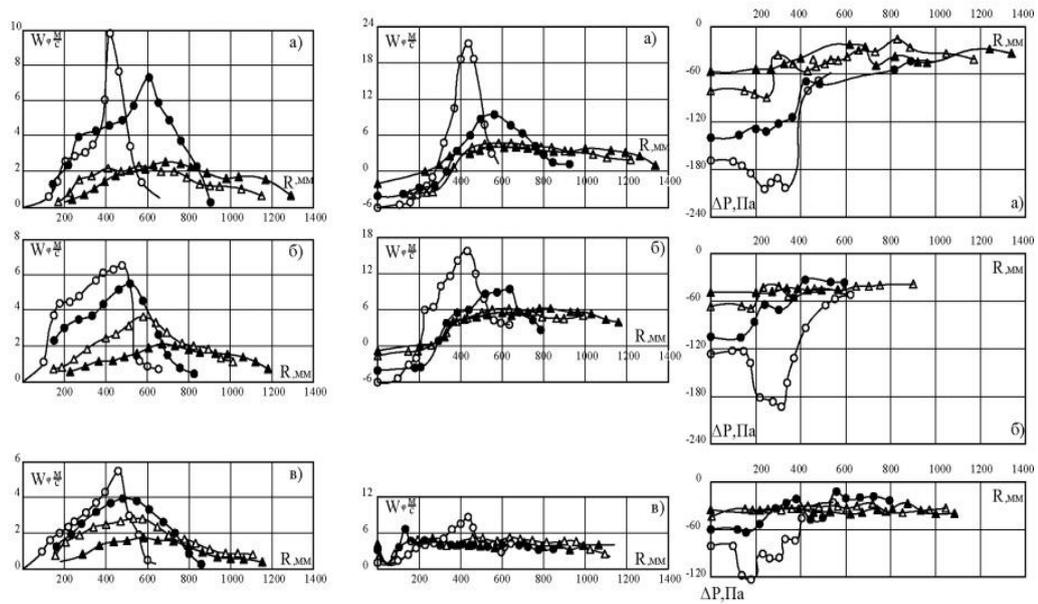


Рис. 4.17.

Сопоставление составляющих скорости и статического давления в топочной камере при различных отношениях чисел Россби: а) $\overline{Ro} = 0$; б) $\overline{Ro} = 2,9$; в) $\overline{Ro} = 8,6$ ($\Delta - \overline{X} = 1,25$, $\blacktriangle - \overline{X} = 1,875$, $\circ - \overline{X} = 0,125$, $\bullet - \overline{X} = 0,625$).

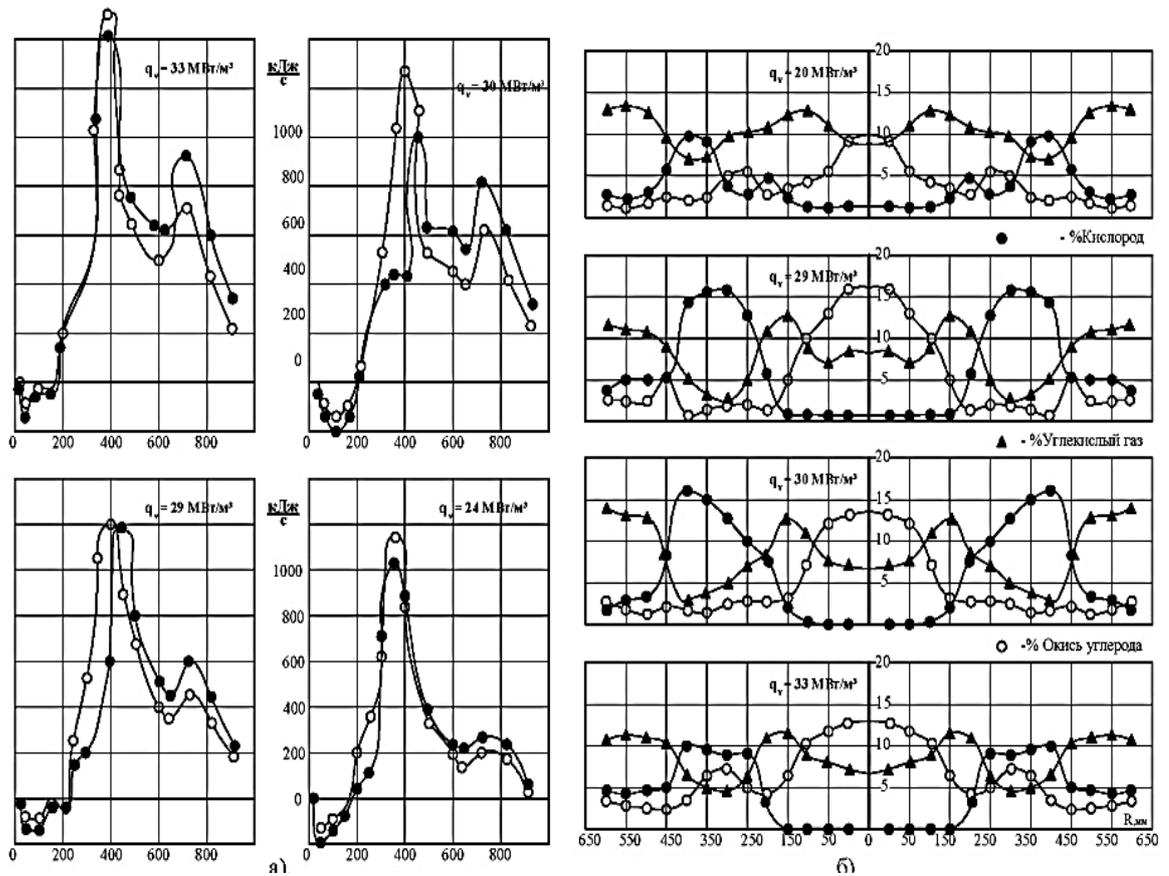


Рис. 4.18.

Графики тепловыделений и теплопоглощений (а) Поля газового состава (б) за амбразурой предтопка при его различных форсировках.

изменения этих величин. Приосевой максимум тепловыделений и теплопоглощений совпадает с максимумом аксиальной скорости. По осредненным значениям концентрации газов в выходном сечении предтопка рассчитывались потери тепла от неполноты сгорания топлива. При форсировках камеры от 15 до 33 МВт/м³ и условиях близких к стехеометрическим, сжигание мазута двухстадийное с пониженной средней температурой факела и устойчивой рециркуляцией газов в предтопок из камеры дожигания. Недожег топлива при максимальной форсировке камеры достигал 30 %. При теплонапряжении 20МВт/м³ в ней сгорало 87,7 % топлива, а остальное в топке котла. Очевидно, что выбор расчетного теплонапряжения предтопка, в каждом конкретном случае должен определяться условиями его компоновки и размерами топки котла.

Стендовые испытания завершились постановкой котла под постоянную нагрузку. Конструкция циклонного предтопка ДВПИ совершенствовалась при модернизации котлов различного типа с переводом на циклонно-вихревое сжигание мазута и газа [77].

4.5. Анализ параметров в ЦВП при математическом моделировании

Выполнение модернизации котлов с установкой ЦВП всегда сопровождалось длительным периодом пусковых и наладочных мероприятий. Для получения предварительных данных о параметрах, влияющих на эффективную и надежную работу котла с ЦВП, а так же для анализа отклонений при наладке, были подготовлены математические модели, учитывающие все конструктивные и параметрические особенности ЦВП.

Впервые моделирование процессов вихревого горения газа выполнено для газо-мазутного ЦВП производительностью 64 МВт, на котором производились исследования по влиянию горения на параметры потока [116].

При построении математической модели исходили из того, что предтопок состоит из короба-разделителя, служащего для раздачи воздуха: 25 % -

осевой ввод (через аксиальный завихритель), (71÷72) % - через тангенциальный ввод в камеру сгорания и (3÷4) % - на охлаждение примыкания к топке котлоагрегата. Аксиальный ввод организуется, подачей воздуха с помощью двойной улитки через четыре одинаковых окна, в дальнейшем закрученный поток воздуха проходит через завихритель, состоящий из непрофильных лопаток, расположенных под углом 45 градусов. Комбинированный закрученный поток воздуха смешивается со струями газа, выходящими из газового коллектора перпендикулярно оси камеры.

Расчет производится в программе Fluent, предназначенной для моделирования течения жидкостей и газов с учетом турбулентности, теплообмена и химических реакций [26].

Создание математической модели выполняется в четыре этапа: построение

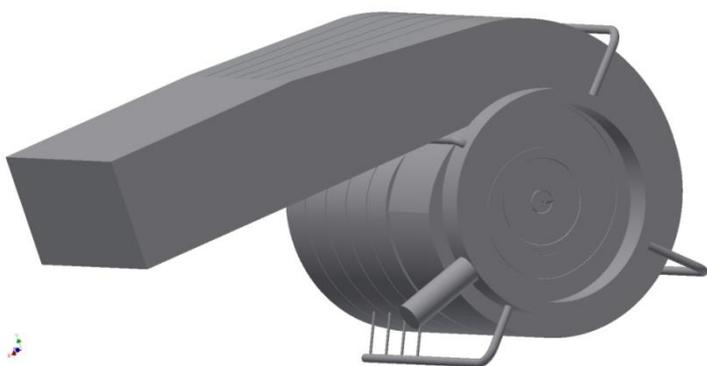


Рис. 4.19.

Твердотельная модель ЦВП.

твердотельной модели; генерация сетки на основе твердотельной модели, указание граничных условий и параметров программы, расчет.

Твердотельная модель строится на основе чертежей реальной установки, с небольшими изменениями, позволяющими

избавиться от очень острых углов, поскольку это затрудняет построение качественной сетки и сильно влияет на количество ячеек. Система подвода газа, строится и рассчитывается отдельно в виду сложности ее геометрии и с целью уменьшения количества ячеек сетки (рис.4.19) [26].

Моделирование в программе Fluent производится с использованием тетраэдрной сетки сгенерированной на основе твердотельной модели. Выбор данного вида сетки обусловлен сложностью геометрии модели. Для моделирования в данной программе необходимо соблюсти критерии качества сетки и

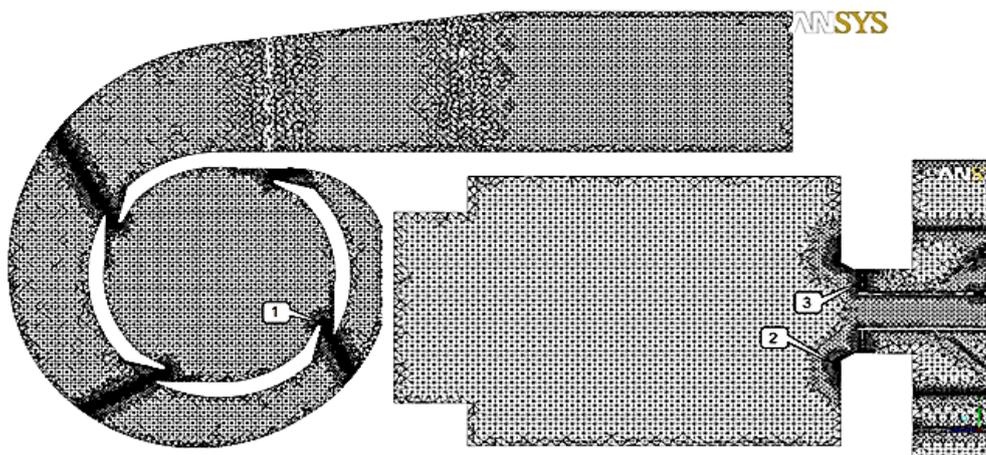


Рис. 4.20.

Тетраэдерная сетка на основе твердотельной модели ЦВП: 1–тангенциальный ввод газа; 2– торцевой ввод газа; 3– завихритель. ее плотность в местах больших градиентов параметров, которые были определены на основе тестовых расчетов. Для соблюдения качества сетки используется критерий «Aspect ratio», представляющий отношение максимального и минимального расстояний между отрезками, соединяющими центры масс соседних ячеек сетки. Значение данного критерия должно превышать 0,3. Значительные градиенты скоростей и турбулентности, требующие уплотнения сетки, расположены в зонах тангенциального и торцевого вводов газа, а так же в области торцевой вихревой камеры и аксиального завихрителя (Рис. 4.20).

Программа Fluent содержит широкий набор моделей для решения различных задач, поэтому необходимо выбрать наиболее подходящие для решения данной задачи моделирования, а также правильно указать граничные условия и параметры расчета. На основе уравнений движения и неразрывности, осредненных по Рейнольдсу, численно моделируется трехмерное турбулентное течение, которое в первую очередь определяет параметры факела. Турбулентный перенос описывается RNG $k - \epsilon$ моделью, выбор данной модели турбулентности обусловлен наибольшей устойчивостью в данной задаче и не требует привлечения больших вычислительных ресурсов. Достоверность резуль-

татов моделирования турбулентного переноса проверена сопоставлением расчетного профиля тангенциальной составляющей скорости с ее замерами при горячих продувках камеры ЦВП. Предлагаемая модель показала хорошие результаты сходимости в абсолютных значениях в заданном сечении при установившемся режиме (рис. 4.21).

Граничные условия, на основе которых выполнен расчет, представлены в (табл. 1).

Граничные условия.

Таблица 1

Название	Расход	Температура	Гидравлический диаметр	Состав, массовая доля
Подвод воздуха	18,5кг/с	110°С	1,365м	O ₂ =0,23
Подвод газа через тангенс	0,9кг/с	20°С	0,25м	CH ₄ =0,92
Торцевой подвод газа	0,33кг/с	20°С	0,09м	CH ₄ =0,92

После задания всех параметров модели следует расчет. На скорость расчета наибольшее влияние оказывает количество ячеек сетки, а на качество - распределение плотности сетки. В данном расчете использовалась сетка объемом 8 000 000 элементов. На используемых вычислительных ресурсах каждый расчет длился около 48 ч.

Первичное моделирование, как и наладка, производится при отсутствии горения, в изотермическом варианте. Необходимо проверить соотношение распределения объемов по вводам воздуха в ЦВП и в отдельные сопловые устройства тангенциальных вводов. При этом в модель вводятся условия формирования потока до распределительного короба, которые существенно влияют на процентное соотношение расходов аксиального и тангенциального потоков. Если по результатам аэродинамических продувок, отклонение в расходах на превышает 1,5% то можно производить «горячую» наладку ЦВП и котла. Выполняется расчет горения при различных условиях ввода топлива в камеру сгорания ЦВП:

- 1 вариант - подача газа через тангенциальный, торцевой и осевой вводы;
- 2 вариант - подача газа через торцевой и осевой вводы;
- 3 вариант - подача газа через торцевой ввод.

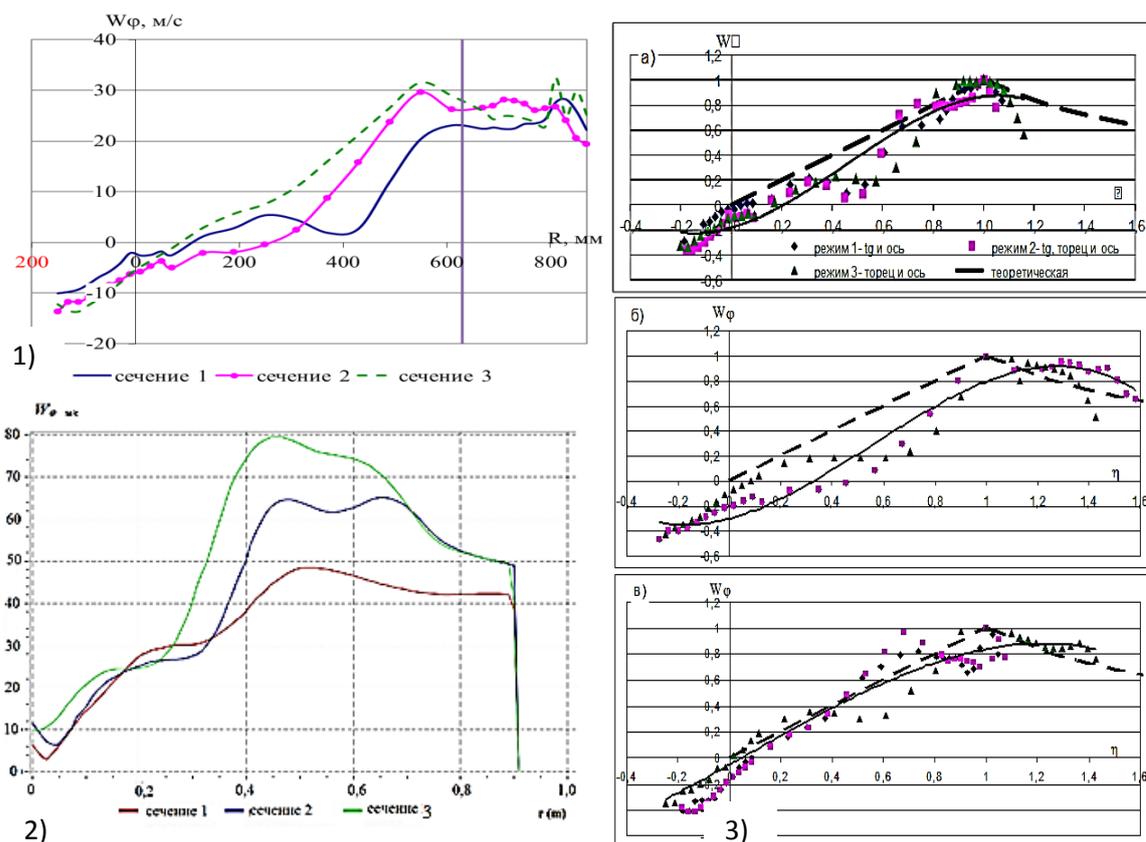


Рис. 4.21.

Сопоставление изменения профиля тангенциальной скорости потока: 1) измеренное при горении газа; 2) полученное на матем. модели; 3) сопоставление при различных вводах топлива: а-первое б - второе с- третье сечения ЦВП.

Результаты расчётов на математической модели при распределении газа по первому варианту указывают на то, что формирование факела оптимально соответствуют геометрическим характеристикам камеры сгорания ЦВП. Факел имеет форму осесимметричного вихря, полученную за счет четырехстороннего тангенциального ввода воздуха и газа. На рис. 4.22 представлено расчетное распределение кислорода в продольном сечении камеры сгорания ЦВП при осевом, торцевом и тангенциальном подводе газа. Скорость воздуха на входе в камеру сгорания ЦВП достигает 40 м/с, а скорость газа около 110 м/с. Сопла тангенциального ввода газа (Рис. 4.23) расположены под углом относительно воздушного тангенциального потока, это улучшает смешение с газом за счет пересечения потоков. Рекомендуемый диапазон нагрузок работы кот

лов, при распределении газа в ЦВП по первому варианту, эффективен и рационален от 40% до 100% от номинальной мощности котла, что так же отмечено и подтверждено при натурных испытаниях и эксплуатации котлов. Существенное влияние на оптимальное формирование пламени и аэродинамическое

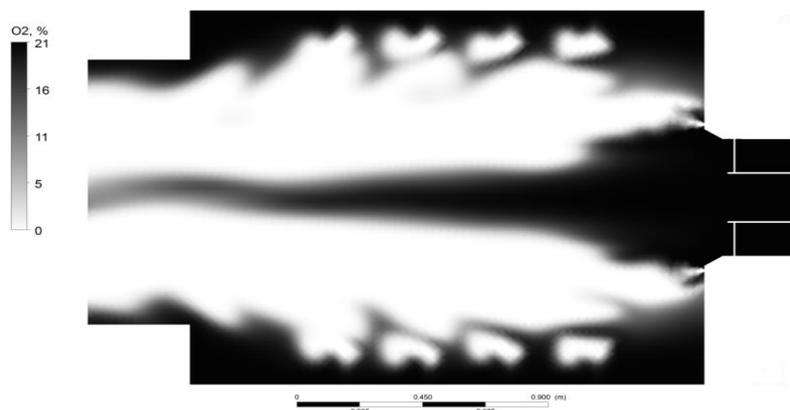


Рис. 4.22.

Распределение O_2 в ЦВП по варианту 1

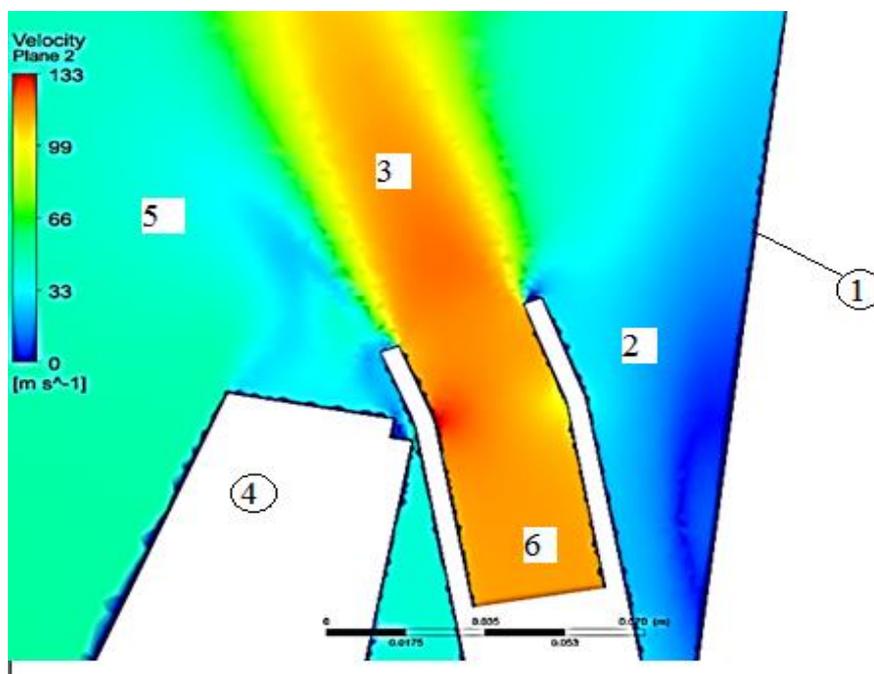


Рис. 4.23.

Поле скоростей в области тангенциального сопла:

- 1- стенка камеры сгорания; 2- воздух из тангенциального сопла; 3- (топливо) газ; 4- надсопловой огнеупорный кирпич; 5- объем камеры сгорания; 6- сопло ввода газа (топлива)

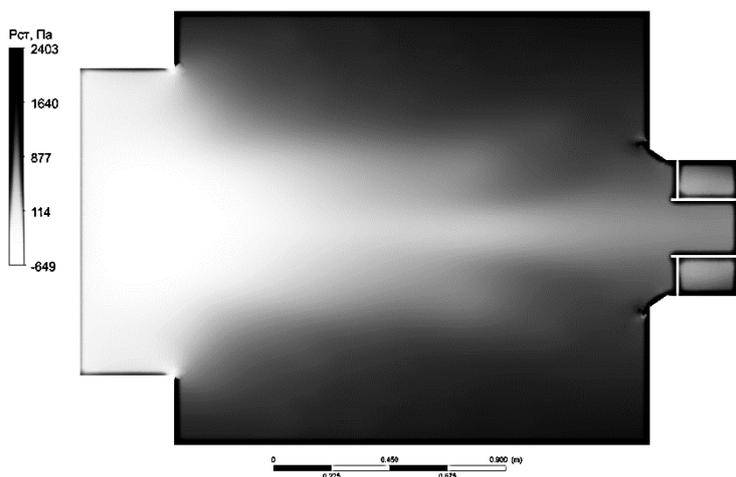


Рис. 4.24.

Поле давлений в ЦВП

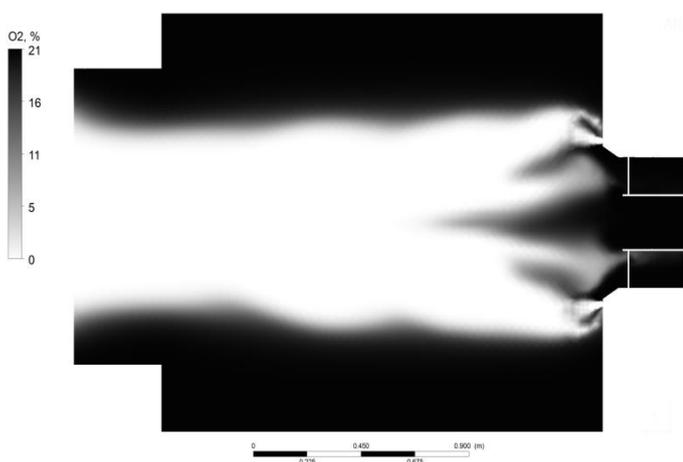


Рис. 4.25.

Распределение O_2 в ЦВП по варианту- 2

сопротивление ЦВП оказывает осевой ввод воздуха. По результатам аэродинамических исследований осевой расход воздуха, равный $\approx 25\%$ от общего его расхода на сжигание, обеспечивается конструктивно на всех режимах работы ЦВП. Режимы горения оптимизируют за счет перераспределения топлива между тремя вводами (осевым, торцевым и тангенциальным), это эффективно влияет на смесеобразование по всей длине камеры сгорания ЦВП, обеспечивая минимальные значения её аэродинамического сопротивления при горении, формируя область отрицательных статических давлений в зоне пережима (рис. 4.24). По второму варианту данные моделирования процессов в камере сгорания ЦВП определяют работу котлов в диапазоне 15 - 45% от номинальной мощности. При подаче топлива через ось и торец в камере сгорания формируется ярко выраженное вихревое ядро цилиндрической формы. Граница этого ядра совпадает с зоной максимальных значений циркуляции скорости. При таком распределении факел имеет вытянутую форму (рис. 4.25), что позволяет эффективно использовать встречную компоновку предтопок на котле. Распределение топлива по

второму варианту применяется при прогреве камеры сгорания и для работы котла на нагрузках до 45% от номинальной. С увеличением мощности наблюдается расширение и прецессия центральной зоны факела.

Третий вариант с торцевой подачей топлива в практике долгое время рассматривался как основной для обеспечения средних и максимальных нагрузок котлов. Использовались различные конструкции сопел торцевого ввода газа и их расположение относительно оси камеры: с конусными насадками, с лобовыми рассекателями на выходе и с прямыми насадками. Аэродинамика потока в приторцевой области камеры сгорания имеет ярко выраженные зоны рециркуляции, (рис. 4.26) поэтому конструкции сопел торцевого ввода газа не влияют на эффективность смесеобразования. Измерения, визуальные исследования и результаты математических расчетов модели ЦВП по-

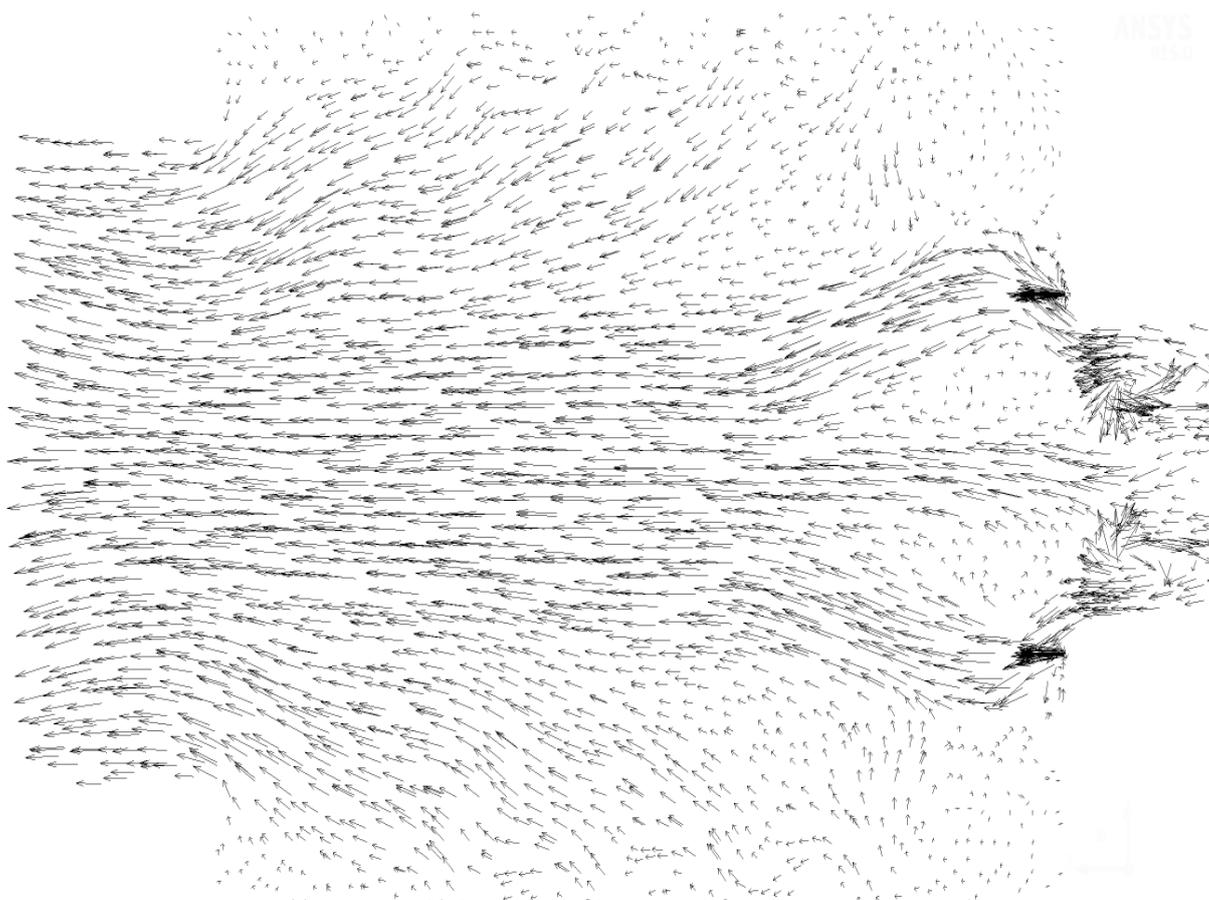


Рис. 4.26.

Осевая составляющая вектора скорости в продольном сечении ЦВП

казали не рациональное использование осевой области камеры при третьем варианте подачи газа в ЦВП. В осевой области практически по всей длине камеры сгорания ЦВП наблюдается недостаток топлива при больших избытках кислорода (рис. 4.27). Набор нагрузки характеризуется выходом факела из камеры сгорания ЦВП, а за счет перепада давлений на пережиме существенным его раскрытием.

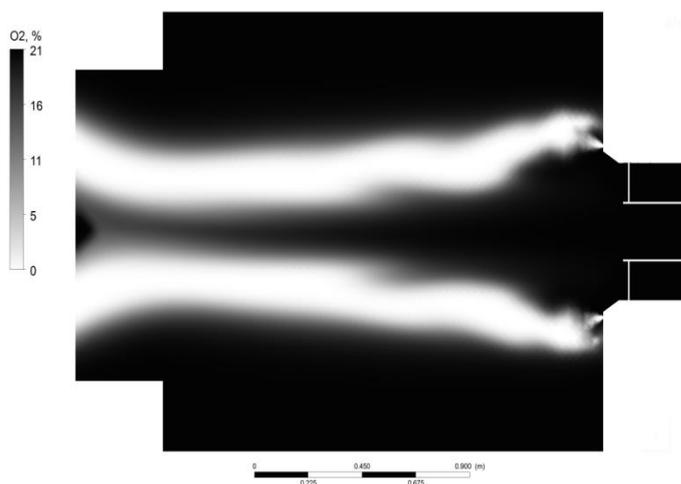


Рис. 4.27.

Распределение O_2 в ЦВП по варианту-3

Большой угол раскрытия способствует тому, что факел прижимается к боковым экранам котла, а в топке начинаются пульсации, вызванные поздним и не равномерным сгоранием газа. Эффект торцевого ввода газа заключается в стабилизации процесса горения, так как он находится в зоне минимальных скоростей, основная составляющая

вектора скорости в этой области направлена радиально к центру ЦВП (рис. 4.26). Исследования, определяющие возможность работы с минимальным давлением газа и максимальным напором воздуха, показали, что на торцевых соплах образуется кольцевой факел, стабильно горящий при давлении газа $0,003 \text{ кгс/см}^2$. Данные результатов расчетов на математической модели подтверждаются экспериментальными данными на действующем оборудовании.

Использование математического моделирования значительно упростило анализ и наладку модернизированных котлов с ЦВП. Совершенствование модели с использованием данных неизотермических исследований на ЦВП наметило новые направления по повышению эффективности смесеобразования и повышению надежности конструкции [119].

Глава 5. Модернизация паровых котлов с установкой циклонных предтопков

5.1. Первые промышленные парогенераторы с циклонными предтопками ДВПИ

Первый промышленный парогенератор Шухова-Берлина А-7 с циклонным предтопком ДВПИ запущен в работу в 1972 г. на котельной Дальзавода в г. Владивостоке. Замена трех низконапорных мазутных горелок НГМ-500 на один предтопок повысила технико-экономические показатели котла и упростила его эксплуатацию. Снизилось загрязнение поверхностей нагрева, особенно экранных труб и экономайзеров. Отложения, получающиеся при сжигании мазута марок М-100 и М-200 без присадок, имели малую толщину и прочность, а потому удалялись путем обычной обдувки паром или воздухом. В местах, где нет обдувки (на тыльной стороне горизонтальных и слабонаклоненных труб) отложения толщиной не более 3-5 мм, также рыхлые. Практика эксплуатации котла показала, что и при отсутствии обдувки поверхностей нагрева они остаются относительно чистыми в течение нескольких месяцев.

С применением многосопловой центробежной форсунки достигнута надежная работа предтопка без коксообразования при давлении мазута перед форсункой не более 0,4-0,5 МПа (рис.5.1.а). Переход в котельной на такое давление мазута, кроме снижения затрат электроэнергии на собственные нужды, повысил надежность работы топливной магистрали и позволил ввести раздельный учет расхода топлива по котлам. На парогенераторе с низконапорными горелками машинисту приходится часто их регулировать. На котле с предтопком без особого труда производится набор необходимой нагрузки и ее стабильность. Интенсивное перемешивание топлива с воздухом в циклонной камере и за ней обеспечило бездымное сгорание мазута с малыми избытками воздуха. При установке предтопка отпала необходимость в высоконапорном вентиляторе первичного воздуха. Сократился объем обмуровочных и слесарных ремонтных работ. Реже требуется перекладка фронтальной стенки топки из-

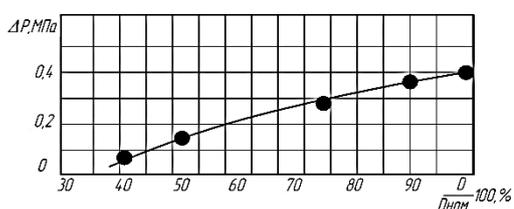
за повышения ее прочности, вследствие наличия одной амбразуры вместо трех.

Балансовые испытания установили возможность варьирования нагрузки от 40 до 100 % при эффективном сжигании топлива (рис.5.1.б). Потеря тепла от химического недожога топлива не превышала величины 0,4 %, потеря тепла с уходящими газами изменялась в пределах от 5 до 7 %, коэффициент полезного действия брутто парогенератора составил 90-92 %, коэффициент избытка воздуха при номинальной нагрузке составил за предтопком 0,97, а за пароперегревателем 1,1. Расчетный коэффициент избытка воздуха в циклонной камере изменялся в пределах 0,97-1,02, что способствовало снижению сернистой коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева и, как следствие, затрат на ремонт парогенератора. При номинальной паропроизводительности расчетная тепловая форсировка циклонной камеры достигала 30-33 МВт/м³, а необходимое давление на напорном воздухопроводе перед предтопком составляло 3-3,4 кПа (рис.5.1.в). Применение циклонного предтопка значительно облегчило условия эксплуатации и способствовало проведению полной автоматизации работы парогенератора.

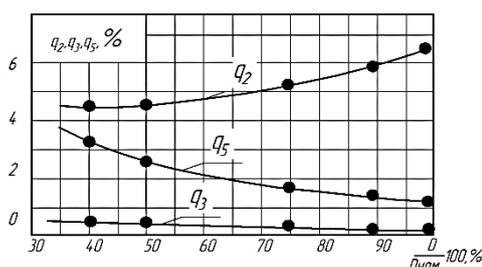
Одновременно с освоением парогенератора с циклонным предтопком на Дальзаводе к одному из котлов Шухова-Берлина была установлена вихревая горелка, заменившая три горелки НГМ [69]. Стоимость изготовления горелки в четыре раза меньше, чем стоимость циклонного предтопка, и она не имеет футеровки. Ее центральным элементом является многосопловая центробежная форсунка ДВПИ (рис.5.2). Съемный конус 1 в спиральном корпусе 2 горелки предназначен для обеспечения равномерного распределения потока в ее выходном сечении. В конусе сделано несколько отверстий для устранения разрежения у ствола форсунки, чтобы исключить подсос мазута. Неподвижные лопатки 4, закручивающие поток первичного воздуха, выдвинуты к началу амбразуры для обеспечения лучшего перемешивания распыленного мазута с воздухом. Поворотные лопатки 3 отодвинуты от выходной амбразуры для устранения их коробления от лучистого теплообмена. Подвижные лопатки

снабжены механизмом для плавного поворота и фиксации их угла установки. Головка форсунки 5 выступает за неподвижные лопатки на 20-25 мм.

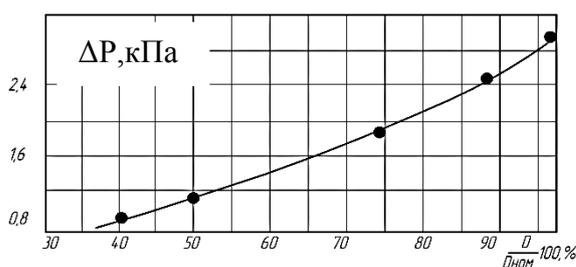
Применение вихревой горелки повысило КПД котла (рис.5.3), но по эко-



а)



б)



в)

Рис.5.1.

Зависимость давления мазута (а), потерь тепла (б), напора воздуха (в) от нагрузки модернизированного котла Шухова-Берлина А-7 D = 20 т/ч.

номичности и условиям эксплуатации она уступала циклонному предтопку. Тепловосприятие поверхностей нагрева котла с предтопком были выше, так как горение велось с меньшими избытками воздуха.

Со временем в конструкцию циклонного предтопка были внесены следующие изменения: убраны воздушные заслонки и поворотные шиберы в выходных тангенциальных соплах; осуществлен двухсторонний тангенциальный ввод воздуха для снижения аэродинамического сопротивления предтопка и обеспечения симметрии вращающегося потока в камере и в топке котла. При эксплуатации камеры с односторонним вводом воздуха иногда наблюдалось смещение факела к одному из боковых экранов, которое приводило к

перекошу до 4 мг/л в содержании солевых отсеков, выполненных в виде выносных циклонов. Гидравлическое сопротивление предтопка с двухсторонним вводом воздуха снизилось при всех нагрузках, в среднем, на 20 % без ухудшения технико-экономических показателей котла.

Впоследствии, с установкой аналогичных циклонных предтопок, на котельной Дальзавода было модернизировано еще четыре котла Шухова-Берлина, с увеличением их единичной производительности с 6 до 20 т/ч и повышением КПД до 91 %. На всех котлах установлены двухступенчатые экономайзеры, первая ступень которых из стальных мембранных змеевиков размещалась в опускном газоходе котла. Вто-

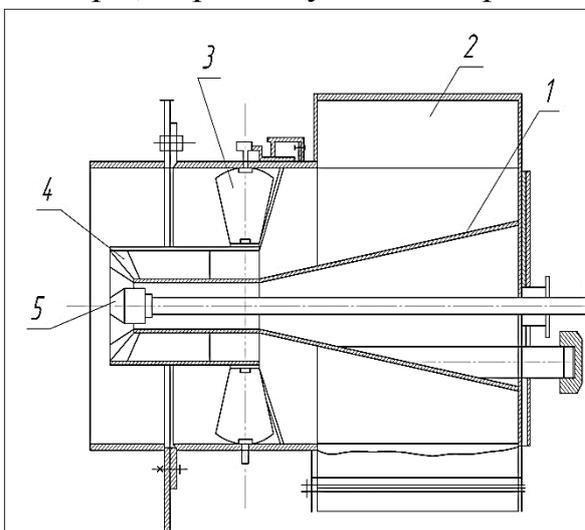


Рис.5.2.

Вихревая горелка ДВПИ [69]

1-конус; 2-улитка; 3-регулируемый аксиальный завихритель вторичного воз-

духа. Мембранный экономайзер по габаритам в 1,5 раза меньше соответствующего стального трубного, он жестче по конструкции и имеет минимальное количество подвесок. Эксплуатация мембранного экономайзера в кипящем режиме способствует снижению коррозии его внутренней поверхности. Применение в качестве второй ступени чугунного экономайзера снижает низкотемпературную коррозию его наружной поверхности. Между деаэратором и экономайзером установлен теплообменник, в котором питательная вода охлаждается со 104°C до 80-85°C. Несмотря на низкую температуру уходящих газов (меньше 120°C) хвостовые поверхности незначительно

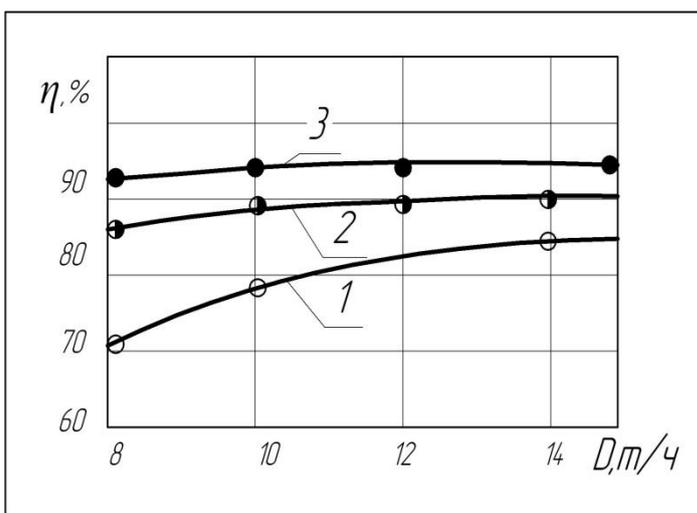


Рис.5.3.

Сопоставление КПД котлов Шухова-Берлина:

1 – с тремя горелками НГМ-500; 2 – с вихревой горелкой ДВПИ; 3 – с ЦВП

незначительно

подвергаются заносу и низкотемпературной коррозии, что увеличило межремонтный период работы котлов.

Опыт длительной промышленной эксплуатации циклонных предтопок ДВПИ на Дальзаводе показал, что они работают надежно, стабильно, легко регулируются и дают устойчивый короткий факел. Уровень шума от них в цехе ниже, чем от горелок с воздушным распыливанием топлива. Предприятие, располагающее возможностями средней ремонтной мастерской котельного оборудования, способно самостоятельно изготовить предтопок [75].

Проведена модернизация котлов с установкой ЦВП к котлам типа ДКВР, которые преобладают на отопительных и производственных котельных Дальнего Востока. На котле ДКВР-4-13 две мазутные горелки ГМГА заменены ЦВП с односторонним тангенциальным вводом воздуха, так как применение двухстороннего ввода нецелесообразно из-за малой высоты входных сопел. Минимальные габариты циклонной камеры ограничиваются дисперсностью распыла топлива при заданном его давлении. В данном случае устойчивая работа без коксообразования циклонной камеры диаметром 500 мм получена при давлении мазута 1,1 МПа и форсунке с соплом в 1 мм. ЦВП врезан во фронтальную не экранированную стену котла. Опорная конструкция предтопка в виде лафета, который разработан для камер любых габаритов, позволяет футеровать камеру в вертикальном положении и выполнять все монтажные операции только с помощью лебедки и талей. Коэффициент полезного действия котла увеличен с 76 % до 90 %, а паропроизводительность составляет 5 т/ч.

Модернизация парогенератора ДКВР-6,5-13 выполнена на основе предтопка с двухсторонним вводом воздуха с установкой к котлу стального мембранного экономайзера, и так как котел не имел пароперегревателя, заполнением пространства между первым и вторым газоходами дополнительным конвективным пучком. После эксплуатации котла в течение осенне-зимнего отопительного сезона на трубах и отводах экономайзера образовывался тонкий слой рыхлых отложений, визуально не отличающихся от загрязнений гладкотрубных поверхностей. Провисание и деформация труб в плоскости пакетов

экономайзера отсутствуют. Паропроизводительность котла увеличилась до 9,5 т/ч [111].

Для котла ДКВР-20-13 разработан проект модернизации, предусматривающий увеличение паропроизводительности до 35 т/ч (рис.5.4). Проектом, кроме установки циклонного предтопка, предусматривается: увеличение экранирования топки за счет опускания нижних коллекторов всех экранов; реконструкция

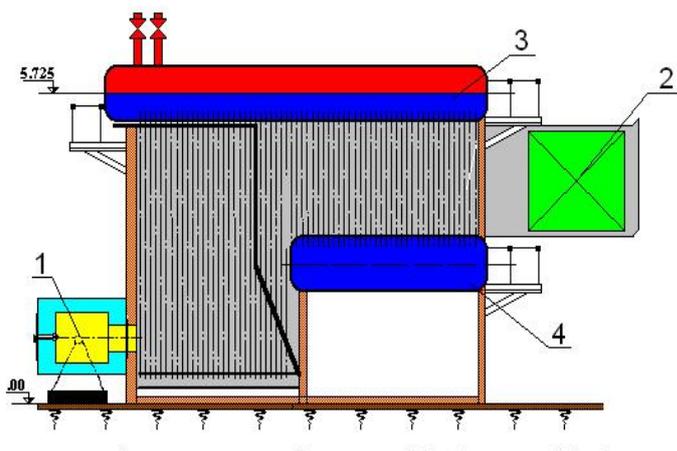


Рис.5.4.

Паровой котел ДКВР-20/13

1-циклонный предтопок; 2-экономайзер; 3-верхний барабан; 4-нижний барабан.

сепарационных устройств пароводяной смеси и перенос солевого отсека на боковые экраны заднего топочного блока; демонтаж воздухоподогревателя и установка на его место стального экономайзера; увеличение поверхности пароперегревателя.

Два котла ДКВР-20-13 модернизированы с сокращением объема работ, предусмотренных

проектом: не произведена реконструкция сепарационных устройств и замена пароперегревателя. Если в отопительный сезон до реконструкции первый из модернизированных котлов находился в эксплуатации 5187 часов и выработал 81,1 тыс. т пара, то в следующий сезон после реконструкции он проработал 5833 часа и выработал 123,7 тыс. т пара. Установка ЦВП способствовала уменьшению избытка воздуха, при этом удельный расход электроэнергии на тягодутьевые машины так же снизился с 1,65 до 1,20 кВт·ч/ГДж, КПД котла увеличился с 86,6 до 90,8 %. Но через год безаварийной эксплуатации начали появляться пережоги труб передних панелей экранов, входящих вместе с выносным циклоном во вторую ступень испарения котла, находящуюся в зоне максимальных тепловых потоков, со стороны активной части вращающегося факела. Гидравлический анализ показал, что из-за особенностей исполнения

второй ступени испарения на котлах ДКВР-20-13 скорость циркуляции в экранах составляет 0,37 м/с при тепловом потоке 0,116 МВт/м² и 0,26 м/с при 0,232 МВт/м². Это объясняется высоким гидравлическим сопротивлением сепарационного устройства в выносных циклонах. Кроме того, из-за высокого паросодержания в верхних коллекторах экранов, практически выключаются из работы трубы рециркуляции. Проверка надежности циркуляции показала, что коэффициент запаса по ее опрокидыванию – 1,4 превышает минимально допустимое значение – 1,1, а коэффициент запаса по застою составляет 1,03-1,11, то есть находится на предельно допустимом уровне. При циклонном сжигании мазута в зоне активной части факела локальные тепловые потоки на боковые экраны возрастают до 0,34-0,46 МВт/м², что и приводит к образованию больших паровых пузырей и пережогу труб. Таким образом, при модернизации котлов ДКВР-20-13 следует обращать особое внимание на компоновку предтопка и изменение гидравлического режима работы котла. При частичной реконструкции котла можно рекомендовать увеличение ширины щели в улитках выносных циклонов при их замене на сплюснутые патрубки ЦКТИ. Полезна установка перемычки между верхним коллектором и циклоном-сепаратором для усиления циркуляции при растопке котла, а также торкретирование теплонапряженных участков боковых экранов.

На двух котлах «Бабкок-Вилькокс» расчетной паропроизводительностью 30 т/ч также установлено по одному циклонному предтопку. Коллектор фронтального экрана опущен и выполнена разводка труб под амбразуру предтопка. Экранирование на котлах ДКВР-20-13 и «Бабкок-Вилькокс» фронтальной стены, к которой стыкуется циклонная камера, значительно облегчает условия работы пережима и его конструкция значительно упрощается, так как торец камеры непосредственно примыкает к экрану. Воздух, охлаждающий менее массивный пережим, сбрасывается под торкретное покрытие вокруг амбразуры. Следует заметить, что до модернизации котлы «Бабко-Вилькокс», эксплуатируемые с 1936 г., предполагалось демонтировать из-за низкой экономичности.

После модернизации их единичная производительность составила 35 т/ч, а КПД не менее 90 %.

Опыт модернизации котельного оборудования путем перехода на циклонное сжигание мазута показал, что при относительно небольших затратах, использовании тех же производственных площадей можно повысить эффективность сжигания топлива, теплопроизводительность котлов, а также продлить срок эксплуатации технически устаревшего и физически изношенного оборудования. Как следует из табл. 5.1, 5.2 калибр вихревых камер находится в диапазоне 0,9-1,3, а относительный пережим предтопок значительно превышает рекомендуемый 0,43 в работе [103].

Таблица 5.1

Конструктивно-технические характеристики ЦВП модернизированных котлов малой мощности.

Тип котла	Число котлов	Кол-во предтопок на котле	Характеристики ЦВП				
			Длина ЦВП $L_{п, м}$	Диаметр ЦВП $D_{п, м}$	Диаметр пережима $d_{п, м}$	Кол-во танг. вводов	Напор воздуха перед ЦВП $P_{ст, кПа}$
Шухова-Берлина	5	1	1,03	0,8	0,58	2	3,5
Бабкок-Вилькоккс	2	1	1,32	1,1	0,79	2	1,9
ТС-35	3	2	1,03	0,9	0,65	2	2,9
ДКВР-20-13	4	1	1,03	0,9	0,65	2	2,8
ДКВР-6,5-13	1	1	0,825	0,66	0,42	2	1,5
ДКВР-4-13	1	1	0,524	0,50	0,36	1	1

Таблица 5.2

Конструктивно-технические характеристики форсунок модернизированных котлов малой мощности.

Тип котла	Высота танг. вводов, $h_{тг, мм}$	Диаметр завихрителя, $Dз, м$	Параметры форсунки		
			Число сопел	Диаметр сопла мм	Давление мазута МПа
Шухова-Берлина	37,5	0,3	13	1,9	0,4
Бабкок-Вилькоккс	60	0,36	13	2	0,5
ТС-35	55	0,3	13	2	1,2
ДКВР-20-13	55	0,3	13	1,9	0,6
ДКВР-6,5-13	22,5	0,23	7	1,2	0,65
ДКВР-4-13	40	0,16	7	1	1,1

5.2 Модернизация котла ДЕ-25-24/380

При модернизации котлов мощностью более 25 Мвт с установкой циклонных предтопок не было необходимости в совершенствовании аэродинамики предтопка. Исключение составил котел ДЕ25-24/380, модернизации которого предшествовали проблемы, возникшие при эксплуатации предтопок

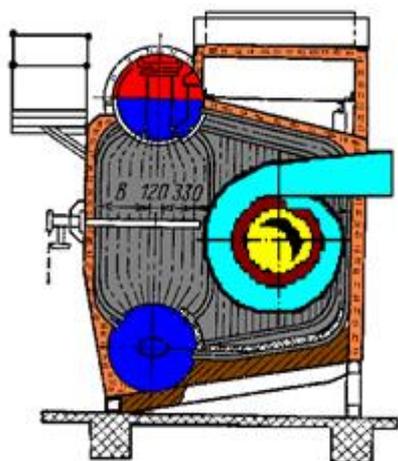


Рис. 5.5

Общий вид компоновки предтопка к котлу ДЕ-25.

на котлах малой производительности. На котле ДКВР 20-250/13 за год эксплуатации сгорел осевой завихритель, прогорел короб охлаждения пережима. На котле ДКВ-6,5-13 происходило заливание мазутом предтопка и коксование на максимальных нагрузках. Аналогичные причины осложнили, а в некоторых случаях (ДКВР-10, ДКВР-13, ДКВР-4,5) сделали невозможной нормальную эксплуатацию предтопок.

Модернизацией котельных агрегатов ДЕ-25-24/380 и ДЕ-25-14 с установкой циклонного предтопка предполагалось решить следующие задачи: фактическое достижение всех основных проектных показателей котла (номинальной мощности и экономичности), повышение надежности котла, снижение затрат на ремонт огнеупорного покрытия горелки, повышение фактической экономичности котла за счет изменения способа очистки конвективных поверхностей нагрева, улучшение экономической характеристики котла, снижение выхода оксидов азота. При этом была поставлена задача определить минимальную мощность циклонного предтопка, гарантирующую надежную и экономичную работу котла [124]. Проект модернизации котла ДЕ-25 включал замену горелки ГМП-16 на предтопок, установку фронтального экрана (рис.5.5.) и улучшение аэродинамики воздухопроводов. В конструкцию предтопка были

включены: регулятор крутки осевого воздуха [79], установленного в торцевой вихревой камере (ТВК), и работающий по принципу языкового шиберов, одновременно регулирующего степень открытия трех окон ТВК; двухпоточный аксиальный завихритель с поворотным механизмом лопаток, шиберов на всех обечайках. Особое внимание было уделено тарировке обечаек предтопка и проверке влияния регулятора крутки осевого воздуха на изменение сопротивления отдельных обечаек. Регулятором предварительной (до завихрителя) закрутки осевого потока предполагалось обеспечивать необходимую форму факела на разных нагрузках, при сохранении эффективности выгорания топлива в предтопке.

Таблица 5.3.

Данные об изменениях расходов воздуха в обечайках ЦВП при регулировании крутки аксиального потока

№ обечайки	Проект %	Открытый,	Средний,	Закрытый,
		Δ %	Δ %	Δ %
1	23	4,65	2,9	1,83
2	14	-2,07	-1,17	-0,73
3	14	-1,76	-1,09	-1,05
4	14	0,45	0,59	0,36
5	14	0,21	0,66	0,34
6	21	1,47	-1,88	1,75
$\Sigma \Delta$ %		10,61	8,27	6,06
$Q_B \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$		22,24	22,09	21,73

Продувки показали, что общее распределение воздуха по обечайкам предтопка близко к проектному, максимальное отклонение составляет два процента от общего расхода на торцевую вихревую камеру. Регулирование крутки изменяет распределение воздуха по обечайкам незначительно (табл.5.3.). Разница при открытом и закрытом регуляторе крутки составляет 0,51 тыс.м³/ч, что составляет 2,3 % от общего количества воздуха. Ощутимое изменение оказывается на вторую обечайку, до двух процентов, так как формируемый этой обечайкой тангенциальный поток является приторцевым, находящемся в непосредственном контакте с осевым потоком выходящим из ТВК. Опыты на

минимальных и максимальных нагрузках показали влияние регулятора на коэффициент избытка воздуха в уходящих газах и на концентрацию окислов азота в уходящих газах.

При полном закрытии регулятора крутки, распределение воздуха по обечайкам максимально приближаются к проектному, отклонение составляет всего 6%, по сравнению с открытым регулятором 11%. По расходу воздуха (табл.5.3) видно, что разница при открытом и закрытом регуляторе составляет

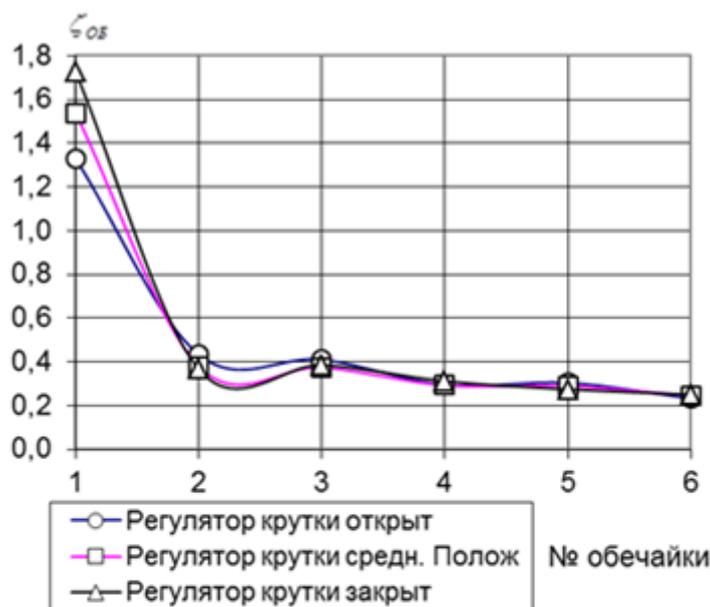


Рис. 5.6

График изменения сопротивления в обечайках

$$\text{ЦВП: } \zeta_{об} = \frac{\Delta P_{ст}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{об}^2}$$

0,51 тыс. м³/ч, что составляет 2,3% от общего количества воздуха. Это свидетельствует о том, что сопротивление ТВК предтопка увеличивается (рис.5.6) при закрытии регулятора крутки. После пуска котла, для проверки влияния неизотермичности на распределение воздуха в предтопке, при 80 % нагрузке была проведена тарировка обечаек предтопка.

При горении сопротивление циклонного предтопка увеличилось, что сказалось в первую очередь на общем расходе воздуха, разница составила 1,5 тыс. м³/ч, снизился расход воздуха через ось на 900 м³/ч, суммарное отклонение от проектного распределения около семи процентов.

Из сравнения относительных расходов воздуха по обечайкам вихревой камеры при холодной продувке и горении (рис 5.7) следует, что увеличение

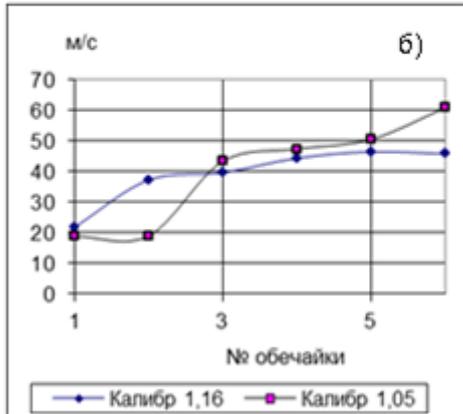
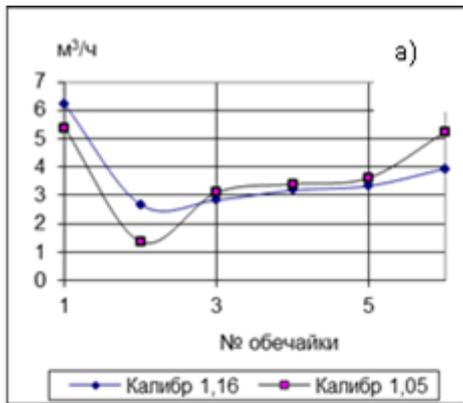


Рис.5.8

График зависимости расхода (а) и скорости (б) воздуха от калибра ЦВП

сопротивления осевого ввода привело к снижению его расхода через ТВК на 15%. Расход на тангенциальный ввод по всем обечайкам, без исключения, увеличился, причем на шестую обечайку, находящуюся перед пережимом, приходится самый большой расход - 8%, так как условия стока из шестой обечайки наиболее благоприятные из-за близости выходной амбразуры предтопка, где оказывает влияние разрежение топки и при горении сохраняется центральная зона эжекции закрученного потока.

Таким образом, при проектировании необходимо учитывать эффект влияния неизотермичности, приводящий к увеличению сопротивления циклонного предтопка и перераспределению воздуха по обечайкам.

В процессе наладки было произведено изменение калибра вихревой камеры сгорания. Основанием послужили

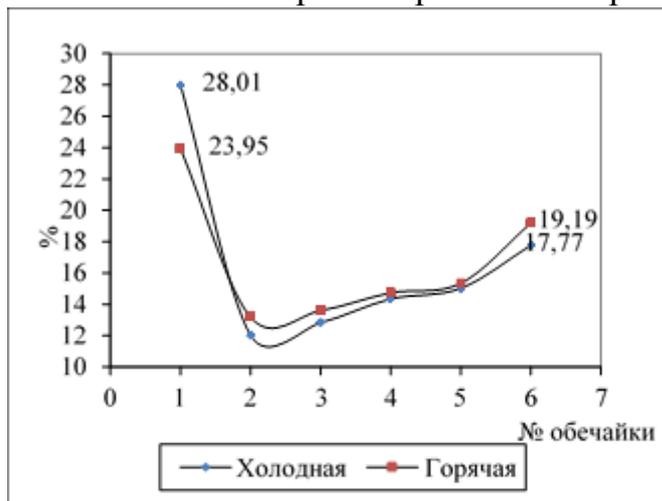


Рис.5.7

График распределения воздуха в ЦВП на «холодную» и при горении.

наблюдения пристенной зоны камеры сгорания в режимах прогрева, при закрытии второго и третьего шиберов на обечайках подвода воздуха к первому и второму тангенциальным соплам при этом, снизился приторцевой сток холодного воздуха в корневую зону факела. Изменение калибра камеры сгорания циклонного пред топка с

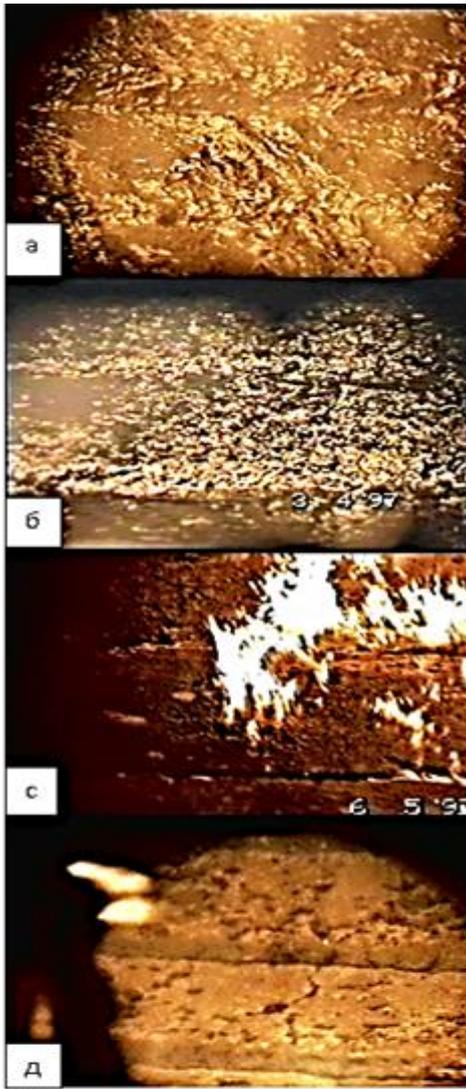


Рис.5.9

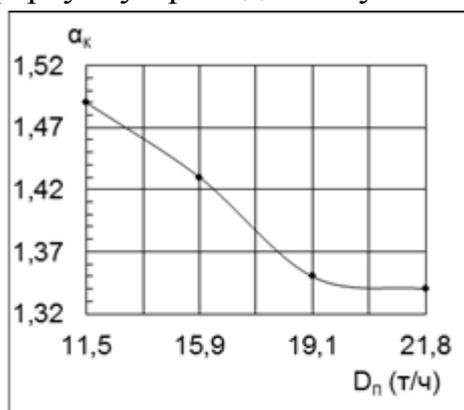
Изменение состояния
обмуровки предтопка при
пуске и прогреве.

1,16 до 1,05, с увеличением толщины бетона на торце на 100 мм, должно было приблизить корневую зону факела к пережигу и снизить вероятность разрыва центральной зоны эжекции. Тарировка, проведенная после уменьшения калибра, показывает (рис.5.8) перераспределение расходов и скоростей в сторону увеличения к выходу из пред топка. Общее сопротивление предтопка по данным продувок уменьшилось на 2,5 % от исходного. Уменьшение калибра привело к снижению максимальной нагрузки котла на 3%, но при этом в диапазоне 75 до 87% от максимальной нагрузки, горение стабилизировалось и в предтопке происходила устойчивая газификация топлива. Пусковые режимы, связанные с прогревом обмуровки предтопка, стали проходить в два раза быстрее (4-5 минут) (рис.5.9, с, д). Форма факела и его длина на выходе из предтопка не изменилась. На нагрузках выше 90% от максимальной основное горение перемещалось в объем топки (горелочный режим), в предтопке горение оставалось только в центральной области, происходило резкое снижение температуры в камере сгорания предтопка, сопровождающееся остыванием огнеупорного покрытия с последующим попаданием несгоревших капель мазута на стенки предтопка) (Рис.5.9.а,б.). Испытания котла показали ухудшение технических характеристик в момент перехода с циклонного на горелочный режим. Визуально это проявлялось в снижении яркости факела и уменьшении диаметра его ядра.

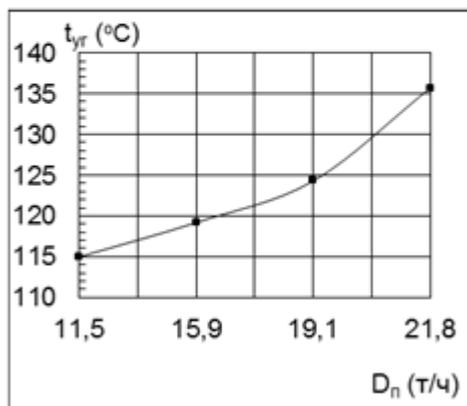
Избытки воздуха (рис.5.10,а) свидетельствуют об ухудшении эффективности использования его кинетической энергии на смесеобразование. Перенос

горения в объем топки приводит к увеличению температуры уходящих газов (рис.5.10,б) и снижению КПД брутто котла.

Опытным путем определена приоритетность влияния режимных параметров котла на время и динамику переходного процесса. Первостепенное значение имеет расход топлива. Незначительное увеличение давления мазута на форсунку приводит к пульсациям разрежения в топке. Пульсации возникают



а)



б)

Рис. 5.10

Графики изменения параметров котла при переходных режимах горения.

в пережиге в момент разрыва зоны эжекции в объеме предтопка. Объем камеры сгорания предтопка, при существующих условиях развития факела (в туннельной топке), имеет жесткое ограничение по топливу. Влияние избытка воздуха и разрежения также проявляется при переходном процессе, но как второстепенный фактор.

Для увеличения эжекции горячих газов из топки котла, изменен диаметр пережиги с 650 до 720 мм, но работа предтопка ухудшилась. Увеличился избыток воздуха необходимый для поддержания нормального смесеобразования. Температура уходящих газов также увеличивалась за счет смещения ядра горения к выходу из топки. Появилось ограничение нагрузки котла по тяге. Переходной режим сместилась в сторону уменьшения про-

изводительности котла на 15%. Время прогрева обмуровки предтопка после пуска увеличилось в два раза, так как режим сопровождался возникновением пленочного горения переходящим в интенсивный заброс топлива в обечайки (рис.5.11, а, б) через сопловые коробки (рис.5.11, с, д). Следует заметить, что такой режим наблюдался при пуске предтопков на котлах малой мощности (КВГМ 20, ПТВМ 30, Б-35, ДКВР-20) [126].

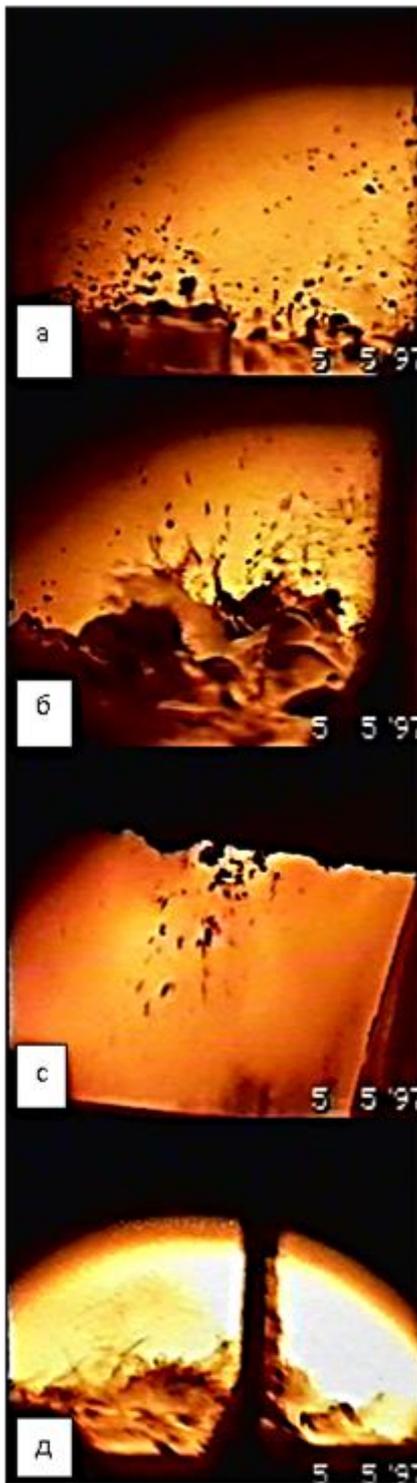


Рис.5.11

Режим пленочного горения
мазута в предтопке.

Для уменьшения теплонапряжения при нагрузках близких к номинальной, было решено увеличить диаметр камеры сгорания. За счет уменьшения толщины огнеупорного покрытия диаметр был увеличен с 909 мм до 1009 мм. Расчетное теплонапряжение сечения снизилось до 25 МВт/м². В результате проведенных испытаний установлено, что максимальная паропроизводительность котла при надежной работе циклонного предтопка увеличилась с 23 до 27 т/ч. Уменьшение толщины огнеупорного покрытия в два раза, на 40% сократило время прогрева на пусковых режимах. Срок службы огнеупора составил 12000 часов в переменных режимах. Заложена в конструкцию возможность локально менять сопловые кирпичи, подверженные наибольшему разрушению, сохраняет основную кладку и пережим.

Срок службы огнеупорного покрытия камеры сгорания предтопка зависит от его качества, количества пусков, которые составляют для шамотного кирпича класса «В» 8-10 тыс. часов, для класса «А»-15-17 тыс. часов, при соблюдении правил эксплуатации. По окончании гарантированного срока службы обмуровки, ее разрушение носит локальный характер: разрушаются надсопловые кирпичи (рис 5.12) отдельных зон близких к пережиму, скалываются крайние кирпичи пережима, а также происходит отложение кокса (рис 5.13), приводящее к нарушениям аэродинамики. Факел

близких к пережиму, скалываются крайние кирпичи пережима, а также происходит отложение кокса (рис 5.13), приводящее к нарушениям аэродинамики. Факел



Рис.5.12

Сопло тангенциального ввода воздуха в предтопок.



Рис. 5.13

Отложение кокса на стенках предтопка.

на выходе из предтопка становится пульсирующим, на 15-20 % увеличивается аэродинамическое сопротивление предтопка, приводящее к снижению номинальной нагрузки из-за ограничений мощности дутьевого вентилятора. После 1000-1500 часов эксплуатации предтопка обмуровка становится монолитной и улучшаются все ее технические показатели. Увеличивается степень выгорания топлива, снижается критический избыток воздуха, факел в топке становится короче на 30% и значительно ярче. В данных условиях исключены переходы на горелочный режим, так как устойчивая газификация топлива происходит во всем диапазоне нагрузок [111].

Для определения влияния состояния камеры сгорания на аэродинамические характеристики исследовалось два предтопка (№ 1 - проработавший 8000 часов и № 2 - новый) измерялись осевая и тангенциальная оставляющие средней скорости потока в сечениях: 0,16 L; 0,43 L; 0,9 L (соответственно 1,2,3). Замеры производились через каждые 50 мм радиуса до оси предтопка.

На рис.(5.14-5.18) представлены аэродинамические характеристики предтопка

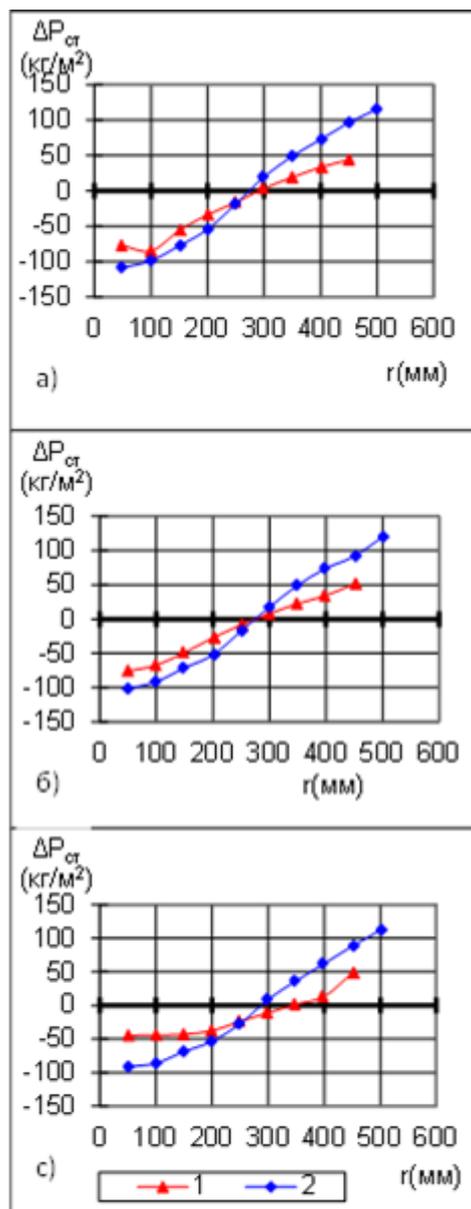


Рис.5.14

Перепад статического давления $\Delta P_{ст}$ по радиусу сечения предтопка.

№ 1 с изношенным покрытием и № 2 – с новым огнеупорным покрытием. Степень изношенности покрытия можно охарактеризовать следующими факторами:

- вся внутренняя поверхность имеет раковины неправильной формы глубиной от 5 до 10 мм и средним условным диаметром от 10 до 20 мм;
- выступающие над поверхностью покрытия твердые наплывы кокса, спекшегося с расплавом раствора кладки и огнеупора, в средней зоне камеры и на пережиге;
- на 30-40% разрушенные надсопловые кирпичи со стороны кромки сопла;
- эллипсность пережиги составляет (\pm) 40 мм по осям;

Перепад статического давления ΔP ($\text{кг}/\text{м}^2$)

в предтопке № 2, во всех трех сечениях остается практически неизменным (рис. 5.14). Незначительное снижение разрежения в центральной зоне эжекции второго и третьего сечений (рис. 5.14, в, с) можно объяснить поте-

рей энергии вращения, возникающей из-за существующей шероховатости и хордальности кладки. О стабильности ядра вращения и равномерности подвода воздуха можно судить по неизменному радиусу нулевого давления в трех сечениях. В предтопке № 1 перепад давления в 2,5 раза меньше, чем в - № 2, так как разрежение в осевой зоне с $75 \text{ кг}/\text{м}^2$ уменьшается до $47 \text{ кг}/\text{м}^2$ к выходу из предтопка, а в пристенной зоне давление неизменно в трех сечениях. В третьем сечении (рис. 6.14, с) профиль изменения давления можно разделить на

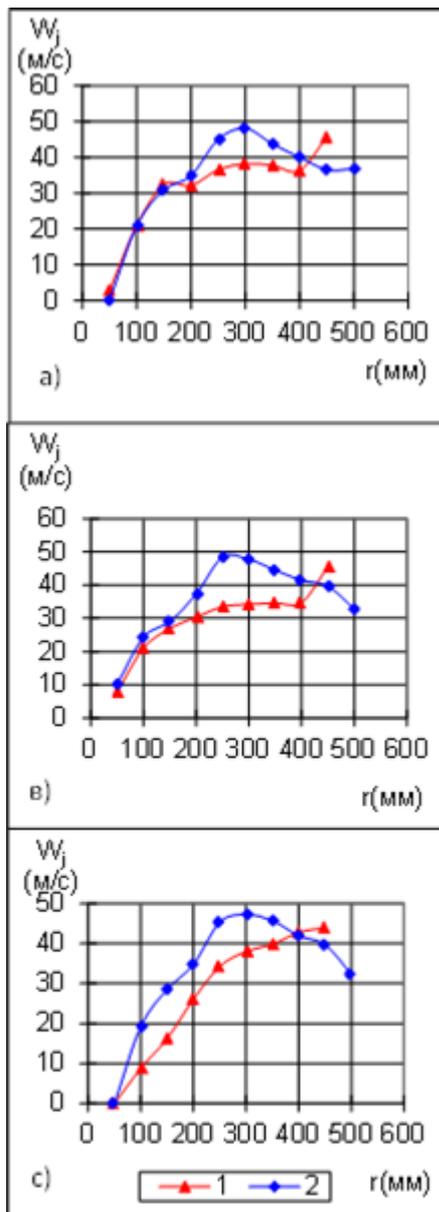


Рис. 5.15
Тангенциальная
составляющая вектора
скорости W_j .

три части: от радиуса 400 мм до стенки - максимальный перепад, от 150 мм до 400 мм - уменьшение перепада из-за потерь энергии на трение и восстановление набегающего потока и от центра до 150 мм - нулевой перепад давления. В предтопке № 1 смещение нулевого уровня давления и угла наклона профиля перепада давления в третьем сечении (рис. 5.14, с) связано с гидравлическим сопротивлением в пристенной зоне. Тангенциальная составляющая вектора скорости (W_φ (м/с)) в предтопке № 2 (рис. 5.15 а, в, с) имеет ярко выраженные зоны квазитвердого и квазипотенциального вращения.

Максимум скорости смещается по радиусу в третьем сечении к пристенной зоне (рис. 5.15, с). В предтопке № 1 зона квазипотенциального вращения присутствует только в первом сечении (рис. 5.15, а), где происходит формирование тангенциальной составляющей скорости потока в приторцевой зоне с характерно выраженным квазитвердым ядром, создаваемым аксиальным завихрителем (на радиусе 200 мм). Во втором сечении влияние завихрителя уменьшается до радиуса 150 мм.

Тангенциальная скорость потока в старом предтопке меньше, чем в новом на 40%.

В первом и втором сечениях (рис. 6.15, а, в) наблюдается резкое снижение тангенциальной скорости в пристенной зоне предтопка № 1. Объясняется это тем, что при горении происходит нагревание и деформация сопловых коробок. При этом поток воздуха выходит по хорде, и сталкиваясь со стенкой, теряет

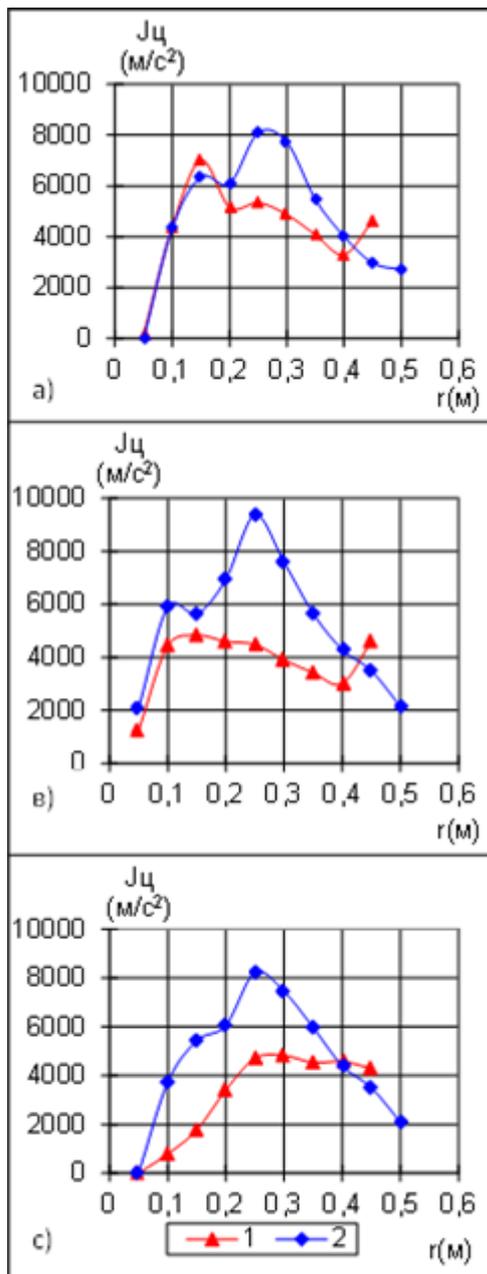


Рис.5.16

Центробежная напряженность потока J_n в предтопке.

энергию. В третьем сечении (рис.5.16 с) наблюдается квазитвердое вращение по всему радиусу сечения предтопка № 1. На рис.5.16, а), в), с) показано изменение величины центробежной напряженности J_c (M/c^2) по радиусу камеры. Как видно на рис. 5.16, с) в предтопке № 1 наблюдается снижение J_c к третьему сечению. Завихритель обеспечивает высокий уровень центробежной напряженности только в первом, приторцевом сечении (рис. 5.16, а), что способствует стабильному и эффективному смесеобразованию в корневой зоне факела.

Значение центробежной напряженности потока во втором и третьем сечениях предтопка № 1 практически в полтора - два раза ниже, чем в предтопке № 2. В пристенной зоне второго сечения, наиболее поврежденной, (рис. 6.16в). происходит резкое падение J_c . Дальнейший рост и пик максимума J_c совпадает с радиусом завихрителя торцевой вихревой камеры. Четко отслеживается доминирующее влияние тангенциального подвода в предтопке № 2 и аксиального осевого ввода в предтопке № 1 с изношенным покрытием, где тангенциальный ввод не оказывает существенного влияния на ядро горения. Подтверждением является эксперимент с оптимизацией режимов прогрева, путем изменения расходов по обечайкам тангенциальных подводов воздуха. По мере эксплуатации предтопка, степень влияния расхода воздуха на горение снижалась

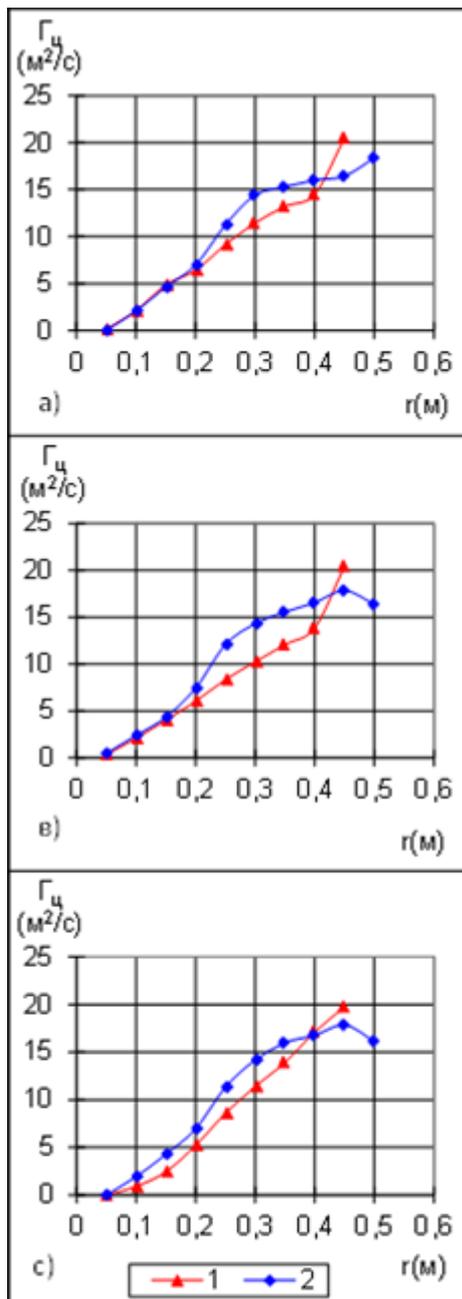


Рис. 5.17
Циркуляция скорости потока Γ_u в предтопке.

сначала у обечаек центральной зоны (второе сечение) (рис. 5.16, в), затем у обечаек зоны пережима (третье сечение) (рис. 5.16, с). Влияние воздуха, поступающего из обечаек приторцевой зоны (первое сечение) (рис. 5.16, а) усилилось, в сравнении с предтопком № 2. Необходимо отметить, что этими обечайками обеспечивался прогрев первой половины предтопка. Стенка второй половины и пережим на максимальной нагрузке оставались покрытыми пленкой мазута.

По изменению циркуляции скорости Γ (m^2/c) в предтопке № 2 на радиусе 0,41 м (Рис. 5.17б,с) во втором и третьем сечениях отслеживается влияние пережима.

Осевая составляющая скорости движения воздуха в камере сгорания предтопка № 2 представлена в трех сечениях зонами прямого и обратного токов (рис. 5.18 а, в, с). Наиболее сильно проявляется пристенная зона обратных токов, формирующая торцевые перетоки из области избыточного давления к корню факела (рис. 5.18, а). В предтопке № 1 отсутствует обратный ток в центральной зоне. Потеря энергии потока в пристенной зоне приводит к тому, что в третьем сечении (рис. 5.18, с) осевая составляющая скорости практически не имеет градиента по радиусу, за исключением пережима, препятствующего выходу потока из предтопка. Проведенные исследования показывают, что в предтопках малой мощности необходимо правильно организовать аксиальный ввод воздуха и топлива в корневую часть вихря. С этой

целью на предтопок котла ДЕ25-24/380 был установлен экспериментальный завихритель. За счет увеличения числа лопаток и изменением их геометрии удалось получить симметричный и однородный факел. Влияние аксиальной ввода воздуха было отмечено на первых циклонных предтопках, в которых вихрь представлял спиралевидный жгут (рис. 5.19) и истекал в топочный объем, провоцируя выгорание и коксование отдельных зон камеры. Детально определить влияние завихрителя на аэродинамику предтопка, стало возможным только после разработки конструкции завихрителя с изменяемым углом поворота лопаток (рис. 5.20). Завихритель был выполнен двухрядным с диаметрами 310 мм и 510 мм. Торцевая вихревая камера (рис. 5.21) состоит из следующих деталей: цилиндрического ко

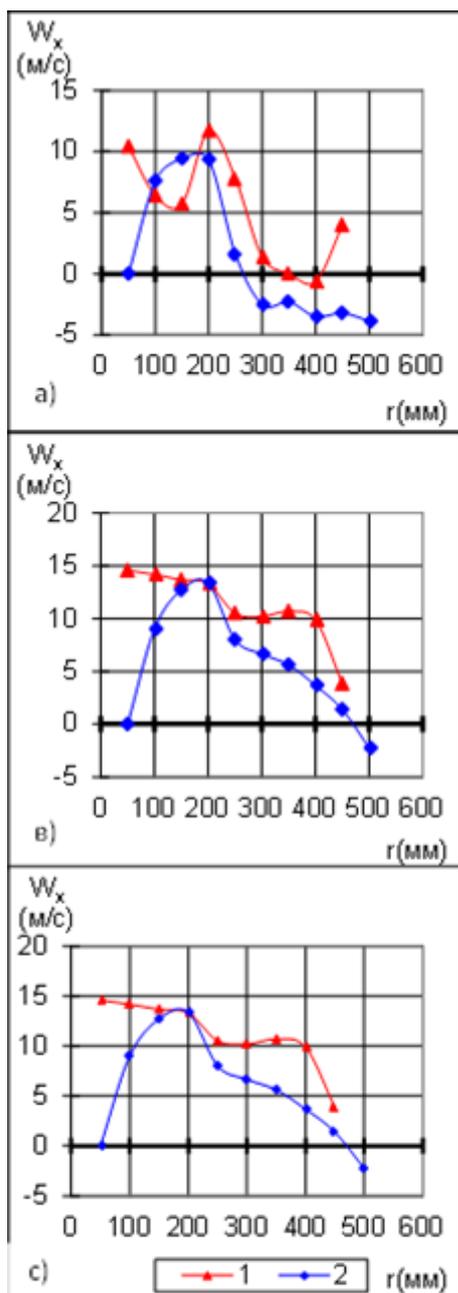


Рис. 5.18

Осевая составляющая вектора скорости W_x в предтопке.

роба подвода воздуха 1, установленного на торцевой стенке 2 предтопка и закрытого крышкой

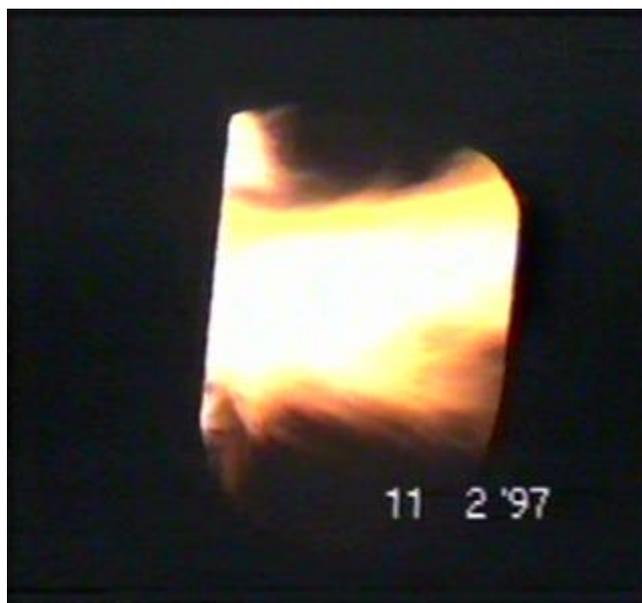


Рис.5.19

Вид факела при завышенном расходе воздуха через ТВК.

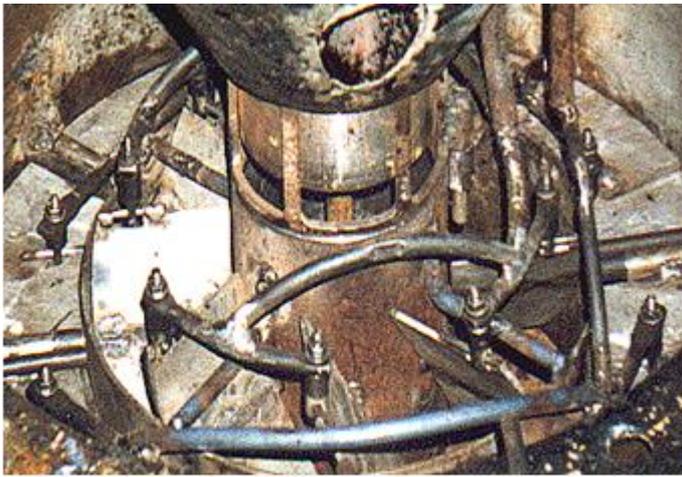


Рис.5.20

Аксиальный двухпоточный завихритель.

3; трубы 4, снабженной тремя сквозными окнами 5, проходящей через аксиальный завихритель, состоящий из двух венцов лопаток 6 и 7, установленных в стенке 2. Независимые устройства для регулировки угла наклона лопаток 6 и 7 завихрителя снабжены управляющими тягами 8 и 9, выведенными через крышку 3 за пределы камеры.

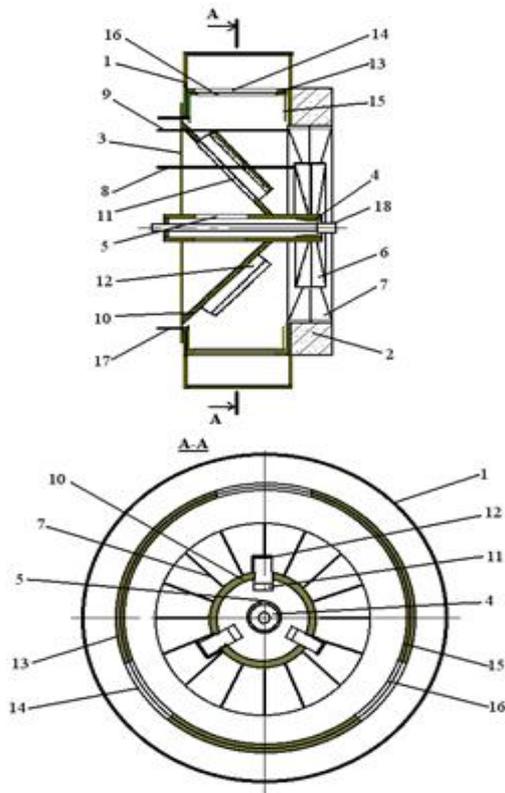


Рис. 5.21 Торцевая вихревая камера предтопка котла ДЕ-25

Встроенное устройство для подавления центральной зоны эжекции выполнено в виде конуса 10 с тремя окнами 11, снабженными направляющими пластинами 12 в виде уголков. Входной регулятор крутки состоит из соплового аппарата 13 с тремя радиальными соплами 14 и барабана 15 с окнами 16, установленного с зазором внутри аппарата 13. Барабан 15 имеет возможность поворота относительно аппарата 13 с помощью тяг 17, также выведенных за пределы камеры. Внутри трубы 4 соосно размещена форсунка 18 [79].

Торцевая вихревая камера работает следующим образом. Воздух подается в короб 1, где через сопла 14 аппарата 13 и окна 16 барабана 15 разветвляется, причем одна часть воздуха через венцы лопаток 6 и 7 подается непосредственно в предтопок, а другая часть, повернув на направляющих 12, через окна

11 и 5 сначала подается в кольцевой канал, образованный трубой 4 и форсункой 18, для подавления центральной зоны эжекции камеры сгорания. Геометрия факела регулируются с помощью тяг 8, 9 и 17.

Возможность регулировки крутки и расхода на входе, а также крутки на выходе из камеры позволяет без остановки производить любые изменения с корневой зоной смесеобразования. При этом можно визуально наблюдать за происходящими в пристенной зоне камеры сгорания изменениями через сопловые коробки тангенциальной раздачи воздуха. Угол атаки обоих рядов регулировался независимо. При разработке завихрителя претерпели изменения: узел центровки форсунки, упростился обдув распылителя. Узел центровки всегда требовал дополнительных работ после монтажа предтопка и, кроме того, в редких случаях удавалось точно отцентровать форсунку. Новая конструкция не допускала таких отклонений и упростила операцию центровки, имеющую очень важное значение в работе предтопка. Исследования показали, что отклонение форсунки от центра и появление угла между осью предтопка и осью форсунки приводит к коксованию камеры сгорания. Основные отложения приходятся на середину предтопка по длине в зоне перед соплами. Особенности конструкции позволили изменять угол поворота на малом завихрителе от 37° до 55° и на внешнем, большом, завихрителе от 0° до 35° . Для оценки эффективности завихрителя выбрано по два режима с разной организацией осевого ввода на предтопке № 1 и на новом предтопке № 2. Режим с проектным завихрителем, диаметром 310 мм и углом закрутки 45° относительно горизонтальной оси предтопка, и режим при открытом дополнительном завихрителе диаметром 510 мм и углом закрутки 35° . Полученные по результатам продувок аэродинамические характеристики представлены как в размерном виде, для удобства сравнения абсолютного изменения величин, так и в безразмерном виде, отнесенные к $W_{\phi_{\max}}$ и $r_{\phi_{\max}}$. Приведение к безразмерному виду позволяет оценить структуру вихревого потока и четко показать квазитвердую и квазипотенциальную зоны вихря. На размерных графиках

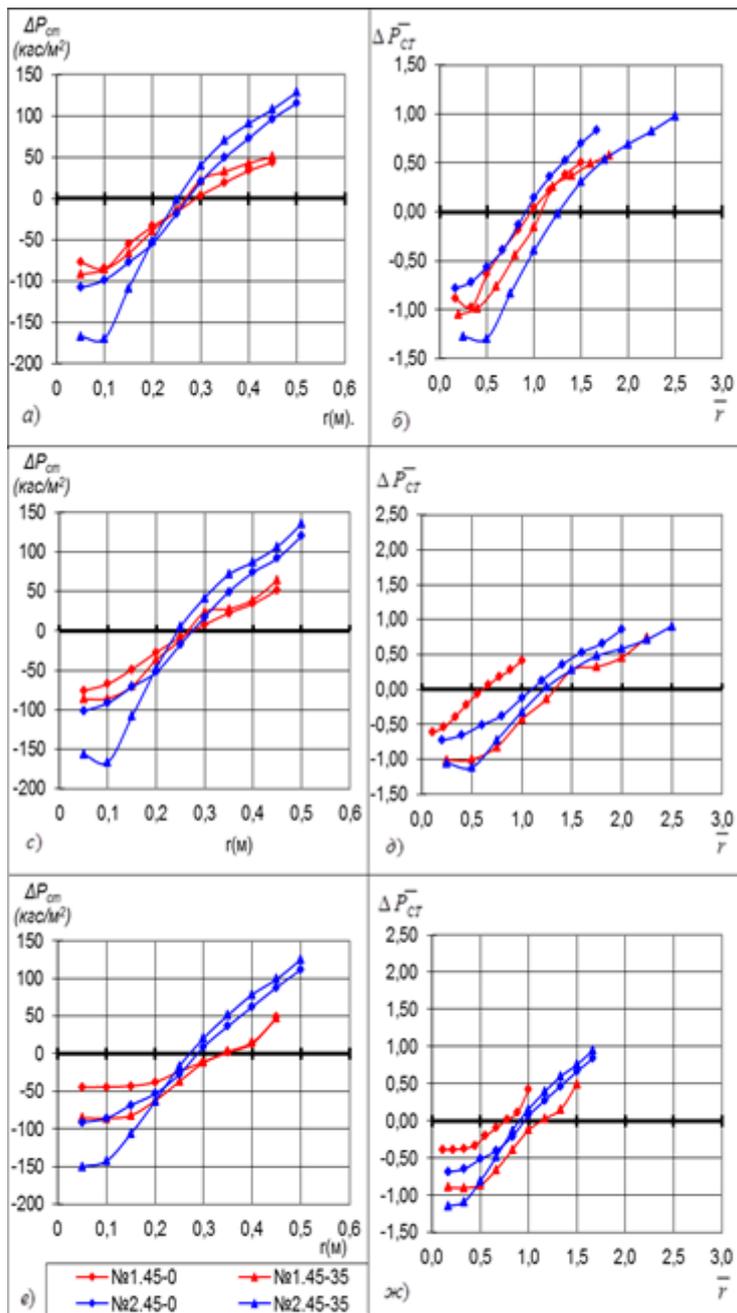


Рис.5.22

Графики влияния параметров завихрителя на перепад статического давления по радиусу ЦВП

нах приводят к выравниванию перепада статического давления в сечении.

Во втором и третьем сечениях (рис. 5.22, с, д, е, ж) предтопка № 1 увеличение диаметра завихрителя приводит к появлению квазипотенциального вихревого движения в пристенной зоне. В предтопке № 2 увеличение этой зоны наблюдается только в первом и втором сечениях. В два раза усиливается раз-

отмечено положение завихрителей и пережимов. Первая отметка от нуля – основной внутренний завихритель (155 мм), вторая отметка от нуля – дополнительный внешний завихритель (255 мм). Последние отметки - радиусы пережимов предтопок №1 и №2 (328 мм, 365 мм).

Изменение статического давления при открытии дополнительного завихрителя наиболее ярко выражено в предтопке № 2. Усиление разрежения центральной зоны эжекции в первом сечении, сопровождается уменьшением диаметра квазитвердого ядра (рис. 5.22, а, б). В предтопке № 1 изменения давления практически не происходит. Потери энергии потока на трение в торцевой и пристенной зо-

режение в последней зоне предтопка № 1, что объясняется общим увеличением полной энергии потока с усилением разрежения центральной зоны эжекции. Анализ влияния дополнительного завихрителя на статическое давление показывает, что более развитой становится зона эжекции, увеличивается область квазипотенциального вращения. Большие потери на трение снижают эффективность влияния осевого ввода на статическое давление.

Изменение тангенциальной составляющей скорости потока № 2 в первом сечении происходит до границы дополнительного завихрителя. В наиболее активной зоне (0,16м-0,2м) скорость увеличивается на 12 м/с, с 32 м/с до 44 м/с. При этом максимум тангенциальной скорости смещается на 100 мм к оси ка-

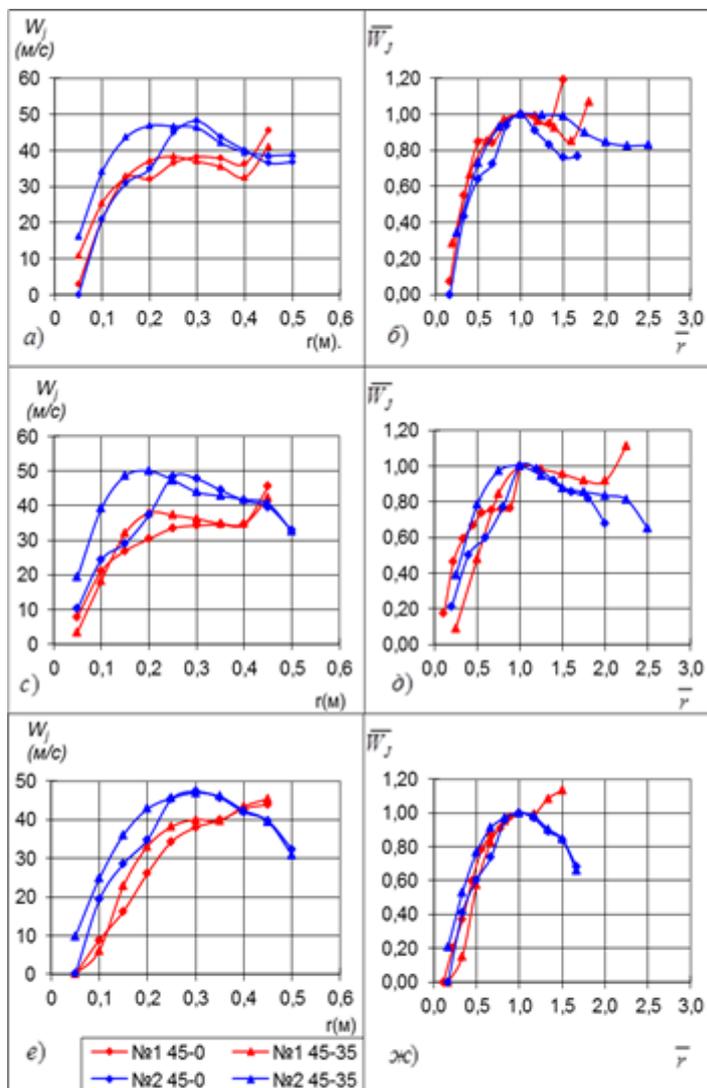


Рис.5.23

Графики влияния параметров завихрителя на W_{tg} по радиусу ЦВП в трех сечениях.

меры и находится на среднем радиусе дополнительного завихрителя. В предтопке № 1 изменения тангенциальной скорости в первом сечении практически не происходит. Имеет место незначительное перераспределение с увеличением у оси и уменьшением на периферии на 3-5 м/с (рис. 5.23, а.). Представленная в безразмерном виде тангенциальная составляющая скорости показывает увеличение квазипотенциальной зоны вращения потока в первом и втором предтопках (Рис.5.23, б).

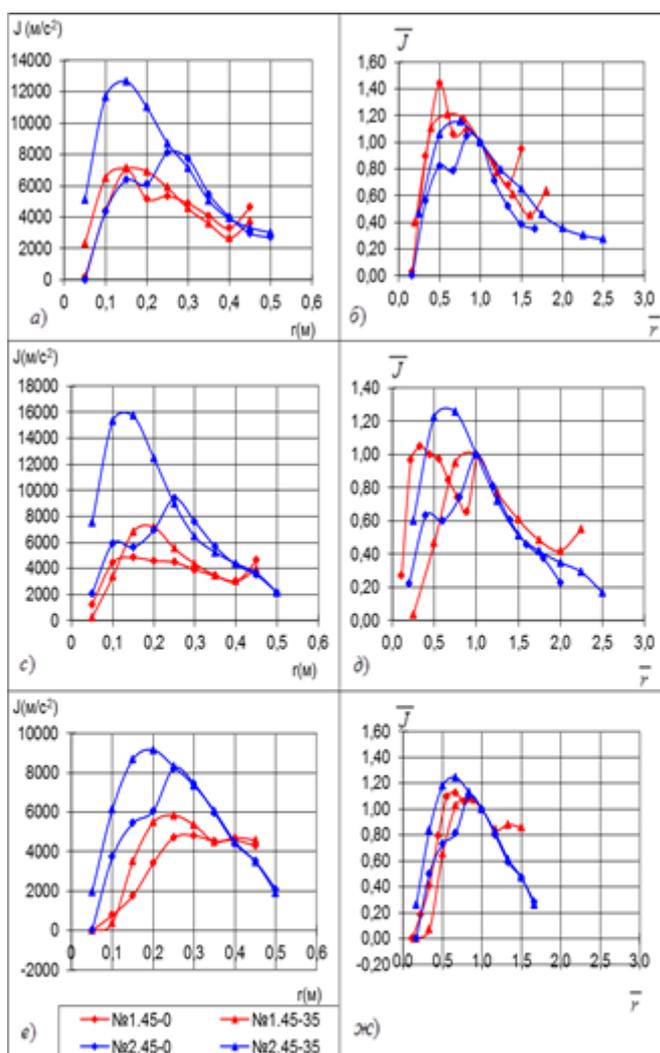


Рис.5.24

Графики влияния параметров завихрителя на J по радиусу ЦВП в трех сечениях.

Во втором сечении дополнительный осевой ввод увеличивает тангенциальную скорость на 20 м/с в предтопке № 2. При этом максимум скорости смещается к оси камеры. В предтопке № 1 также увеличивается тангенциальная скорость, но не значительно и в узком диапазоне (рис. 5.23, с).

Безразмерный вид параметров потока показывает увеличение протяженности зоны квазипотенциального вращения. Причем в предтопке № 1 до открытия дополнительного завихрителя квазипотенциальное вращение отсутствовало (рис. 5.23, д).

Третье сечение в обеих предтопках характеризуется увеличением абсолютного значения тангенциальной скорости. В предтопке № 2 смещения границы раздела зон вращения не происходит из-за преобладающего влияния тангенциального подвода воздуха. В предтопке № 1 появляется незначительная зона квазипотенциального вращения, которая вырождается при приближении к стенке камеры (рис. 5.23, е, ж).

В целом увеличение диаметра осевого подвода приводит к росту тангенциальной скорости в зоне квазитвердого вращения во всех сечениях и к увеличению зоны квазипотенциального вращения при смещении максимума скорости к оси камеры.

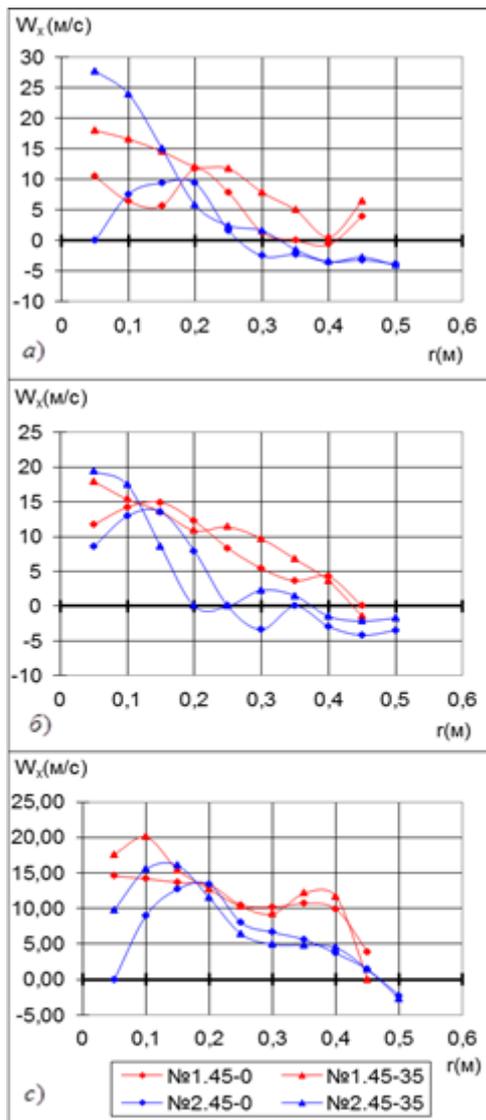


Рис.5.25

Графики влияния параметров завихрителя на W_x потока по радиусу ЦВП в трех сечениях.

Осевая составляющая скорости потока подверглась наибольшим изменениям под влиянием дополнительного завихрителя. Увеличение диаметра осевого ввода привело к исчезновению обратного тока в первом сечении (рис. 5.25, а), уменьшение области пристенных обратных токов. Во втором и третьем сечениях прямоток в приосевой области усилился незначительно. Дополнительный завихритель не оказал влияния на условия стока (рис. 5.25, б, с).

Такое изменение осевой составляющей скорости привело к снижению уровня рециркуляции продуктов горения в приосевой области у корня факела.

Максимум центробежной напряженности в предтопке № 2 увеличивается в два раза, при этом максимум смещается (рис. 5.24, а). В варианте работы на основном завихрителе, четко отслеживается два экстремума центробежной напряженности. Один образован аксиальным завихрителем осевого подвода воздуха, а второй - тангенциальным подводом. При включении дополнительного завихрителя остается один экстремум, совпадающий по положению с экстремумом завихрителя в первом сечении и переходящий в экстремум тангенциального подвода, в третьем сечении (рис. 5.24, ж). Проведенные испытания показывают, что наличие двойного экстремума центробежной напряженности приводит к улучшению горения топлива в предтопке. Полученные данные уточняют диаграмму и плотность распыла топлива, исключив его попадание на стенки камеры сгорания.

Осевая составляющая скорости потока

Увеличение абсолютного значения скорости способствовало снижению сопротивления предтопка на 15%, но при этом снизилась эффективность смесеобразования и время пребывания продуктов горения в камере сгорания предтопка. При сравнении предтопка № 1 и предтопка № 2 необходимо отметить сохранение автотельности изменения осевой скорости и совпадение радиусов пересечения кривых (до и после включения дополнительного завихрителя) во всех трех сечениях.

Покадровый просмотр режимов розжига предтопка без дополнительного

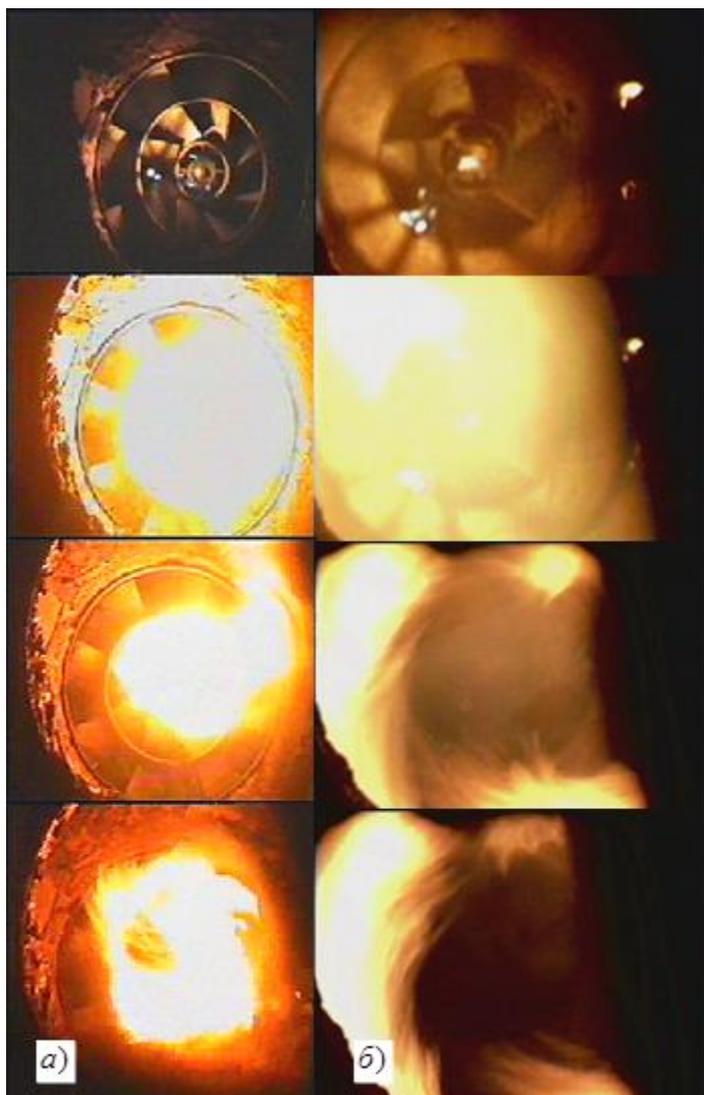


Рис.5.26

Момент розжига циклонного предтопка котла ДЕ25-24/380 от термического запальника.

а) комбинированный завихритель;

б) простой завихритель

завихрителя показывает наличие центральной зоны обратного тока и активное горение в переходной зоне (рис. 5.26, а). Дополнительный завихритель формирует локальное горение около форсунки, при этом отсутствует зона обратного тока, так как факел прижат к оси (Рис.5.26, б). Открытие завихрителя на максимальной нагрузке приводило к увеличению объема факела в топке, но при этом снижалась степень выгорания в предтопке, так как приходилось увеличивать напор воздуха на 10 мм.в.ст.

К значительному улучшению смесеобразования и стабильности горения привело увеличение числа лопаток, и оптимизация узла подавления корневой зоны обратных токов.

Совершенствование торцевой вихревой камеры позволяет рационально использовать переднюю часть камеры сгорания предтопка и аксиальный ввод не только для снижения аэродинамического сопротивления камеры, но и для управления развитием факела. Последнее, весьма существенно для сопряжения предтопков с топками котлов малой мощности.

Таблица 5.4
Углы распыления топлива форсунками, опробованными на котле ДЕ 25.

№	Внутренний угол ($\alpha_{в}$)	Наружный угол ($\alpha_{н}$)
1	52	78
2	57	83
3	33	85
4	53	103

За время исследований циклонного предтопка к котлу ДЕ25-24/380 разрабатывались конструкции центробежных многосопловых форсунок, удовлетворяющих следующим требованиям: отсутствие мазутной пленки на стенках предтопка; равномерность распределения факела по топке котла; исключение перегрева бокового экрана

топки; оптимальное смесеобразование в предтопке. Первый пуск котла и его прогрев производился на 13-ти сопловой растопочной форсунке с $D_{\text{сопел}} = 1.5$ мм и углом раскрытия 160° . В течение десяти минут циклонный предтопок прогрелся и вышел на режим нормальной работы. Дальнейший набор нагрузки и выход на рабочий режим проводился на 13-ти сопловой форсунке с $D_{\text{сопел}} = 2$ мм. Работа форсунок подобной конструкции с $D_{\text{сопел}} = 1.7$ мм, при нагрузках выше 80% от номинальной мощности котла, приводила к образованию мазутной пленки на стенках предтопка. Пленка стекала по торцевой части на завихритель, заполняя ТВК. На повышенных нагрузках мазут отжимался от торцевой стенки, скапливался в нижней части камеры и, нарушая аэродинамику, способствовал образованию кокса на пережиме и за ним, в подовой части топки котла.

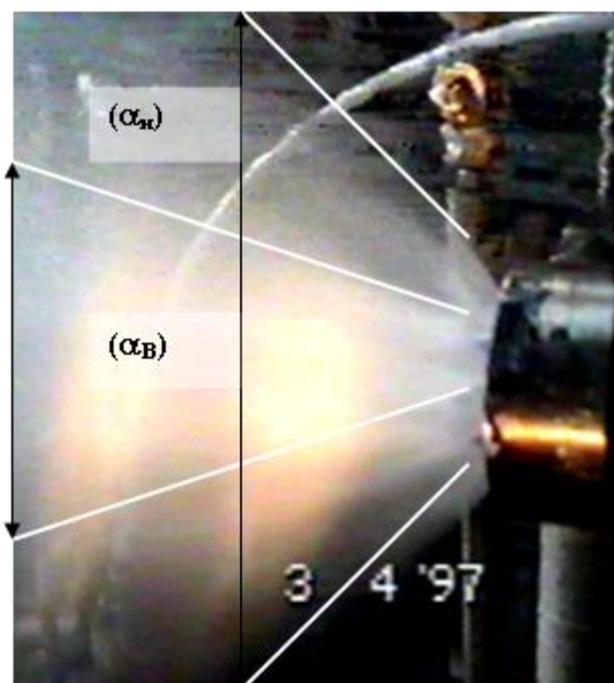


Рис.5.27
Углы распыла топлива форсункой.

Работа на форсунке, отличающейся от прежних меньшим углом раскрытия (в диапазоне от 78° до 103°) (Рис.5.27), количеством сопел - 15, количеством венцов - 2 и фиксатором шнеков, снизила эффект заброса мазута на стенки камеры, но только при оптимальном соотношении топлива и воздуха, при повышенных избытках воздуха камера сразу охлаждается, и на стенках появляется пленка топлива.

Из четырех типов форсунок, представленных в таблице 5.4, форсунка № 1 имела наиболее подходящий угол раскрытия, для данного циклонного предтопка. Уменьшение диаметра капли ниже 300 мкм (рис. 5.28) приводило к возникновению пульсаций в предтопке. При увеличении диаметра капли на максимальной нагрузке более 600 мкм появлялись коксовые коржи на обмуровке предтопка.

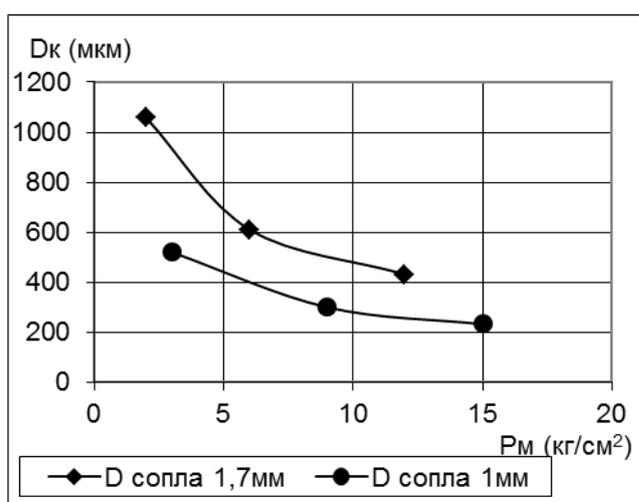


Рис 5.28
График зависимости максимального диаметра капли от давления топлива.

Диаграмма по характеру отложений кокса на обмуровке предтопка (рис. 5.29) показывает, что наиболее неблагоприятной является средняя зона предтопка. Наблюдение за пристенной зоной горения через сопловые коробки показало, что средняя зона является границей раздела пристенных прямого и обратного токов. Превалирующая в

Диаграмма по характеру отложений кокса на обмуровке предтопка (рис. 5.29) показывает, что наиболее неблагоприятной является средняя зона предтопка. Наблюдение за пристенной зоной горения через сопловые коробки показало, что средняя зона является границей раздела пристенных прямого и обратного токов. Превалирующая в

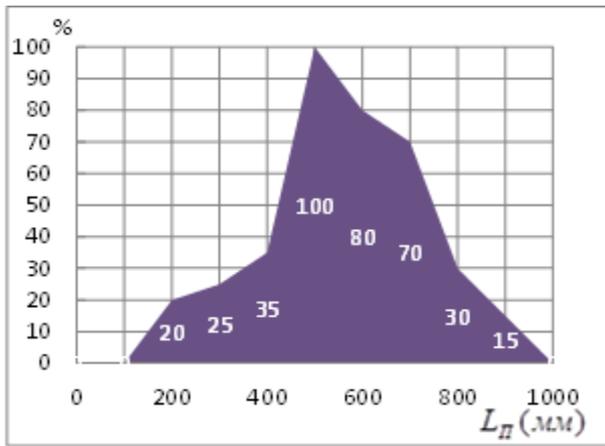


Рис. 5.29

Диаграмма относительного объема отложений кокса $\left(\frac{V_i^K}{V_{max}^K} \right) \times 100$ по длине ЦВП.

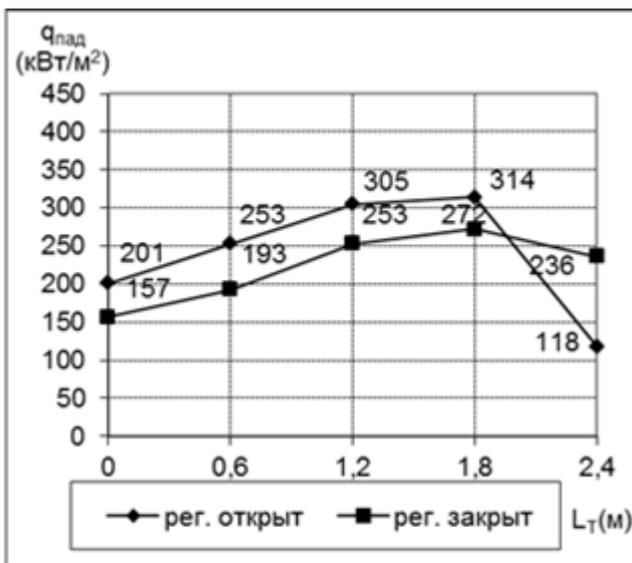


Рис. 5.30

График падающих тепловых потоков по длине топки при регулировании крутки в ТВК.

этом месте (0,5-0,65 L) тангенциальная составляющая скорости способствует попаданию капель мазута на раскаленную обмуровку. Образовавшиеся «коржи» способствуют отрыву потока от стенки и дальнейший нарост кокса прекращается. Отложения кокса незначительны, по структуре он рыхлый, мягкий и легко выгорает при увеличении напора воздуха на предтопок. Основные отложения находятся в средней части камеры на длине 500 -700 мм. При изменении положения регулятора крутки были измерены значения падающих тепловых потоков по длине топки (рис. 5.30). При открытом регуляторе крутки максимальные значения падающих тепловых потоков на 13 % выше, чем при закрытом регуляторе крутки.

Увеличение крутки аксиального потока улучшает смесеобразование в предтопке и приводит к более раннему выгоранию топлива. В

обоих случаях форма факела одинакова, но меняются его эмиссионные свойства. Использование предварительного регулирования крутки в ТВК является эффективным средством для качественного регулирования процессов смесеобразования в квазитвердой зоне предтопка, но не локально, а по всей длине

факела. Как видно из рис. 5.30 значение максимальных падающих тепловых потоков находится от 1,2 м до 1,6 м по длине бокового экрана и равняется 314 Мвт/м², в то время как предельно допустимые значения $q_{пад}$ для мазутных котлов составляют 390-430 Мвт/м². Отложения на трубах топки, толщиной 0,5-1 мм коричневые и рыхлые. При обследовании поверхностей нагрева не модернизированных котлов наблюдались очаговые отложения черного кокса на экранах топки, а также в конвективной части котла.

Для сравнения технико-экономических показателей были проведены испытания котлов ДЕ25-24/380 с горелкой ГМП, с горелкой ГМГ и с циклон-

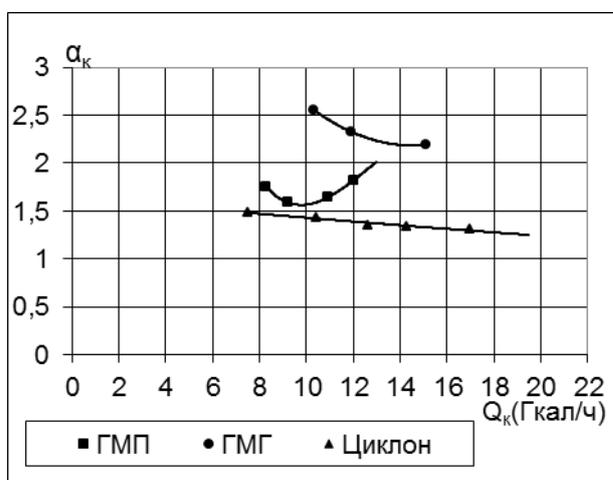


Рис.5.31

Зависимость коэффициента избытка воздуха от нагрузки котла.

ным предтопком. Все котлы работали на турбину противодавления при неизменной величине за последней ступенью и имели одинаково чистые поверхности нагрева. На котле ст. № 1 нагрузка турбины составила 1,6 Мвт при пересчете расход пара (при тп.п.=380 °С и Рп.п.=24 кг/см²) составляет 19,6 т/ч, на котле ст. № 2 - 1,7 Мвт - 20,5 т/ч и на котле ст. № 3 - 2,2 Мвт - 26,4 т/ч. Котел с предтоп-

ком выигрывает в максимальной нагрузке у котла с ГМП - 6,8 т/ч (4,6 Гкал/ч), у котла с ГМГ - 5,9 т/ч (3,9 Гкал/ч).

Ограничение мощности первого и второго котлов по тяге, несмотря на наличие второго дымососа, объясняется плохой организацией горения, неизменно приводящей к повышенным избыткам воздуха (рис. 5.31) и высокой температуре уходящих газов.

Коэффициент полезного действия «брутто» с увеличением нагрузки при горелочном способе сжигания уменьшается (рис. 5.32). Последнее место по эффективности сжигания занимает горелочный способ (ГМГ), максимально

использующий топку котла. Горелка ГМП-16 оснащена небольшой форкамерой, разделяющей сжигание на предварительную газификацию и дожигание в

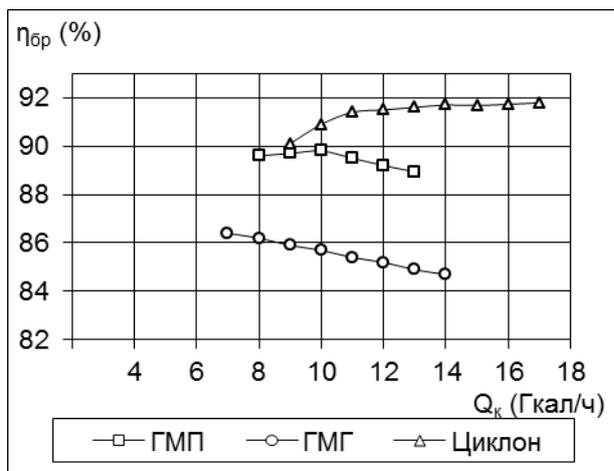


Рис.5.32

Зависимость КПД_{бр} от нагрузки котла.

топочном объеме. Полученная двухстадийность менее эффективна, так как топка используется в большей степени, чем на котле с циклонным предтопком. Важным показателем эффективности предтопка является снижение коэффициента избытка воздуха с увеличением нагрузки, и значительное снижение расхода электроэнергии на тягу и дутье (рис. 5.33). В результате проделанной работы по реконструк-

ции котла ДЕ 25/24-380 достигнуты все проектные показатели. При сравнении с двумя котлами заводского исполнения, но разными типами горелочных устройств, по предельной нагрузке и экономичности модернизированный котел намного их превосходит (Приложение № 7).

По данным проведенных экспериментов на котле ДЕ-25 разработан про-

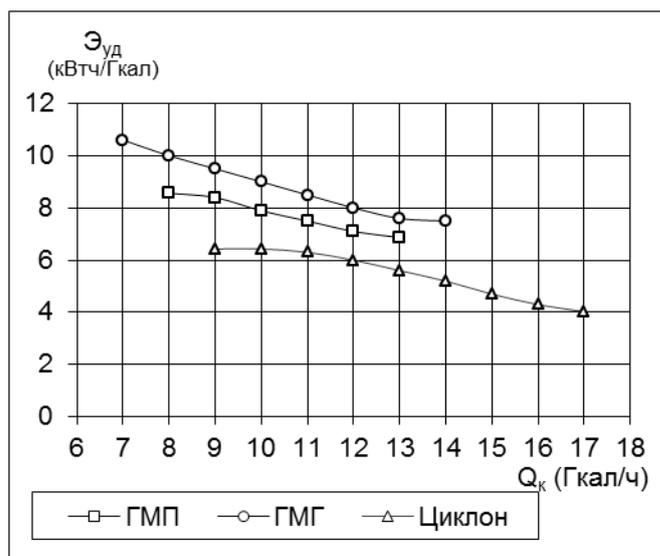


Рис.5.33

Зависимость удельного расхода электроэнергии на тягу и дутье от нагрузки котла.

ект циклонного предтопка малой мощности, реализованный на нескольких котлах подобного типа. Регулирование расхода воздуха по обечайкам исключено из конструкции ЦВП, так как полученные в результате исследований оптимальные соотношения расходов в дальнейшем обеспечивались разделительным коробом. Анализ ранних исследований и изучение особенно-

стей работы котлов малой мощности с циклонно-вихревыми предтопками позволили сделать заключение о целесообразности использования одиночных циклонно-вихревых предтопков на котлах мощностью не менее 20 МВт при сжигании жидкого топлива [126].

5.3 Модернизация котла БКЗ-75-39 ФБ

При традиционном горелочном сжигании мазута необходим предварительный подогрев воздуха, но воздухоподогреватель любого типа является одним из громоздких и уязвимых при эксплуатации элементов мазутного котла. Это обусловлено малым перепадом температур между воздухом и уходящими газами, наличием присосов холодного воздуха, активным воздействием низкотемпературной коррозии и другими факторами. Вклад воздухоподогревателя (ВЗП) в амортизационные затраты по котлу значителен, на его долю приходится до 40% электроэнергии собственных нужд, расходуемой на тягу и дутье.

В воздухоохлаждаемых циклонных предтопках возможна организация эффективного сжигания мазута без подогрева воздуха в ВЗП, с форсировкой основного топочного объема до 350 кВт/м^3 при $a_{\text{ц}} = 1,01 - 1,02$ за счет улучшения условий внутритопочного теплообмена при выходе оксидов азота за котлом на уровне $320-340 \text{ мг/м}^3$ (при $a = 1,0$). В этом случае первоочередным является проведение всестороннего анализа более сложной тепловой схемы, предусматривающей замену воздухоподогревателя на другой вариант поверхности нагрева с низким температурным потенциалом теплоносителя для повышения теплопроизводительности и экономичности котла. Примером такой модернизации является реконструкция котлов БКЗ-75 в период с 1980-1986 гг [115].

На Владивостокской ТЭЦ-1 установлены три котла БКЗ-75 (станц. № 4, 5, 6), предназначенные для сжигания дальневосточных бурых углей и получе-

ния пара с давлением 3,9 МПа и температурой 440 °С. Тепловая схема и конструкция котла до модернизации типовая: П - образная компоновка топки и конвективной шахты (рис. 5.34), топка экранирована трубами 60x3,5 мм с шагом 75 мм (54% площади экранов) и 90 мм;

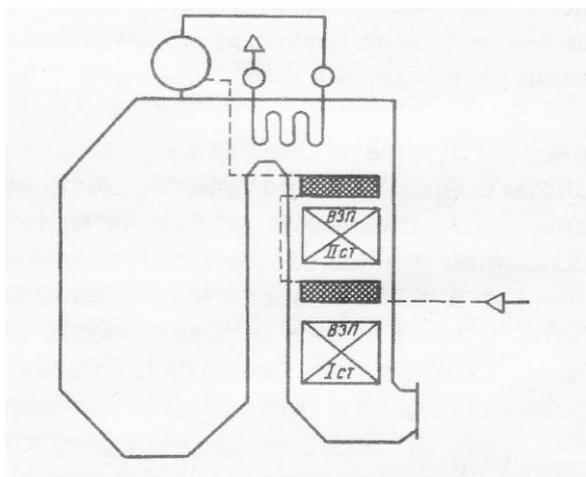


Рис.5.34

Схема размещения конвективных поверхностей нагрева котла БКЗ-75-39 ФБ.

конвективной шахты (рис. 5.34), топка экранирована трубами 60x3,5 мм с шагом 75 мм (54% площади экранов) и 90 мм; трехступенчатый пароперегреватель с поверхностным пароохладителем; две ступени экономайзера из труб 32x3 мм и две ступени воздухоподогревателя из труб 40x1,5 мм. В связи со сложной экологической ситуацией в городе, прежде всего, проблемами золоотвала ВТЭЦ-1, было принято решение о ее переводе на сжигание мазута марки

М-100 по проекту, выполненному в 1979-1980 гг. Ташкентским филиалом ЦКБ энергоремонта (далее ЦКБ). Предложенный проект реконструкции непосредственно котлов БКЗ-75 являлся типовым решением, им предусматривалось увеличение теплового напряжения топочного объема со 134 до 180 кВт/м³ при тепловой мощности котла 75 МВт, установка четырех (по две на боковых стенах топки) вихревых мазутных горелки конструкции Харьковского филиала ЦКБ, рассчитанных на малые избытки воздуха ($\alpha = 1,03$). Реконструкция второй ступени пароперегревателя с изменением схемы движения пара на противоточную. Для подогрева воздуха до 80 °С перед ВЗП предусмотрена рециркуляция части горячего воздуха на всас дутьевого вентилятора. Проектом предлагалась установка дымососа рециркуляции ВД-15 с двигателем мощностью 55 кВт для регулирования температуры перегрева пара отбором газов за первой ступенью экономайзера и последующим их вводом в нижнюю часть холодной воронки через под топки. В пароводяном тракте реконструировались перепускные трубы от верхних коллекторов задних панелей боковых

экранов до выносных циклонов увеличением диаметров с 83x3 до 108x5 мм. Тягодутьевые машины и их двигатели не изменялись.

Основные расчетные технико-экономические показатели котла в варианте модернизации ЦКБ представлены в таблице 5.5. Экологическая характеристика по выходу оксидов азота приведена по экспериментальным данным, полученным нами при испытании близкого аналога - котла БКЗ-120-100 ГМ Камчатской ТЭЦ-1, на котором установлены горелки.

К исполнению принят проект модернизации котла БКЗ-75, предусматривающий увеличение его мощности до 100 МВт и установку двух воздухоохлаждаемых циклонных предтопок. В вариантных расчетах при оптимизации тепловой схемы котла использовалась идея комбинированной выработки пара и горячей воды на одном теплоисточнике, наиболее просто решаемая для теплоцентрали [15,112]. Эффективное сжигание мазута при избытках воздуха $\alpha = 1,01 - 1,02$ обеспечивают два предтопка единичной мощностью 55 МВт, расположенные встречно на боковых экранах топки. В конвективной части котла на месте демонтируемого ВЗП размещается водогрейный контур номинальной теплопроизводительностью 17,2 Гкал/ч и расходом сетевой воды 300 т/ч при температурном графике работы-70-127 °С. Три конвективных пакета выполнены из труб 32x3,5 мм, установлены в рассечку с первой ступенью экономайзера питательной воды и включены в параллель с существующей бойлерной группой на ВТЭЦ-1. Номинальная паропроизводительность парового контура - 100 т/ч.

Как следует из рис.5.35, произведено перераспределение последовательности экономайзерных и конвективных пакетов водогрейного контура: в качестве второй ступени водогрейного контура использована вторая ступень экономайзера питательной воды. Первый конвективный пакет по ходу сетевой воды, находящийся в зоне наиболее активного воздействия низкотемпературной коррозии, выполнен в ремонтпригодном варианте. Для обеспечения качества пара и надежной работы соленых отсеков при возросших паровых нагрузках реконструирован пароводяной тракт на основе предложений ЦКБ,

дополненный переделкой перепускных труб от коллекторов соленых отсеков до выносных циклонов. Тягодутьевые машины оставлены без изменения; за исключением двигателя дымососа, который заменен на более высокооборотный ($n = 770 \text{ мин}^{-1}$) мощностью 400 кВт.

Применение предтопок упрощает решение ряда задач управления котлом, в частности, автоматизацию горения.

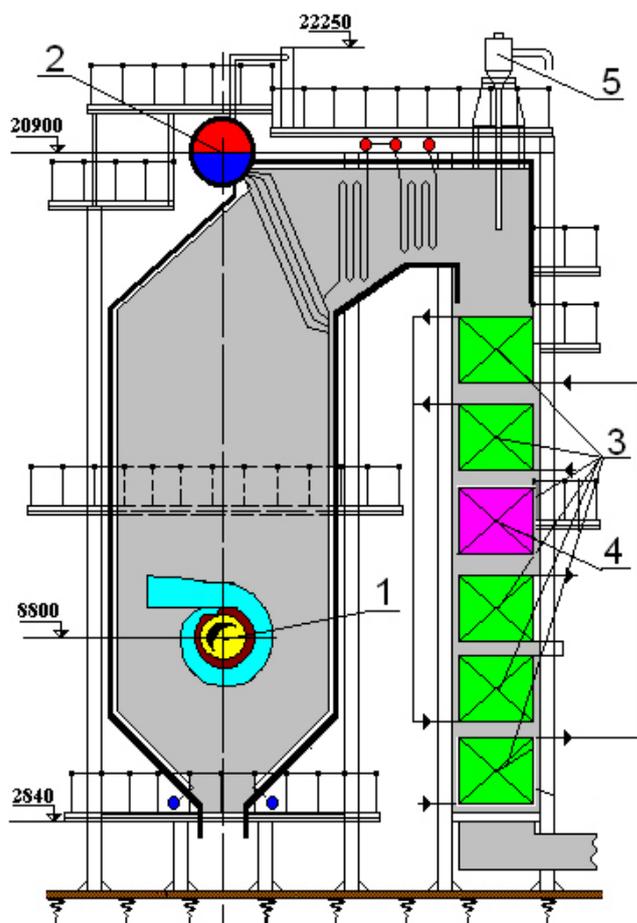


Рис.5.35

Схема размещения конвективных поверхностей нагрева модернизированного котла БКЗ-75-39:

1-циклонный предтопок; 2-барабан; 3-водогрейный контур; 4-экономайзер; 5-дробеочиска.

При замене четырех горелок на два предтопка сокращается количество приборов контроля, запорной и регулирующей арматуры по тракту топлива и воздуха. Облегчается задача индивидуального управления предтопком, особенно при розжиге с селективным контролем факела фотодатчиком. Регулятор общего расхода воздуха построен по схеме топливо - воздух (в целом на котел) с коррекцией по сигналу пульсационного дымномера ДМП-250М, который показал достаточную представительность качества горения

при циклонном сжигании. В связи с форсировкой котлоагрегата специально проработан вопрос автоматизации непрерывной продувки котла. Рассмотрена особенность комбинированных котлов как двухцелевых объектов регулирования с обеспечением максимальной экономичности при заданном графике

нагрузок по пару и воде. В связи с работой котлов ВТЭЦ-1 на теплофикацию для котлов БКЗ-75 принят вариант простого дополнения системы управления котлом защитами, блокировками и приборами контроля водогрейного контура.

Основные показатели принятого варианта реконструкции котла приведены в таблице 5.5. Расчетная экологическая характеристика была определена по результатам обобщения исследований модернизированных котлов. В качестве характерной величины по затратам металла в сопоставляемых вариантах принят суммарный вес всех поверхностей нагрева, без коллекторов и перепускных труб. Сравнение эффективности двух возможных вариантов реконструкции котла БКЗ-75 подтверждает значительные преимущества проекта, реализованного на ВТЭЦ-1. На 35 % возрастает предельная мощность котла, при снижении газоплотности котла на 0,52 %, возрастает КПД (брутто) с уменьшением удельных расходов электроэнергии на тягу и дутье с 8,61 до 5,95 кВт*ч/Гкал, на 29,2 %, уменьшены удельные затраты металла поверхностей нагрева, на 22,6 % снижены удельные выбросы оксидов азота. В таблице 5.5 не отражены такие важные преимущества, как снижение амортизационных затрат по поверхностям нагрева в связи с исключением воздухоподогревателя, а также снижение темпа низкотемпературной коррозии.

Модернизация котлов БКЗ-75 на ВТЭЦ-1 по избранному варианту привела к изменению некоторых общестанционных решений основного проекта перевода станции на мазут: группа сетевых насосов перенесена под котлы, на мазутохозяйстве были исключены насосы второго подъема, которые должны были обеспечивать давление мазута в прямой магистрали перед котлами 4,0 МПа и др. В связи со значительным объемом работ по реконструкции тепловой схемы ВТЭЦ-1, без вывода ее из эксплуатации, модернизация котлов была выполнена в два этапа.

Технико-экономические показатели котла БКЗ-75-39 до и после модернизации

Параметр	Вариант реконструкции		
	Горелочный расчет	Циклонный	
		расчет	Испытания котла станц. №5
Номинальная теплопроизводительность Q_K , Гкал/ч (МВт)	64,4 (75)	87,0 (101)	80,1 (93,8)
парового контура $Q_K^П$	64,4 (75)	69,8 (72,8)	65,0 (75,7)
водогрейного контура $Q_K^В$	-	17,2 (28,2)	15,1 (17,0)
КПД (брутто) % при характеристиках избытка воздуха:	91,64	92,16	91,45
в горелке (предтопке) $\alpha_{Г(Ц)}$	1,03	1,01	0,89
на выходе из топки α_T	1,1	1,2	1,2
за котлом $\alpha_{ух}$	1,26	1,37	1,47
Удельные затраты электроэнергии на тягу, и дутье, рециркуляцию $\mathcal{E}_{сн}$, кВт*ч/Гкал	7,2	5,95	5,33
Удельные затраты металла поверхностей нагрева $Me_{пн}^{уд}$, т/Гкал	1,236	0,8745	0,945
Удельные выбросы оксидов азота \mathcal{E}_{NO_x} , г/Гкал, на номинальной мощности	958	401	326
при их концентрации в продуктах сгорания C_{NO_x} , мг/м ³ ($\alpha=1,17$)	598	291	240

На первом этапе котлы переводились на циклонное сжигание мазута без увеличения мощности со снижением экономичности работы, выполнены демонтаж ВЗП и установка унифицированного существующему дополнительного пакета экономайзера для обеспечения надежной работы дымососа и КПД (брутто) котла на уровне 87% в межэтапный период. На втором этапе после завершения реконструкции тепловой схемы станции установлены водогрейные контуры на месте демонтированных ВЗП.

По завершении каждого этапа на котлах проведены пусконаладочные и режимные испытания с определением выхода оксидов азота. Типичные для

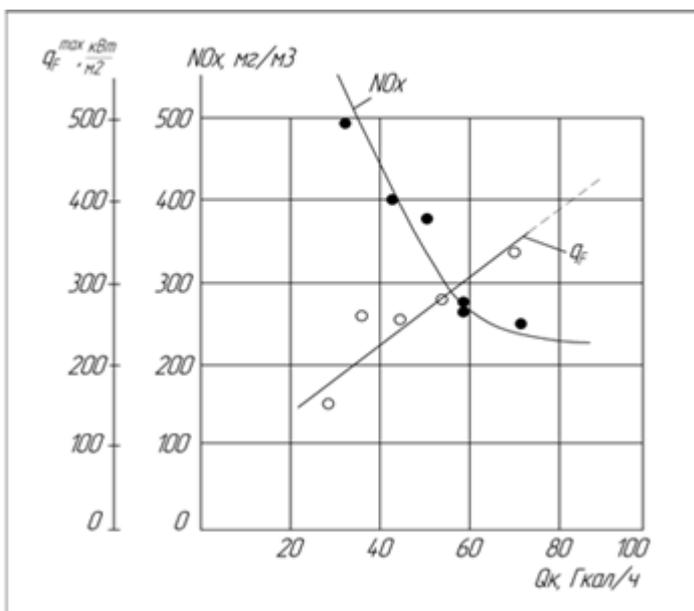


Рис. 5.36

Графики максимальных падающих тепловых потоков и выхода оксидов азота ($\alpha=1,17$) в зависимости от нагрузки модернизированного котла БКЗ-75 станц. № 5 ВТЭЦ-1.

всех котлов эксплуатационные технико-экономические показатели также приведены в таблице 5.5. Предтопки работают частично в газификационном режиме ($\alpha_{п} < 1$), но величина избытка воздуха в уходящих газах значительно больше проектной. Это объясняется тем, что в отличие от проектной металлической газоплотной обшивки котла его обмуровка выполнена с обмазкой огнеупора и оклейкой стен стеклотканью, что привело к снижению КПД (брутто) котлов на 0,7%. Несмотря на большие присосы воздуха, удельные затраты электроэнергии на тягу и дутье ниже проектных на 10%, прежде всего из-за меньшего аэродинамического сопротивления предтопков, не превышающего 2,5 кПа. Выбросы оксидов азота находятся на уровне ожидаемых и свидетельствуют о высоких экологических возможностях освоенной технологии циклонного сжигания мазута как для водогрейных, так и для паровых котлов мощностью до 100 МВт. Типовая экологическая характеристика котла по выходу NO_x , определенных при оптимальных избытках воздуха на выходе из топки, приведена на рис. 5.36

На модернизированном котле станц. № 5 зондом конструкции ЦКТИ на штатном лючке фронтального экрана были определены максимальные падающие тепловые потоки в зависимости от нагрузки. Полученные данные подтверждают благоприятные условия работы экранов топки.

Выполненная модернизация котлов БКЗ-75 ВТЭЦ-1 показала высокую эффективность и перспективность модернизации паровых котлов на основе

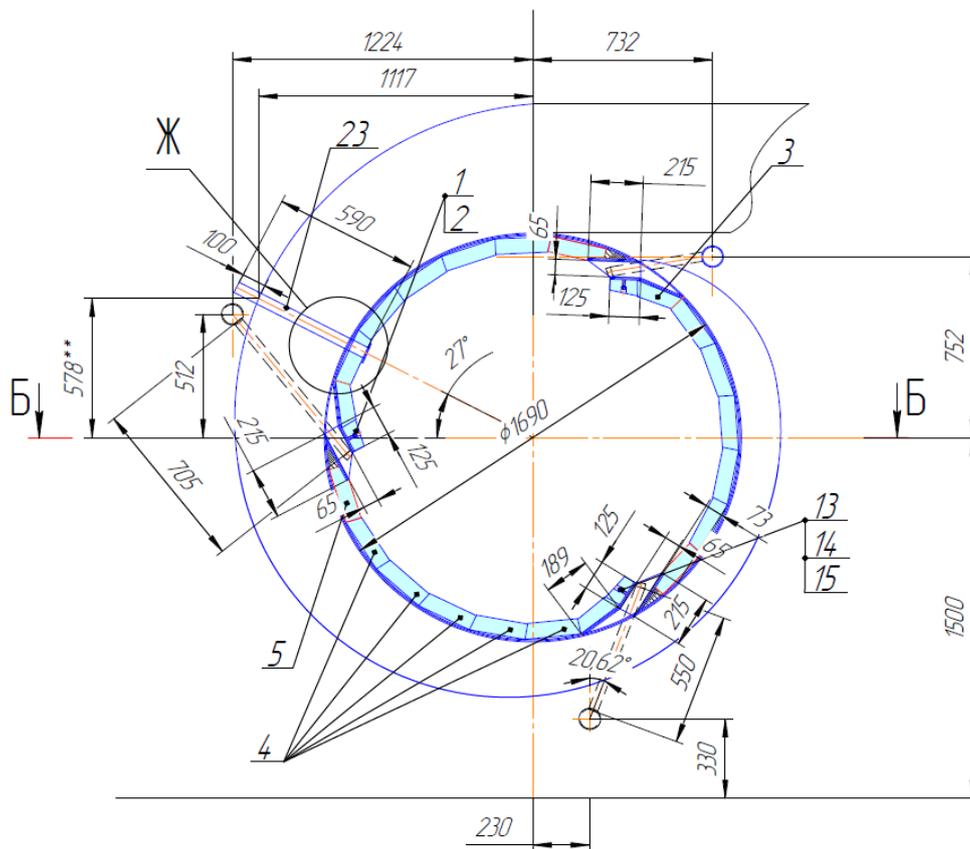


Рис. 5.37

Поперечный разрез ЦВП БКЗ-75

внедрения воздухоохлаждаемых циклонных предтопок ДВПИ, позволяющих заменить воздухоподогреватель экономайзерной поверхностью нагрева или установить дополнительный водогрейный контур [112].

В настоящее время все котлы БКЗ-75 ВТЭЦ-1 переведены на природный газ с улучшением технико-экономических и экологических показателей. В процессе эксплуатации произведена доработка узлов ввода воздуха для ЦВП с трехсторонним подводом тангенциального воздуха и облегченной обмуровкой (рис 5.37). КПД бр на номинальной нагрузке составляет 92 %, содержание оксидов азота не превышает 120 мг/м³. В условиях нестабильной поставки газа котлы периодически работают на мазуте М100, переключение с одного вида топлива на другое осуществляется без остановки и снижения производительности котла.

5.4 Модернизация котла БКЗ 120-100ГМ

При установке циклонных предтопок к котлам возможно сжигание двух видов топлива газа и мазута, первый опыт такой модернизации выполнен на Охинской ТЭЦ на котле БКЗ-120-100 ГМ паропроизводительностью 120 т/ч. Котел барабанного типа с естественной циркуляцией, выполненной по П-образной полусовмещенной схеме. Топочная камера объемом 317 м³ полностью экранирована трубами диаметром 60 мм, расположенными с шагом 64 мм. Для сжигания топлива котел снабжен восемью газо-мазутными и двумя мазутными горелками, установленными в три яруса на фронтальной стене топки, две мазутные горелки составляют третий ярус [114].

Для оценки технико-экономических показателей работы котла до реконструкции были проведены балансовые опыты на нагрузках – 65 т/ч, 80 т/ч, 95 т/ч, 113 т/ч. При работе котла с оптимальными избытками воздуха потери тепла с химическим недожогом (q_3) во всем диапазоне нагрузок отсутствуют. Потери тепла с уходящими газами в исследуемом диапазоне нагрузок составляют $q_{2,2}=7,325-6,897$ % ($q_{2,2}^{расч}=4,8$ %). Большие потери тепла с уходящими газами, в исследуемом диапазоне нагрузок, объясняются повышенными присосами воздуха в топку и конвективную шахту ($\Delta\alpha_m'' = 13\%$, $\Delta\alpha_{ки} = 20\%$, против расчетных $\Delta\alpha_m'' = 5\%$, $\Delta\alpha_{ки} = 10\%$), что в итоге приводит к чрезмерно высоким избыткам воздуха в уходящих газах. КПД котла “брутто” в указанном диапазоне нагрузок изменяется от 91,54 % до 92,35 % и имеет явно выраженный максимум в диапазоне 85-115 т/ч. С ростом нагрузки до 113 т/ч потери на тягу и дутье уменьшились до 1,1%. КПД котла “нетто” подсчитывался без учета расхода электроэнергии на питательные насосы и в исследуемом диапазоне изменяется от 90,25 % до 91,22 %. Удельные расходы электроэнергии на тягу и дутье в исследуемом диапазоне нагрузок находятся на уровне 3,76-3,08 кВт*ч/т пара.

Целью модернизации является повышение производительности котла, устранение пережога труб заднего экрана и надежность его работы на резервном жидком топливе. В объеме проекта разработаны технические решения, внедрение которых позволило бы достичь нагрузки 140-150 т/ч, а также выполнен расчет элементов котла для повышенной производительности. Технические решения включают замену имеющихся на котле десяти вихревых горелок на два циклонных предтопка в два яруса, замена только третьей ступени трубчатого воздухоподогревателя на дополнительную ступень экономайзера по условиям тепловой схемы ТЭЦ (рис.5.38) [72].

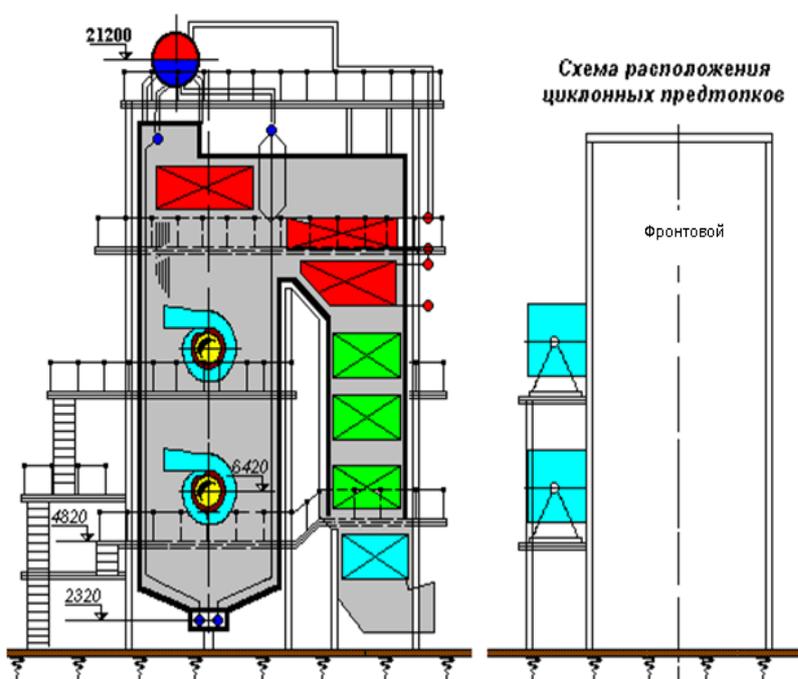


Рис. 5.38

Схема модернизированного котла БКЗ-120-100ГМ.

Основной отличительной особенностью предтопка является то, что он предназначен для совместного сжигания двух видов топлива: жидкого и газообразного [77,120]. В связи с чем при разработке предтопка был сделан ряд конструктивных изменений. Так как воздух в циклонный предтопок подается подогретый до 100-150 °С, то высота сопел увеличена с 65мм до 90мм и выполнен четырехсторонний подвод тангенциального воздуха в камеру сгорания, для чтобы избежать перегрева огнеупорного покрытия камеры сгорания. Завихритель, выполняющий функцию первичного турбулизатора и экрана от излучений, предложен двадцати лопаточный с полным перекрытием площади осевого ввода в свету. Газовый коллектор согласно рекомендациям Барнаульского КЗ выполнен таким образом, что раздача газа происходит у оси по внешнему радиусу аксиального завихрителя,

по аналогии с распылом мазута. Кроме того, объем циклонного предтопка увеличен на 10 %, по сравнению с другими предтопками, для снижения объемного теплонапряжения, чтобы обеспечить проектный срок службы огнеупора.

Первый пуск модернизированного котла БКЗ120-100ГМ произведен в 1998 г. на Охинской ТЭЦ, после капитального ремонта, совмещенного с модернизацией котла. По правилам эксплуатации после ремонта необходимо проводить подготовку поверхностей нагрева к работе или "выварку котла". Особенность этого режима работы заключалась в том, что котел эксплуатируют на минимальной нагрузке в течение 24 часов. Прогрев предтопков производился в течение 25 мин (верхнего) на рабочей девятнадцатисопловой форсунке с большой расходной характеристикой - $P_{\text{мазута}} = 2 \text{ кгс/см}^2$, $H_{\text{возд}} = 40 \text{ мм.вод.ст.}$. Предтопок вышел на рабочий режим горения при $P_{\text{мазута}} = 2 \text{ кгс/см}^2$, $H_{\text{возд}} = 10 \text{ мм.вод.ст.}$. Для растопки нижнего предтопка рабочая форсунка была переделана в растопочную. По внутреннему венцу из шести убрано три сопла через одно, а по внешнему шесть из двенадцати. Прогрев предтопка продолжался 17 минут, при этом напор воздуха ($H_{\text{в}}$) составлял 5-8 мм и $P_{\text{н}} = 2 \text{ кгс/см}^2$. В процессе "выварки" нижний предтопок работал с $P_{\text{нефти}} = 0,4 \text{ кгс/см}^2$ и $H_{\text{в}} = 20-25 \text{ мм.вод.ст.}$, что по нагрузке приблизительно составляло 7 Гкал/ч. Столь долгое время режима прогрева предтопка (15-18 мин.) на сырой нефти объясняется большой высотой сопел тангенциального ввода воздуха, приводящих к снижению эффективности смесеобразования в «слабом» вихре и к переохлаждению обмуровки тангенциальным потоком холодного воздуха. При пуске предтопка происходило коксообразование в районе второй обечайки в непосредственной близости к торцу камеры сгорания, где определяющим является слияние осевого и тангенциального потоков. На рис. 5.39 от оси предтопка до $r = 1$, в первом сечении (соответствующем второй обечайке) осевая составляющая сильно изменяется под влиянием тангенциально вводимого воздуха. Это корневая зона факела, определяющая процесс его стабильного горения.

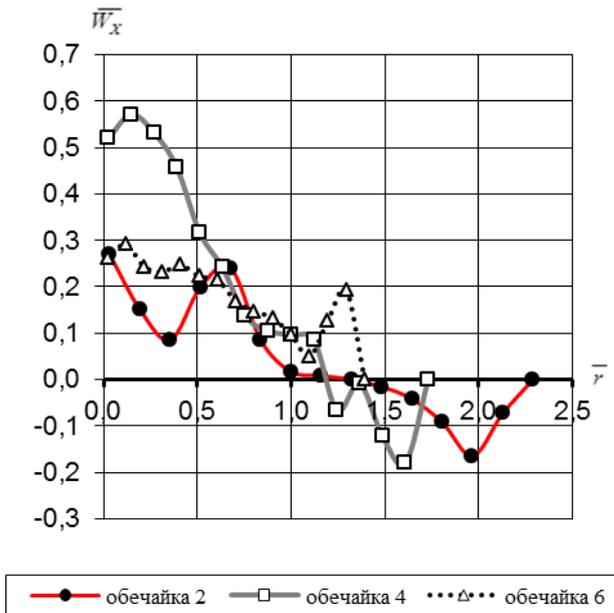


Рис. 5.39
График относительной осевой составляющей вектора скорости - $W_x/W_{\phi_{max}}$ в сечениях ЦВП

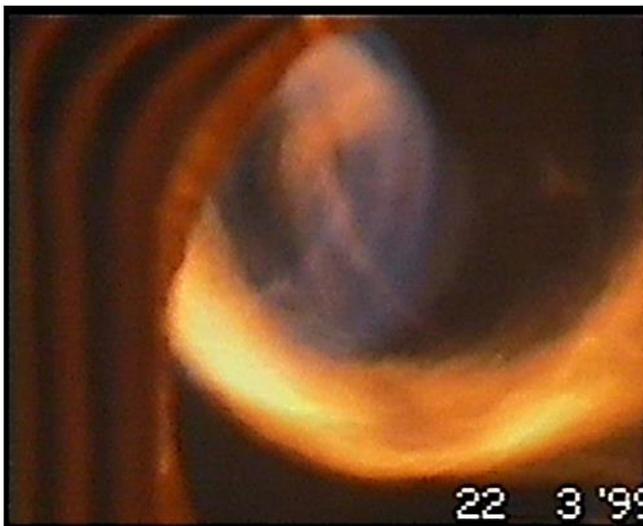


Рис.5.40
Горение газа на минимальной нагрузке в ЦВП котла БКЗ-120-100ГМ.

После проверки работоспособности котла на минимальных нагрузках на нефти и определении длительности режимов прогрева, котел был переведен на работу на газе. Пуск котла производился на нижнем предтопке для поддержания нормативного режима прогрева котельного агрегата.

Характер газового факела, наблюдаемый при растопке, имел следующие визуальные характеристики: основное горение происходило в топке, внутри предтопка присутствовал вихрь голубовато-белого цвета в форме полого цилиндра по диаметру завихрителя и конусно расширяющийся к выходу из предтопка (рис. 5.40). Необходимо отметить влияние разрежения в топке на горение газа в верхнем и нижнем предтопках: при наборе нагрузки и увеличении разрежения, факел смещался из предтопка в топку. Форма факела в топке была практически кольцевой, факел явно прижимался к экрану примыкания и боковым экранам, при этом центр топки не заполнялся. Это

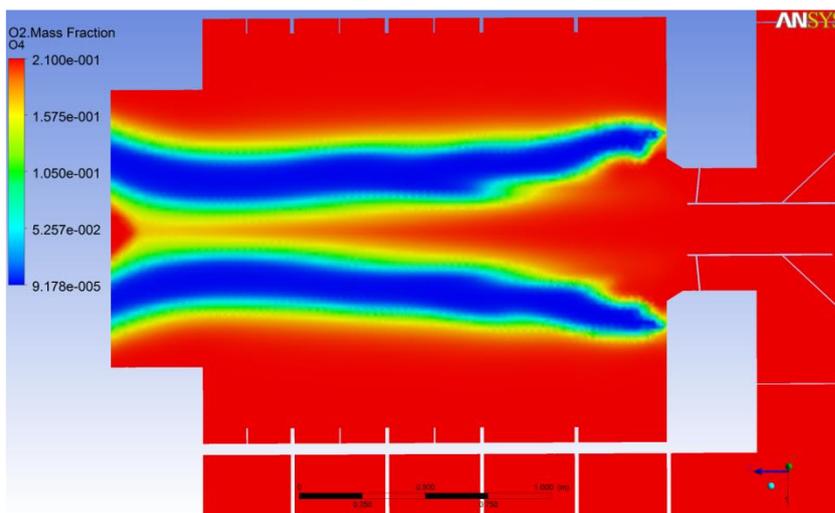


Рис. 5.41

Показатели концентрации O_2 в ЦВП при осевой раздаче газа.

позволило предположить что, подаваемый в центральную зону предтопка газ выходит отдельным потоком, не смешиваясь с пристенным слоем воздуха, что было подтверждено моделированием (рис. 5.41). Процессы окисления происходят сразу за предтопком, в двух-

трех диаметрах от пережима, при этом подсос горячих топочных газов в предтопок отсутствовал. Отдельные прослоки пламени на границе пережима не стабилизировали процесс горения и приводили к пульсациям факела, попытка снизить расход воздуха для прогрева обмуровки и создания стабильного ядра горения в предтопке не дала положительного результата. В отличие от мазутного, в газовом факеле четко проявляется влияние аэродинамической структуры потока, поэтому важное значение имеет правильная раздача газа в предтопке, при условии хорошего предварительного смесеобразования с сохранением его давления в диапазоне $0,05-0,5 \text{ кгс/см}^2$.

Для доведения технико-экономических показателей котла до расчетных была проведена работа по исследованию и улучшению процессов смесеобразования в циклонных предтопках. На верхнем и нижнем предтопках проводились различные варианты оптимизации с периодическими балансовыми испытаниями котла.

На верхнем предтопке было изменено распределение воздуха по обечайкам посредством увеличения ввода в ТВК и уменьшения площади ввода в последнюю обечайку № 6. Дополнительно изменили конструкцию конуса.

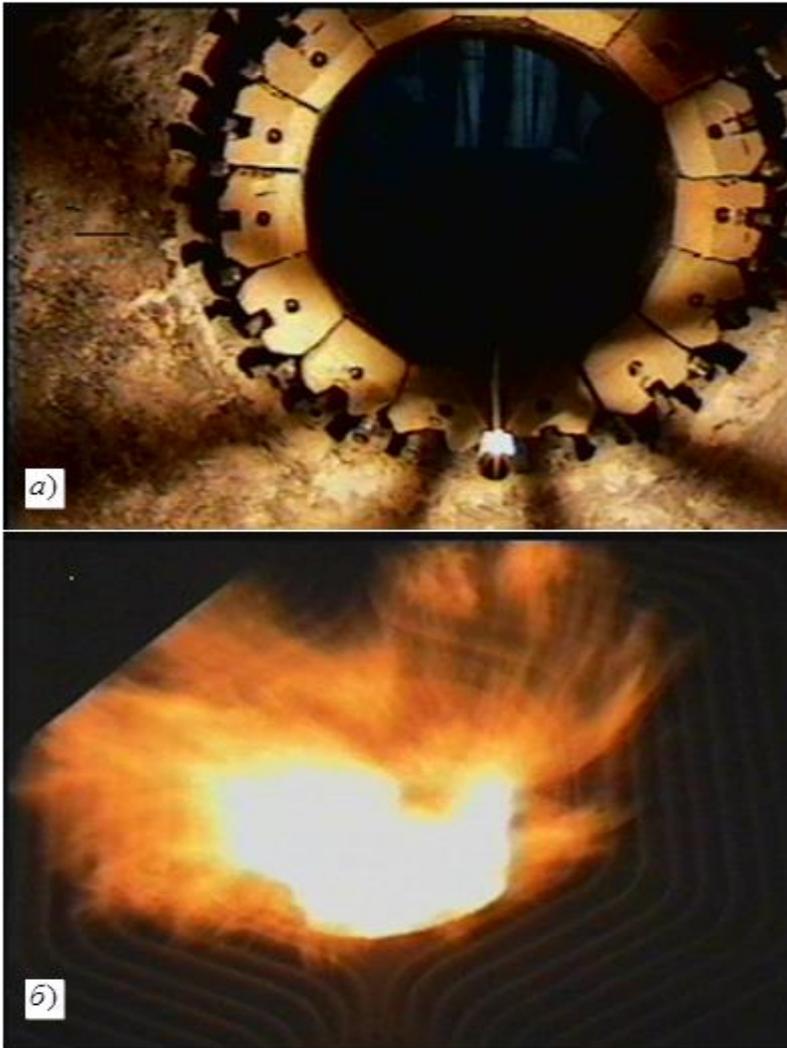


Рис.5.42

Торцевые газовые сопла (а);
факел верхнего предтопка (б).

Высота конуса уменьшена на 80 мм за счет увеличения угла наклона. Корректировка тангенциального подвода воздуха была осуществлена путем уменьшения высоты сопел с 90 мм до 70 мм, за счет установки сопловых вставок. Для улучшения смесеобразования в корневой зоне факела завихритель был дополнительно оснащен еще одним рядом из десяти лопаток. Дополнительный ряд был установлен за основным на выходе из ТВК. Лопатки установлены под углом 45° . При этом для снижения сопро-

тивления из проектного двадцатилопаточного завихрителя убрано 10 лопаток. Выход газового коллектора в ТВК был изменен путем исключения среднего венца отверстий, состоящий из 26 отверстий $d = 13$ мм. В отверстия первого венца были вварены вставки с внутренним $d = 10$ мм. В ТВК осталось два венца отверстий подачи газа. Первый венец - 13 отверстий и $d = 10$ мм, второй - 86 отверстий с $d = 6$ мм. Также был сделан дополнительный подвод газа по торцу. Торцевой ввод выполнен в виде трубок $d = 19$ мм под углом 30° и $d = 15$ мм под углом 15° , с конусной вставкой для улучшения распыла (рис. 5.42, а). Выгорание газа в предтопке заметно улучшилось, в диапазоне нагрузок 25-70 % по форме и структуре факел стал похож на мазутный (рис. 5.42, б).

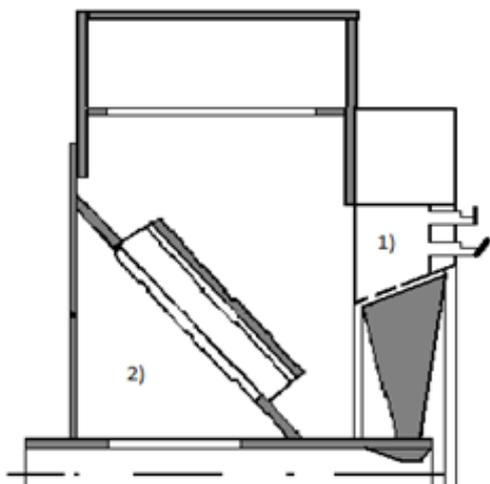


Рис.5.43

ТВК нижнего предтопка:
1-ввод газа; 2 –ввод воздуха.

На нижнем предтопке было изменено распределение воздуха по обечайкам посредством увеличения ввода в ТВК и уменьшения ввода в обечайку № 6. Конус был обрезан, высота уменьшена на 80 мм. Для по давления зоны эжекции, в конусе выполнены 3 окна с высотой 150 мм и шириной 40 мм. Воздух в окна направлялся шлицами, выполненными из уголка (рис. 5.43). Завихритель выполнен по аналогии с верхним предтопком, ввод газа в него изменен путем исключения среднего венца

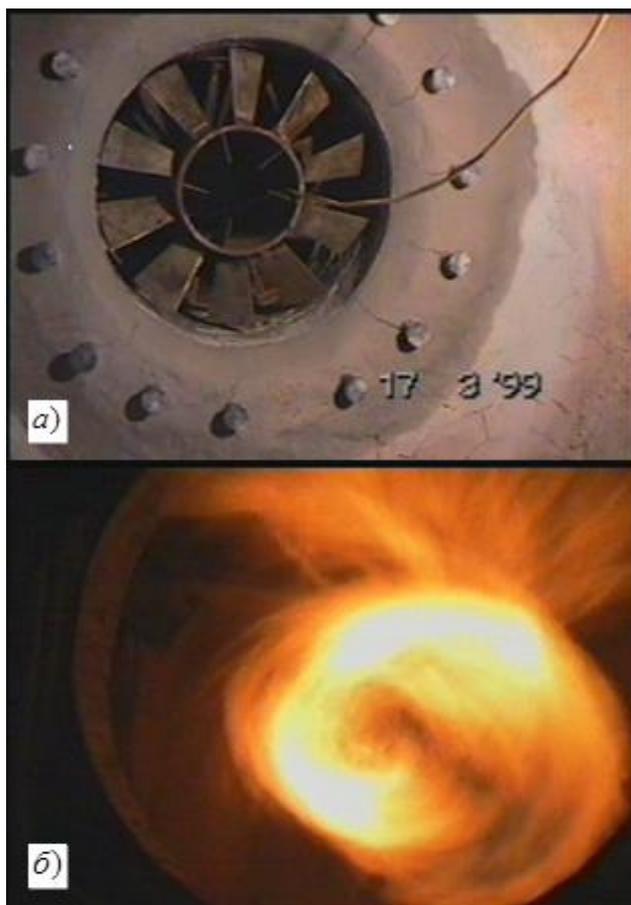


Рис.5.44
Торцевой ввод газа в ЦВП: а -газовые распылители; б- газовый факел.

отверстий, состоящий из 26 отверстий $d = 13$ мм. В отверстия первого венца были сварены вставки с внутренним $d = 19$ мм. В ТВК осталось два венца отверстий подачи газа. Первый венец - 13 отверстий с $d = 19$ мм, второй - 86 отверстий с $d = 6$ мм. Также был выполнен дополнительный подвод газа по торцу трубками с тарелочными распылителями (рис. 5.44, а). Структура и форма факела сильно отличается от верхнего предтопка (рис. 5.44, б). Выбранный ввод газа позволил использовать околоторцевые завихрения для хорошего смесеобразования в период воспламенения (рис. 5.45). Корректировка тангенциального подвода воздуха

была осуществлена путем уменьшения высоты сопел с 90 мм до 70 мм, за счет установки сопловых вставок. В результате чего уменьшено сечение для прохода воздуха. На 5-ой и 6-ой обечайках проходное сечение уменьшилось до 60 мм и 40 мм, соответственно.

Результаты оптимизации аэродинамики предтопок в части распределе-

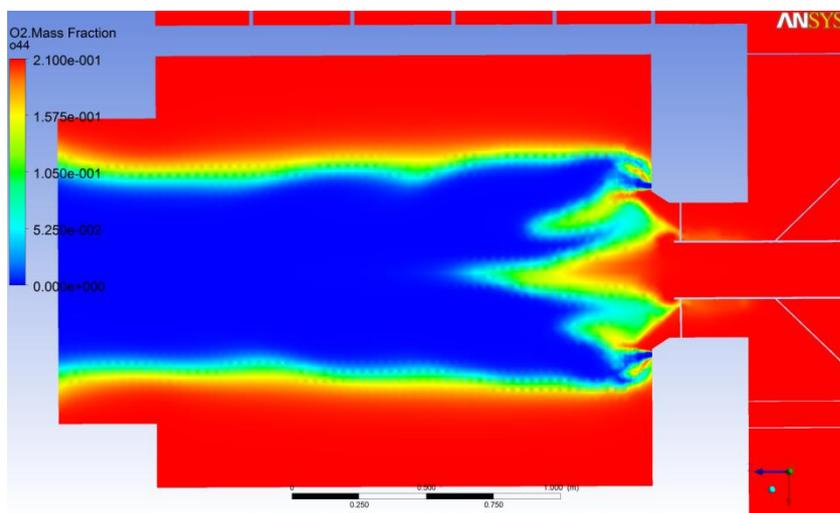


Рис. 5.45

Показатели концентрации O_2 в ЦВП при осевой и торцевой раздаче газа.

Показатели концентрации O_2 в ЦВП при осевой и торцевой раздаче газа. При рассмотрении динамики изменения характеристик потока по обечайкам, можно сделать следующие выводы: расход воздуха на ТВК приближен к проектному, но при этом очевидно влияние осевой раздачи газа на сопротивление выхода аксиального потока воздуха; за счет сужения сопловых коробок тангенциального ввода увеличилась скорость воздуха на 2-й, 3-й, 4-й обечайках, в среднем, до 26-28 м/с. Необходимо отдельно отметить 5-ю и 6-ю обечайки, так как подход к изменению их аэродинамики был разный, в итоге на верхнем предтопке в 6-й обечайке одновременно со снижением расхода произошло сильное снижение скорости до 12 м/с, что стало причиной пульсаций факела.

Проведенные исследования показали, что поправка на неизотермичность по расходным характеристикам на ТВК составляет 4%, также на расход осевого воздуха влияет организация раздачи газа: осевая, торцевая или тангенциальная. В расчет распределения тангенциального воздуха циклонного предтопка необходимо вводить поправку на снижение сопротивления к выходу из предтопка (обечайки 5-ая и 6-ая) при условии сохранения скорости истечения

ния воздуха представлены расходами по обечайкам (рис. 5.46). При рассмотрении динамики изменения характеристик потока по обечайкам, можно сделать следующие выводы: расход воздуха на ТВК приближен к проектному, но при этом очевидно влияние осевой

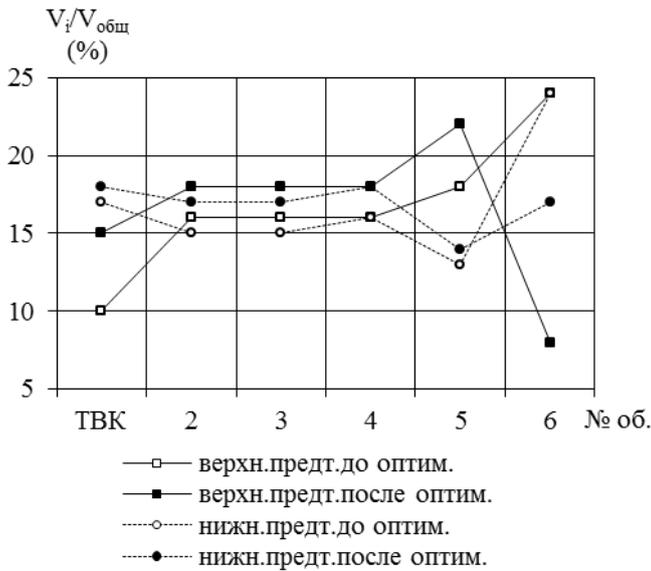


Рис.5.46

Графики распределение воздуха по обечайкам ЦВП до и после оптимизации.

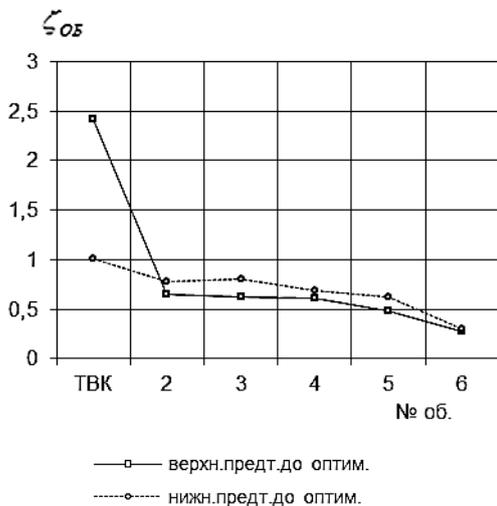


Рис.5.47

График изменения сопротивления обечайки ЦВП - $\zeta_{об} = \frac{\Delta \bar{P}_{СТ}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{об}^2}$

$$\zeta_{об} = \frac{\Delta \bar{P}_{СТ}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{об}^2}$$

тый, поэтому для усовершенствования конструкции необходимо разделить подачу газа в ось на завихритель и по достижении 20 % нагрузки включить в работу торцевую часть. Пуск на осевой раздаче газа более безопасный

из сопловых коробок (рис. 5.47). Значительное снижение скорости воздуха на выходе из 6-ой обечайки приводит к возникновению пульсаций в камере сгорания из-за нарушения условий стока в зоне пережима и появления большого радиального градиента скорости.

Для определения эффективности розжига запальным устройством газа проведена

съемка и кадрирование видео материала пусковых режимов (через 0,1сек) в сравнении с розжигом от факела (Рис.5.48). Локальная установка запальника в зоне раздачи газа и высокая температура графитового стержня дают мягкий розжиг с постепенным заполнением объема предтопка (рис.5.48, а, б). При розжиге факелом успевает произойти расслоение газа и воздуха в связи с чем возникает опасность хлопка и обрыва факела (рис.5.48, с). При подаче 80 % газа с торцевой стены предтопка розжиг получается более затяну-

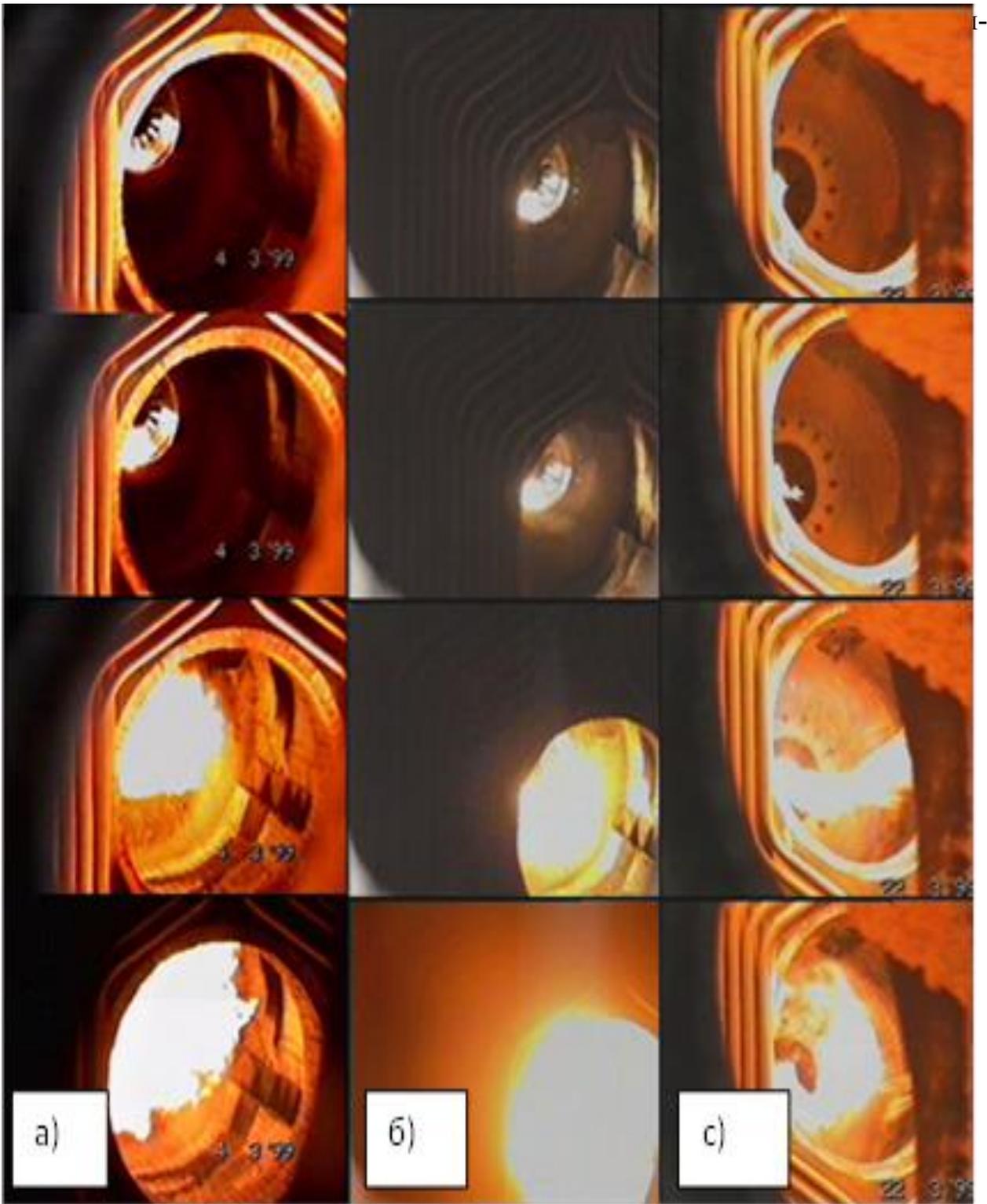


Рис. 5.48

Вид факела при растопке предтопка:

а – осевая подача газа, растопка запальником;

б – комбинированная подача газа, растопка запальником;

с – осевая подача газа, растопка факелом.

тельно сдвинуть нижний предел по давлению газа с точки зрения стабильного горения. Кроме того, отдельная подача газа очень важна при совместном сжи-

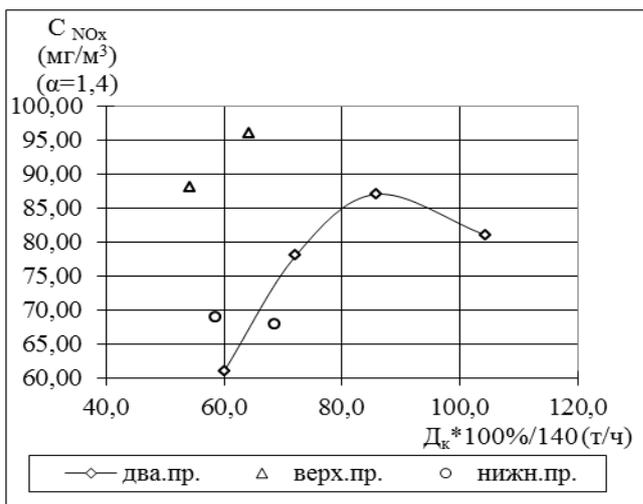


Рис.5.49

Концентрация NO_x в уходящих газах котла БКЗ-120-100 ГМ.

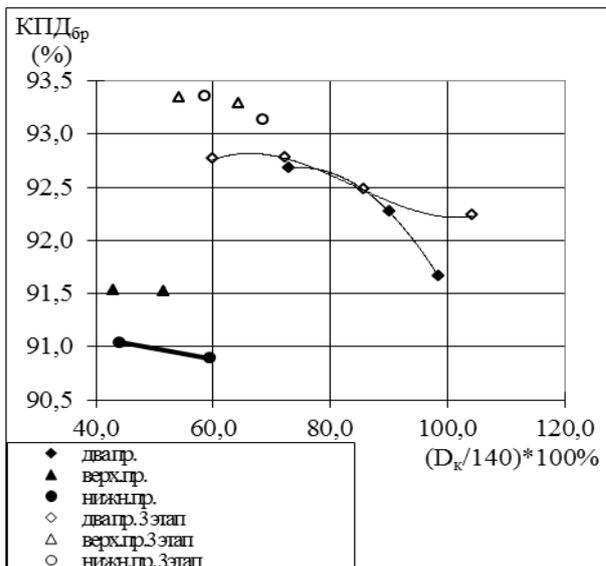


Рис.5.50

КПД_{бр} котла БКЗ-120-100 ГМ при работе на газе.

гания нефти и газа, а также в переходных “топливно-реверсивных” процессах.

Теплотехнические испытания котельного агрегата проводились по следующей программе: совместная работа предтопок на газе на нагрузках 73 %, 90 % и максимальной. Одиночная работа предтопок на газе, верхнего 43 % и 52 %, нижнего 44 % и 60 % и максимальной нагрузки. Сжигание

нефти производилось совместно с газом, при этом расход газа соответствовал растопочному режиму. Совместная работа проходила при нагрузках 73 %, 83 % и 100%.

Из сравнительного анализа результатов испытаний можно сделать следующий вывод: торцевая раздача газа более приемлема, так как топливо, попадая в зону перехода от квазитвердого к квазипотенциальному вращению, равномерно распределяется по камере сгорания. Очень важно отметить,

что при такой подаче газа максимально используются торцевые перегородки, дающие стабильное выгорание у корня факела в месте выхода осевого воздуха. Анализ газов на вы ходе из котла показывает снижение избытка

воздуха с 1,6 до 1,25 при одиночной работе предтопок. Снижение концентрации NO_x (рис.5.49) показывает, что

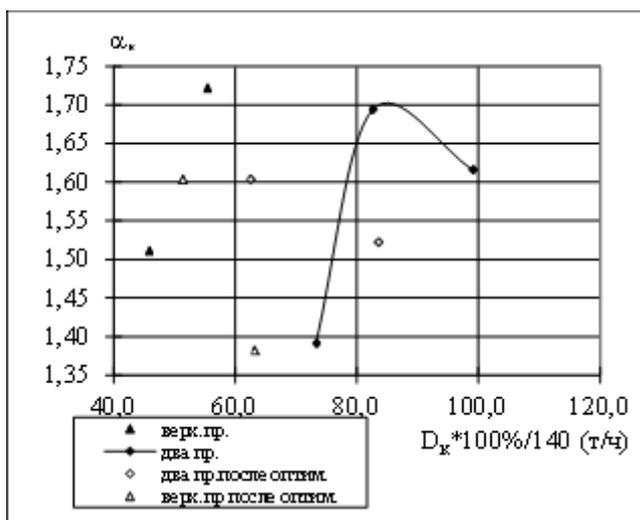


Рис. 5.51

Коэффициент избытка воздуха за котлом БКЗ-120-100ГМ при сжигании нефти.

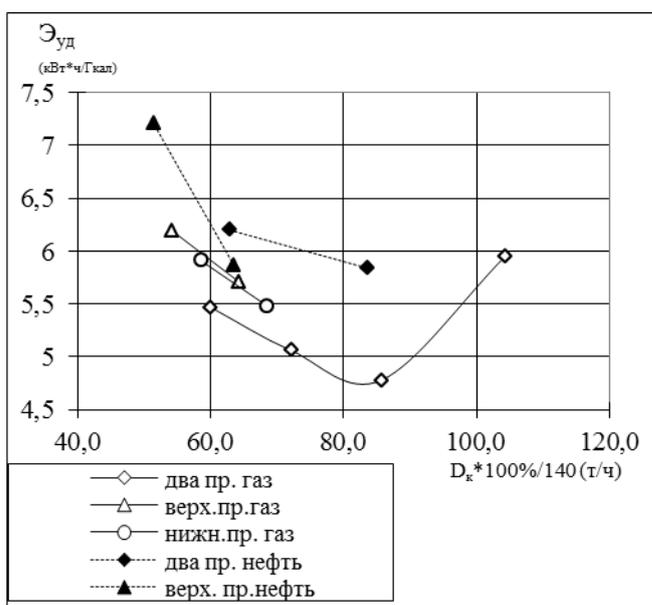


Рис. 5.52

Удельные затраты на тягу и дутье после оптимизации предтопок.

на нижней предтопке процесс горения организован лучше, и это связано с проведенной оптимизацией подвода тангенциального воздуха на 5 и 6 обечайках. Соответственно, КПД на котле при одиночной работе предтопок возрос с 91 % до 93,5 % (Рис.5.50). Эффективность работы котла на нефти после оптимизации

значительно улучшилась. Избыток воздуха на максимальной нагрузке снизился от 1,7 до 1,5, КПД_{бр.} увеличился на 1,5% и составил 91,5%.

При рассмотрении режима одиночной работы верхнего предтопка на нефти можно отметить, что изменение скорости роста тангенциального воздуха привело к снижению избытка воздуха в уходящих газах на максимальной нагрузке от 1,7 до 1,37 (рис.5.51), при этом концентрация NO_x уменьшилась с 300 мг/м³ до 232 мг/м³.

Детальное изучение влияния распределения воздуха по длине

предтопка и дальнейшая оптимизация его скоростной характеристики на выходе из сопел позволит значительно улучшить выгорание в нем нефти и газа.

В связи с этим появилось предложение о раздаче части газа через сопловые коробки тангенциального воздуха [77].

Значительно упрощается эксплуатация котла. Замена десяти горелок на котле БКЗ120-100ГМ на два циклонных предтопка расширила диапазон регулирования и повысила надежность работы котла на малых нагрузках. Конструктивная особенность циклонного предтопка избавляет от необходимости использовать воздухоподогреватель, при этом появляется возможность для размещения дополнительных поверхностей нагрева в водопаровом тракте, ведущая к значительному увеличению мощности и экономичности котла. Снижение сопротивления воздушного тракта, после исключения из него воздухоподогревателя, снижает на 15% удельные затраты на тягу и дутье при использовании того же вентилятора на более высоких нагрузках (рис. 5.52). Полученные данные позволяют сделать однозначное заключение о большой эффективности проведенной модернизации (табл.5.6), котел находится в эксплуатации 15 лет.

Таблица 5.6

Сравнительная таблица соответствия параметрам проекта.

Вариант	Параметры				
	Дпп	$t_{уг}$	$\alpha_{уг}$	$\eta_{бр}$	C_{NOx}
	т/ч	$^{\circ}C$		%	мг/м ³
Проект завода	120	157	1,18	91,5	
До модернизации	113	159	1,38	92,6	160
Проект модернизации	140	174	1,25	91,2	125
После модернизации	146	166	1,25	92,2	81

Двухстадийность сжигания топлива с предварительной газификацией в сильно турбулизированном факеле снимает с топочного объема функции смесеобразования, воспламенения и в значительной части окисления топлива, что и продемонстрировано при оптимизации предтопков котла БКЗ-120-100. Проведенное исследование показывает возможности использования воздухоохла-

ждаемой циклонной технологии для сжигания как жидкого, так и газообразного топлива в одном устройстве, что стало особенно актуально в условиях многотопливного баланса [114,120].

Успешное применение циклонно-вихревых предтопок на энергетическом паровом котле паропроизводительностью более 120 т/ч открывает новое направление в реализации циклонной технологии, с ее преимуществами перед горелочным вариантом. Котельный парк электростанций Дальнего Востока состоит в основном из котлов БКЗ-220-140 и БКЗ-210-140, на которых можно применить двухъярусную встречную компоновку четырех циклонных предтопок. Предварительные тепловые расчеты подтверждают повышение производительности на 20% за счет интенсификации теплообмена в топке и при замещении ВЗП на дополнительную ступень экономайзера [126].

Глава 6. Модернизация водогрейных котлов с установкой циклонных предтопок

6.1 Модернизация котла ЭЧМ 25/35

Организация двухстадийного процесса сжигания топлива позволяет рационально использовать не только достоинства предвключенной циклонной камеры, но и основной топочный объем в котлах с большими габаритами. За счет установки циклонных предтопок к водогрейным котлам ЭЧМ-25/35 увеличена их теплопроизводительность с 30 до 50 Гкал/ч, как за счет размещения дополнительных поверхностей нагрева в хвостовой части котла вместо воздухоподогревателя и в топке в виде ширм (рис.6.1). При установке двух, как в данном случае, или большего числа предтопок становится важным вопрос их компоновки. В работе [12] показано, что применение закрутки струй является важным аэродинамическим фактором при организации топочного процесса с помощью вихревых горелочных устройств. Место расположения, взаимное влияние горелок, направление в них вращения потока определяют условия

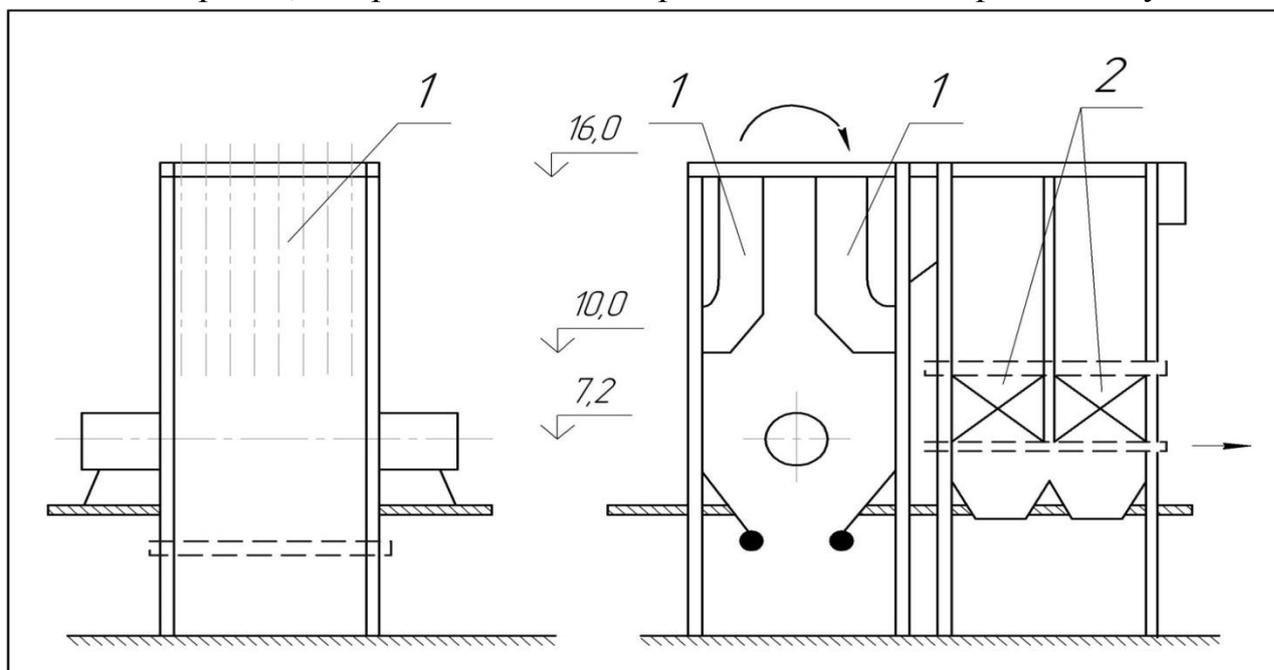


Рис.6.1

Размещение дополнительных поверхностей нагрева на котле ЭЧМ-25/35.

1-радиационные ширмы; 2- экономайзер.

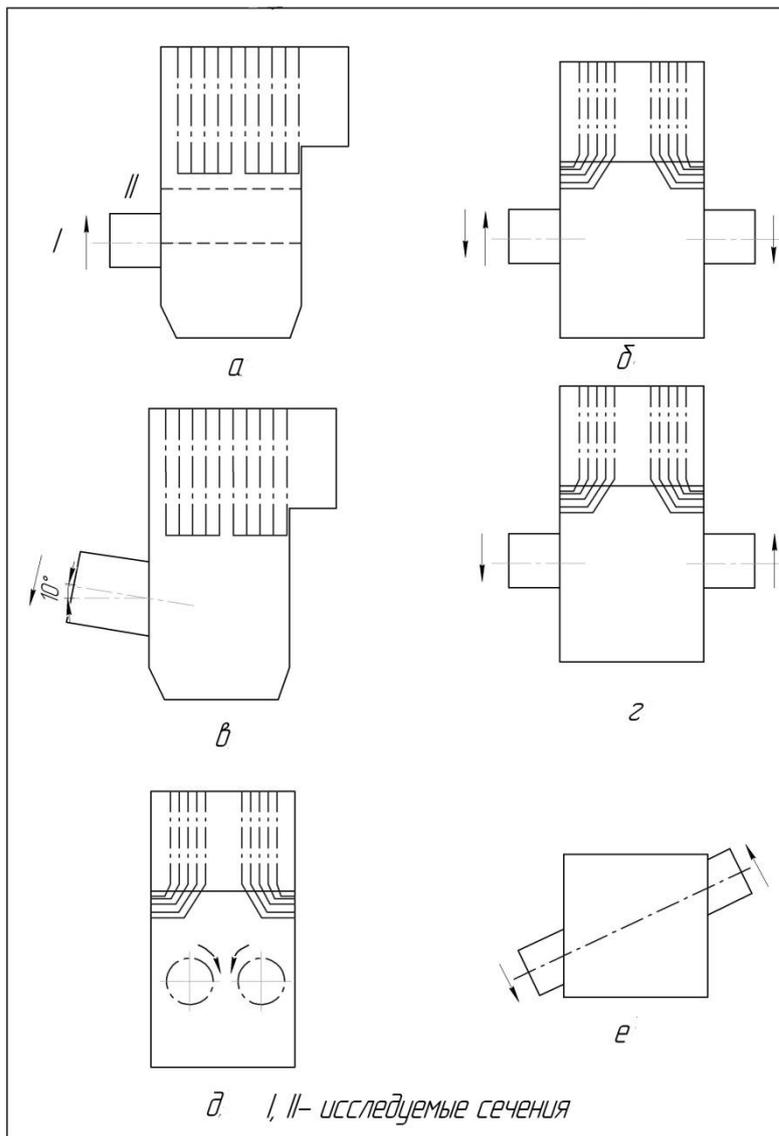


Рис.6.2

Варианты компоновки предтопок на котлах.

а-одиночная прямая; б,г-встречная, в-одиночная наклонная; д-фронтальная двоянная; е-встречная диагональная.

крутки потока, что может быть приемлемо при соразмерности активной части факела с размерами топки (рис.6.2. а). При двух предтопках в топочной камере образуются активные торроидальные вихревые зоны, генерируемые вращающимися потоками из соответствующих камер (рис.6.2, б, г.).

Особенностью размещения предтопок под косым углом к стене ($\alpha < 90^\circ$ на рис.6.2, в) является отклонение на угол δ аэродинамической оси вихря от геометрической оси циклонной камеры. Отклонение закрученного потока в

теплообмена, поведение результирующего факела, возможности регулирования температуры газов на выходе из топки и др. Несмотря на большую единичную мощность циклонных предтопок, заменяющих несколько горелочных устройств, вопросы их компоновки не менее актуальны.

На изометрических моделях котлов ТП-30 и ЭЧМ-25/35 автором выполнены аэродинамические исследования различных вариантов размещения предтопок. Для одиночного предтопка характерна качественно единая картина развития факела с падением уровня

косом срезе амбразуры вызывается поперечным градиентом давления, который необходимо учитывать при выборе угла установки предтопка (например, при $(\alpha = 60^\circ, \delta = 9^\circ)$). Необходимость в такой компоновке встречается, когда наилучшему расположению предтопков препятствуют опорные колонны котельного цеха, малое расстояние между котлами или другие причины.

Спутная крутка встречных потоков, в соответствии с принципами аддитивности при взаимодействии одиночных вихрей [12], приводит к увеличению циркуляции тангенциальной скорости результирующего потока и усилению неравномерности полей для всех составляющих вектор скорости и давления в нижней и верхней части топки. Для устранения аэродинамического перекоса потока, входящего в ширмы, предпочтительнее встречная крутка, при которой высока степень турбулизации в средней части объема топочной камеры (рис.6.3).

На основе анализа результатов изотермических продувок для котлов ЭЧМ-25/35 и ТС-35 рекомендуется встречная компоновка предтопков с противоположной закруткой потоков. Легкая навесная обмуровка котла ЭЧМ-25/35 позволила применить плоский пережим толщиной в полтора кирпича, образуемый разводкой экранных труб, на которые в области амбразуры нанесено торкретное покрытие из шамотобетона. Модернизация первого водогрейного котла ЭЧМ-25/35 выполнялась в два этапа. На первом – к котлу были установлены только циклонные предтопки, на воздуховоде выполнялась прямая перемычка от дутьевого вентилятора, через которую поступала основная часть холодного воздуха непосредственно к предтопкам, а остальная доля ($\approx 30\%$) проходила через воздухоподогреватель. После первого этапа реконструкции КПД котла увеличился с 82 до 87 % за счет существенной интенсификации теплообмена в топке, полного исключения механического и химического недожога топлива. Предельная нагрузка 35 Гкал/ч ограничивалась температурой уходящих газов перед дымососом. Оплавление торкрета в области непосредственного примыкания к амбразуре прекратилось после как граница оплавления сровнялась с границей разводки экранных труб. На втором этапе

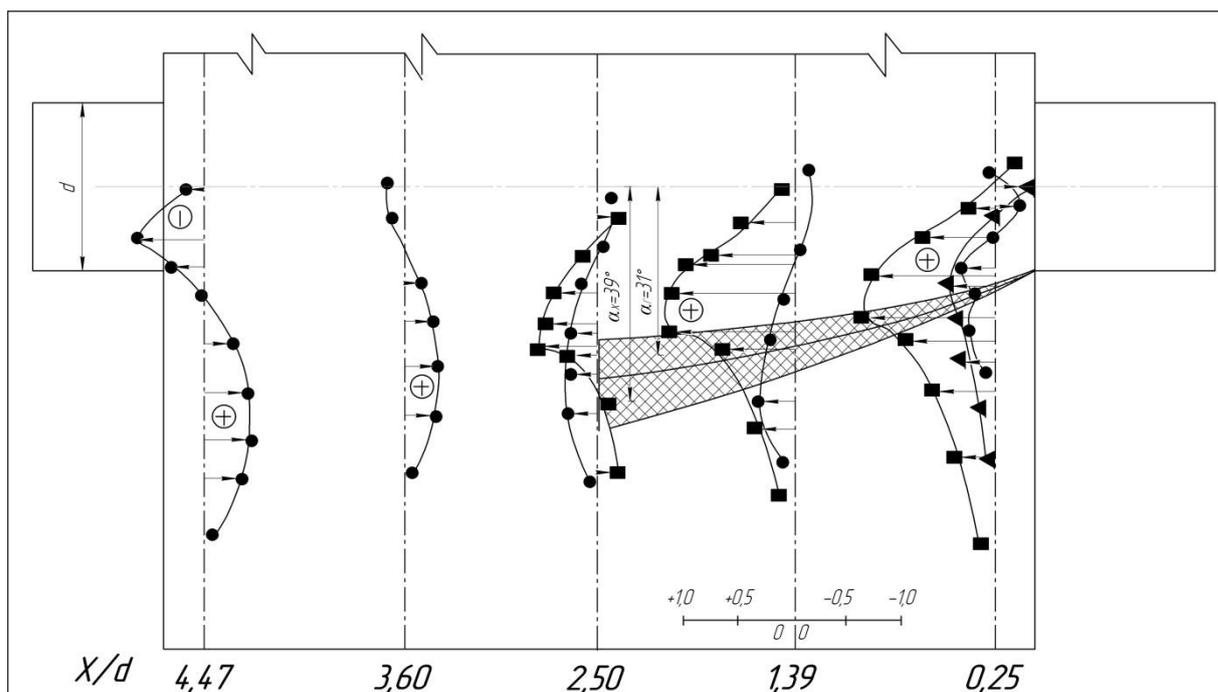


Рис. 6.3

Развитие тангенциальной составляющей вектора скорости при встречной компоновке циклонных предтопок и противоположной закрутке потоков.

реконструкции демонтирован воздухоподогреватель, вместо которого установлены конвективные пакеты, и смонтированы ширмы в топке котла. При испытаниях была достигнута максимальная теплопроизводительность 48 Гкал/ч, но при этом началась значительная вибрация топки. Отложения на поверхностях котла рыхлые и легко удаляемые. К концу четвертого года его эксплуатации потребовалась замена обмуровки в районе тангенциальных сопел и пережима. Как и на всех предтопках наблюдалось хорошее состояние переднего торца и прилегающей к нему футеровки цилиндрической части камеры.

В 1977 г. на котле ЭЧМ-25/35 ст.№7 ТЦ «Вторая речка» Владивостока реализован проект с двухсторонней подачей тангенциального воздуха в предтопок для улучшения аэродинамической симметрии генерируемого вихря. Опробована комбинация из двух встречно расположенных предтопок. Замеры показали увеличение эффективности теплосъема с котла при встречной закрутке двух вихрей в топке. Кроме того, заметно снижение коэффициента избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок при встречной компоновке (рис. 6.4).

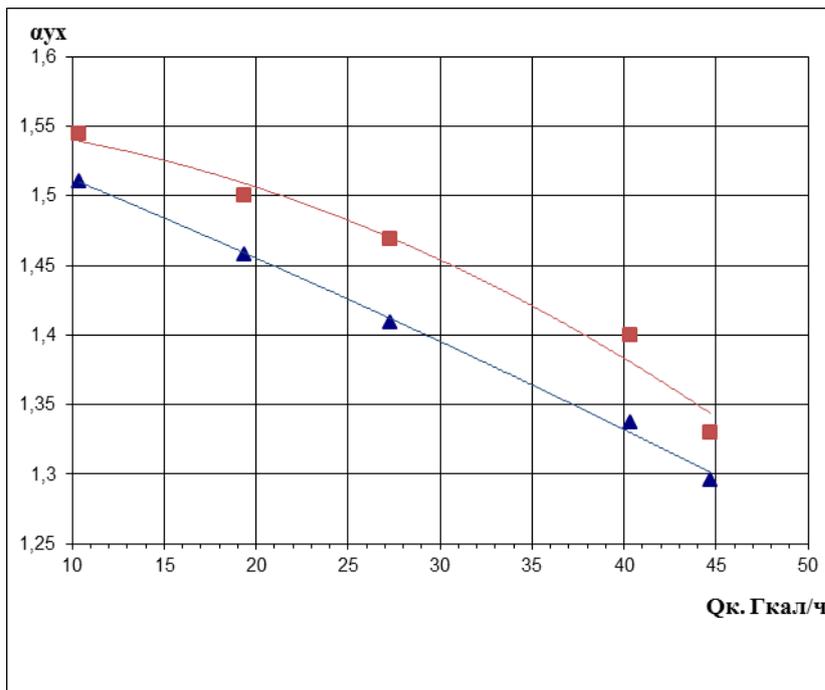


Рис.6.4 Зависимость избытка воздуха в уходящих газах от нагрузки котла ЭЧМ-25/35 на мазуте:

▲ -встречное расположение с противоположной круткой;

■ -одиночный наклоненный предтопок

Установка двух предтопков на фронтальном экране котла ст. № 8 вместо штатных горелочных устройств не оправдала себя по причине смещения факела к боковым экранам и появлению опасности пережega этих труб (Рис.6.2д) была проведена реконструкция котла ЭЧМ-25/35 ст. № 6 с установкой одиночного циклонного предтопка мощностью 64

МВт с внутренним диаметром камеры 1600 мм и весом 10 т (рис.6.5). При этом были использованы результаты модельных аэродинамических исследований, учитывающих особенности развития факела в топке при размещении предтопка под углом к экрану. Установка предтопка под углом в 10° к экрану обеспечила полное и равномерное заполнение топочного объема факелом и появилась возможность установки дополнительных поверхностей нагрева в топке. При этом факел стал очень чувствителен к аэродинамическому перекоосу, а часть экранов оказалась в зоне прямого воздействия факела при нагрузках близких к максимальной. По такой же схеме был реконструирован котел № 8. После реконструкции производительность котлов ЭЧМ-25/35 увеличилась с 30 до 50 Гкал/ч при увеличении КПД брутто на 7 % (Табл.6.1). При эксплуатации на газе котел со встречной компоновкой ЦВП ст. № 7 имеет видимые преимущества в сравнении с котлом ст.№6 с

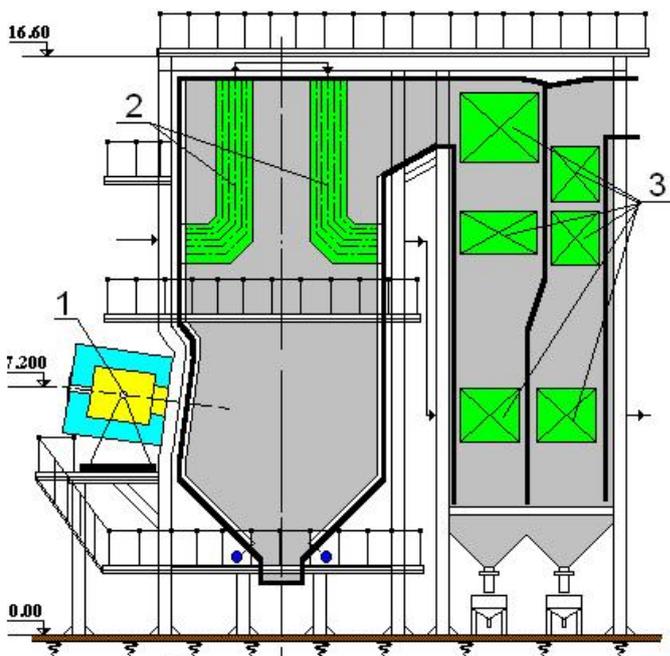


Рис.6.5.

Водогрейный котел ЭЧМ-25/35.

1-циклонный предтопок; 2-ширмы; 3-конвективные поверхности.

одиночным предтопком по максимальной нагрузке 50 Гкал/ч против 45 Гкал/ч и по КПД во всем диапазоне нагрузок.

Котлы ЭЧМ-25/35МЦ ст. № 6,7,8 с предтопками эксплуатируются на мазуте и газе. Технические решения по компоновке предтопков и установке дополнительных поверхностей нагрева позволили эффективно использовать конструктивные особенности котла ЭЧМ-25/35 и выработать принципиальный подход к разработке проектов модернизации котлов с геометрическими параметрами топок любой сложности [112].

Таблица 6.1

Технико-экономические показатели котла на мазуте и газе
ЭЧМ-25/35МЦ.

Теплопроизводительность, МВт(Гкал/ч)	58(50)
Расход мазута, т/ч	5,8
Расход сетевой воды, т/ч	850
Температурный график котла, °С	70/150
Температура уходящих газов, °С	180
К. П. Д. брутто, %	90

Продолжение таблицы 6.1

Наименование	Обозн	Размер	ЭЧМ-25/35 ст.6 топливо газ				
Теплопроизводительность		Гкал/ч	17	20	30	35	45
Коэф. Избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	-	1,671	1,595	1,401	1,337	1,23
Температура уходящих газов	$t_{ух}$	°С	117,6	123,6	141,6	149	162,5
Температура холодного воздуха	$t_{хв}$	°С	5	5	5	5	5
Потеря тепла с уходящими газами	q_2	%	7,319	7,395	7,6	7,689	7,828
КПД котла брутто	$\eta_k^{бр}$	%	91,98	91,9	91,7	91,61	91,47

Наименование	Обозн	Размер	ЭЧМ-25/35 ст.7 топливо газ				
Теплопроизводительность		Гкал/ч	17	20	30	40	50
Коэф. Избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha_{ух}$	-	1,469	1,302	1,137	1,118	1,09
Температура уходящих газов	$t_{ух}$	°С	112	116	130	155	182
Температура холодного воздуха	$t_{хв}$	°С	5	5	5	5	5
Потеря тепла с уходящими газами	q_2	%	6,192	5,774	5,784	6,856	7,937
КПД котла брутто	$\eta_k^{бр}$	%	93,18	93,6	93,59	92,52	91,43

6.2 Модернизация котлов КВГМ-20 и ПТВМ-30

На отопительной котельной ОАО "Восточный порт" установлены три водогрейных котла КВ-ГМ-20. Сжигание топочного мазута до реконструкции осуществлялось в ротационной горелке РГМГ-20 конструкции ЦКТИ. Котел КВ-ГМ-20 имеет горизонтальную туннельную топку, к задним цельносварным экранам которой прилегает конвективная шахта [15]. Задний экран топки является одновременно передней стенкой конвективной шахты. Горелочное устройство не обеспечивало сгорание тяжелых высокопарафинистых мазутов при нормальных соотношениях топлива и воздуха. На нагрузках выше 13 Гкал/ч происходил занос конвективных поверхностей сажистыми отложениями, на стенах топки образовывались коксовые отложения.

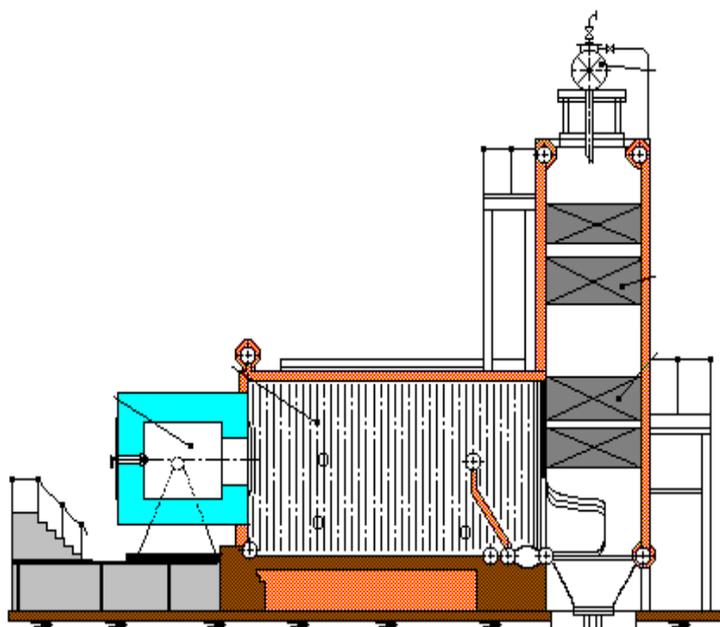


Рис. 6.6

Котел КВ-ГМ-20 МЦ после модернизации.

В 1995 году котел КВ-ГМ-20 был реконструирован с заменой ротационной горелки на предтопок мощностью 29 МВт, который примыкал к проектируемому фронтovому экрану топки (рис.6.6). Предтопок оснащен трехсторонним подводом тангенциального воздуха, для подачи мазута применена 13-ти сопловая центробежная форсунка. Выполнено полное экранирование

передней стенки топки с разводкой труб под предтопок, установленный на отметке обслуживания котла +1,2 м.

Основные технико-экономические показатели работы котла КВ-ГМ-20 до и после реконструкции приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2

Основные технико-экономические показатели котла КВГМ-20 до и после модернизации.

Наименование	Обозначение	Размерность	До модернизации	После модернизации
Теплопроизводительность	Q_k	Гкал/ч	13	20
Низшая теплота сгорания мазута	$Q_{пн}^p$	ккал/ кг	9600	9600
Температура мазута	t_m	$^{\circ}C$	104	102
Давление мазута	P_m	ати		9
Расход мазута	V_p	т/ч	1,7	2,5

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.	$a''_{ух.}$	-	2,4	1,5
Напор воздуха перед горелками (предтопками)	$H_{в.}$	мм. вод. ст.	165	250
Температура уходящих газов	$t_{ух.}$	$^{\circ}C$	240	150
Температура воздуха	$t_{в.}$	$^{\circ}C$	25	23
КПД котла (брутто)	$\eta_{бр.}$	%	79,3	90

Необходимо отметить значительное преимущество условий смесеобразования при циклонной технологии в сравнении с горелкой РГМГ. Практически во всем диапазоне нагрузок коэффициент избытка воздуха не превышал 1,5-1,6. Форма факела, корректируемая круткой и долей осевого ввода воздуха, позволила добиться значительного снижения температуры уходящих газов. В результате проведенной модернизации максимальная теплопроизводительность котла составила 20

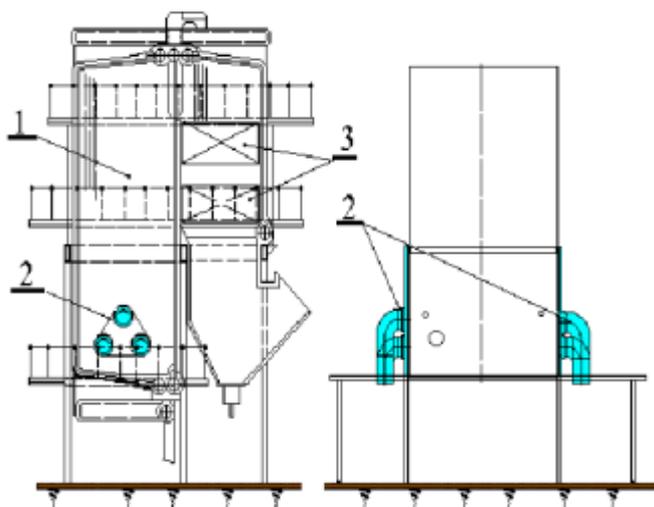


Рис.6.7

Котел ПТВМ-30 в заводском исполнении

Гкал/ч, чего не удавалось на ротационной горелке из-за ограничения по тяге и дутью, КПД повысился на 10%. При этом модернизация окупилась за один отопительный сезон.

В серии водогрейных котлов мощностью до 50 Гкал/ч проведена модернизация КВ-ГМ-30 и ПТВМ-30. Водогрейные котлы ПТВМ-30 ст. № 5,6,7,8 установлены на про-

мышленной центральной котельной ДВЗ "Звезда" г. Большой камень. Котел ПТВМ-30 теплопроизводительностью 35 МВт (30 Гкал/ч), имеет П-образную компоновку (рис. 6.7).

На котельном агрегате в заводском исполнении установлены шесть прямоточных горелок, по три на каждой боковой стороне. Изменение теплопроизводительности котла осуществлялось ступенчато, включением работающих горелок [15].

Все котлы ПТВМ-30 в заводском варианте не обеспечивали расчетных показателей, фактическая максимальная производительность 26 Гкал/час ограничивается тягой и дутьем, конвективная часть котла подвержена загрязнению сажи и требует частой промывки, которая приводит к интенсивной наружной коррозии. Температура уходящих газов при нагрузке 30 МВт (26

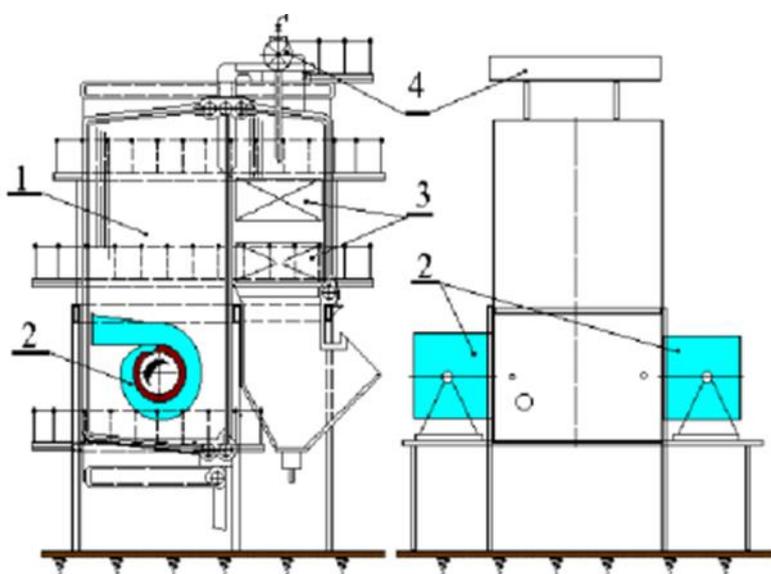


Рис.6.8

Котел ПТВМ-30 по первому проекту модернизации (1-топка, 2- циклонные предтопки, 3 – конвективный пакет, 4- ПИУ)

30 до реконструкции приведены в таблице 6.3.

Первый вариант проекта модернизации котла ПТВМ-30 реализован в 1990-1993 гг. на двух котлах. При реконструкции вместо шести горелок, на котел установлены два горизонтальных циклонных предтопка (рис.6.8). Предтопки установлены на перекрытии котельной на отметке +6,0 м. Ось предтопок находится на отметке $h_T/H_T=0,15$. Предтопки оборудованы двусторонним

Гкал/час) составляет более 300⁰С, присосы холодного воздуха в топке и газоходах достигают 50 % сверх нормы и сжигание мазута происходит при больших избытках воздуха: $\alpha''_T=2,5$. КПД (брутто) котла не превышает 86%, нарушение условий теплообмена приводит к росту гидравлического сопротивления котлов до 4÷6 кгс/см². Показатели работы котла ПТВМ-

подводом тангенциального воздуха и не регулируемым осевым вводом, обеспечивающим минимальное сопротивление (300 кг/м^2) для предтопка этой конструкции (рис.6.9). Боковые экранные панели оборудовались разводкой



Рис. 6.9

Корпус циклонного предтопка с двухсторонним тангенциальным вводом.

менилась.

Технико-экономические показатели работы котла до и после первого этапа модернизации по данным испытаний приведены в таблице 6.3.

Основные результаты испытаний головного котла ПТВМ-30МЦ: номинальная теплопроизводительность котла – 30 Гкал/ч; предельная теплопроиз-



Рис. 6.10

Узел примыкания предтопка к котлу ПТВМ-30 МЦ.

трубной части и сложной амбразурой с элементами воздушного охлаждения, для предотвращения перегрева узла примыкания, ликвидации присосов и проскока пламени в этой части конструкции (рис.6.10).

Конвективная часть котла выполнена из двух последовательно включенных пакетов из труб диаметром 28x3 мм. Поверхность нагрева конвективной части не изменилась.

Технико-экономические показатели работы котла до и после первого этапа модернизации по данным испытаний приведены в таблице 6.3.

Основные результаты испытаний головного котла ПТВМ-30МЦ: номинальная теплопроизводительность котла – 30 Гкал/ч; предельная теплопроиз-

водительность – 35 Гкал/ч; предельная нагрузка при работе на одном предтопке 18-20 Гкал/ч; КПД_{бр.}

котла на номинальной нагрузке составляет $\eta_{бр} = 92,4 \%$; избытки воздуха $\alpha_{yx} = 1,1$ на $Q_k = 30 \text{ Гкал/ч}$; пред-

топки обладают близким аэродинамическим сопротивлением и имеют практически проектное распределе-

ние воздуха по обечайкам.

ние воздуха по обечайкам.

ние воздуха по обечайкам.

После сопоставления технико-экономических показателей работы двух модернизированных и двух серийных водогрейных котлов ПТВМ-30 за 6 лет непрерывной эксплуатации отмечено, что возросла максимальная эксплуатационная нагрузка модернизированных котлов и значительно увеличилось их число часов работы.

Таблица 6.3

Основные технико-экономические показатели котла ПТВМ-30 до и после модернизации.

Наименование	Обозначение	Размерность	До модернизации	Два предтопка				
				Один предтопок				
Теплопроизводительность	Q _к	Гкал/ч	26	20,6	15	26	29	36
Низшая теплота сгорания мазута	Q _н ^p	ккал/ кг	9600					
Температура мазута	t _м	°С	105					
Давление мазута	P _м	кг/см ²	-	8,7	2/1,7	4,1/4,4	6,0/5,6	6,5/7,7
Коэффициент избытка воздуха в ух. газах	α _{ух.}	-	1,4	1,15	1,22	1,13	1,11	1,1
Напор воздуха перед горелками (предтопками)	H _в	мм.вод.ст.		295	75	120	165	270
Температура уходящих газов	t _{ух.}	°С	220	161	135	180	205	225
Температура воздуха перед горелками (предтопками)	t _{в.}	°С	35					
КПД котла (брутто)	η _{бр.}	%	88	93	93	92	92	91

Второй вариант проекта реконструкции котла ПТВМ-30 выполнен в 1995г. (рис. 6.11) и реализован в 1998-1999 гг. Проект модернизации основан на совершенствовании геометрии топки котла, с целью уменьшения тепловых нагрузок и тепловой неравномерности в ее нижней части, а также более эффективном использовании верхней части топки. В объем реконструкции входило изменение пропорций топки с увеличением ширины за счет выноса фронтального экрана с уменьшением теплонапряжения сечения топки (q_f) с 4760 кВт/м² до 4640 кВт/м² и относительной высоты топки с 1,86 до 1,44, установка

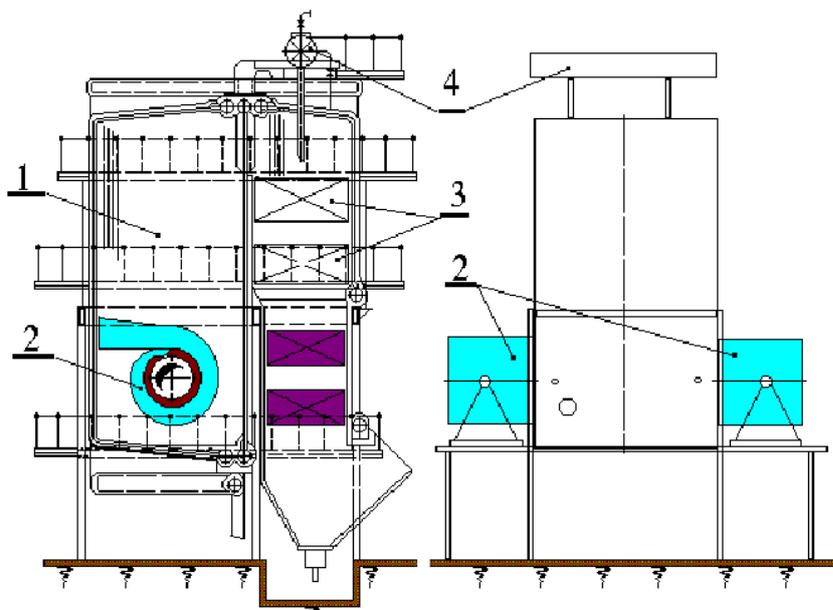


Рис.6.11

Котел ПТВМ-30 по второму проекту модернизации
(1-топка, 2- циклонные предтопки, 3 – конвективный пакет, 4- ПИУ)



Рис. 6.12

Факел при завышенном осевом вводе воздуха.

торы ВДН-11,2 заменены на ВДН-17 с числом оборотов $n=1000$ об/мин. и мощностью электродвигателя $N=110$ кВт. Установлен дымосос ДН-21 с числом оборотов $n=740$ об/мин.

Режимно-наладочные испытания показали, что регулирование топочного процесса во всем диапазоне теплопроизводительности котла от 7 до 44 Гкал/ч

2-х циклонных предтопок, мощностью 29 МВт (25 Гкал/ч) каждый, на боковых экранах топки с трехсторонним подводом тангенциального воздуха, удлинение конвективной шахты и установка двух дополнительных конвективных пакетов первыми по ходу нагреваемой среды из труб диаметром $38 \times 3,5$. В

связи с увеличением мощности котла произведена реконструкция газо-воздушного тракта. Для очистки конвективных поверхностей нагрева использована пневмоимпульсная установка. Расход циркуляционной воды увеличился до 550 т/ч. Гидравлическое сопротивление котла возросло до $3,6$ кгс/см². Объем топки увеличивался на 22% и составил 102 м³. Дутьевые вентиля-

(табл.6.4), позволяет вести режим с оптимальными избытками воздуха, ядро горения не пульсирует и не касается экранных поверхностей.

В процессе наладки циклонных предтопок произведена серия аэродинамических продувок с определением соотношений расходов воздуха по обечайкам предтопка, так как было отмечено, что факел левого предтопка сильно вытянут и имеет форму жгута (рис.6.12). Продувки показали, что поворот воздуховода перед предтопком приводит к стоку воздуха в обечайку торцевой вихревой камеры и увеличению доли воздуха в ось до 37% при проектных 24%. Установка делителей потока в повороте позволила выровнять распределение воздуха до проектного и сформировать устойчивое ядро горения в центре топочного объема.

Таблица 6.4

Технико-экономические показатели котла ПТВМ-40 после модернизации.

Наименование	Обозначение	Размерность	После модернизации (два предтопка)				
			20	28	32	35	42
Теплопроизводительность котла.	Q_k	Гкал/ч	20	28	32	35	42
Низшая теплота сгорания мазута	$Q_{пн}$	ккал/ кг	9600				
Температура мазута	t_m	$^{\circ}C$	100				
Давление мазута	P_m	кг/см ²	6/6	8,5/8,5	10/10	12/12	14/14
Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах	$\alpha''_{т.}$	-	1,6	1,4	1,3	1,2	1,15
Напор воздуха перед предтопками	H_B	мм.вод. ст.	50/50	70/70	120/130	140/150	250/250
Температура уходящих газов	$t_{yx.}$	$^{\circ}C$	140	160	180	210	240
Температура воздуха перед предтопками	t_b	$^{\circ}C$	5	5	5	5	5
КПД котла (брутто)	$\eta_{бр.}$	%	90	90,5	91	91,5	90,7

6.3. Модернизация котла КВГМ-100

Первые исследования и модернизация котлов КВГМ-100 с установкой циклонных предтопок проводилась в 1986 г. на четырех котлах КВГМ-100 теплоцентрали "Северная" г. Владивостока. Проектная номинальная мощность теплоцентрали после монтажа должна была составить 400 Гкал/ч. В действительности, по результатам пусконаладочных работ и эксплуатации котлов в период с 1984-1986 г.г., максимальная эксплуатационная теплопроизводительность четырех котлов не достигала 300 Гкал/ч. На нагрузках более 70% смесеобразование в топочной камере было неудовлетворительное, при этом происходил интенсивный занос экранных и конвективных поверхностей нагрева. Для нормализации работы котлов на нагрузках 60-70 Гкал/ч требовалось ежедневно применять дробеочистку. Сильная вибрация стен топочной камеры наблюдалась при нагрузках близких к 80% (от номинальной).

По результатам технических испытаний КВГМ-100, определены следующие данные: максимальный КПД брутто достиг $93,27 \div 93,22$ % при нагрузках $Q = 36 \div 43$ Гкал/ч; максимально возможная нагрузка котла составила 69,3 Гкал/ч при температуре уходящих газов за котлом 194°C и КПД брутто - 91,22 %.

Причины, ограничивающие нагрузку следующие: резкое увеличение температуры уходящих газов (более 200°C); включение в работу дробеочистки не давало существенного снижения температуры уходящих газов; при нагрузках, менее 67 % от номинальной, давление мазута перед форсунками превышает 2 кг/см^2 , что противоречит заводской инструкции по эксплуатации горелок с ротационными форсунками, так как такое давление должно быть при номинальной нагрузке 100 Гкал/ч; особенность расположения горелок и условия регулировки усложняют задачу по выравниванию расходов первичного и вторичного воздуха.

После частичного устранения указанных недостатков, проведенные повторно испытания позволили кратковременно выйти на нагрузку 90,2 Гкал/ч, но отсутствие запаса по тяге и дутью ограничило набор нагрузки, так как организованный избыток воздуха был в 5 раз выше нормы.

В 1987 году выполнен проект модернизации КВГМ-100 предусматривающий замену горелок РГМГ-30 на два циклонных предтопка (табл.6.5), установленных встречно на боковых экранах топки.

Таблица 6.5

Техническая характеристика циклонно-вихревого предтопка к котлу КВГМ-100.

N п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1	Теплопроизводительность предтопка	$Q_{ц}$	Гкал/ч	62
2	Коэффициент избытка воздуха в ЦП	$\alpha_{цп}$		1,02
3	Расчет расхода топлива на максимальной нагрузке	V_T	кг/час	7000
4	Диаметр камеры сгорания	D	м	1,772
5	Длина	L	м	1,524
6	Расход воздуха на предтопок	V_v	$м^3/ч \cdot 10^3$	79

Конвективная поверхность нагрева наращивалась дополнительным пакетом, при этом спрямлялся аэродинамический выступ промежуточного экрана. Вместо штатной дробеочистки применена пневмоимпульсная очистка конвективных поверхностей нагрева (Рис.6.13). Проектом модернизации предполагалось увеличить максимальную теплопроизводительность на 20 % и улучшить технико-экономические и экологические показатели (табл.6.6).

Таблица 6.6

Расчетно-технические показатели котла КВГМ-100МЦ.

Теплопроизводительность, МВт(Гкал/ч)	140 (120)
Расход мазута, т/ч	13,5
Расход сетевой воды, т/ч	1320
Температурный график котла, °С	70/150
Температура уходящих газов, °С	120
КПД. брутто, %	91

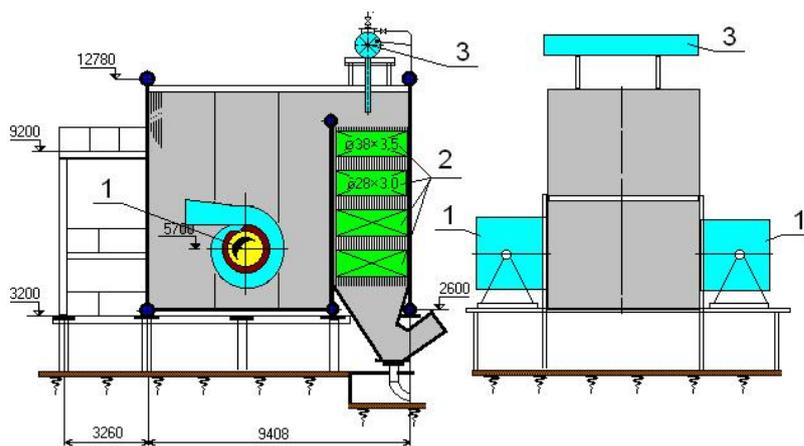


Рис. 6.13

Водогрейный котел КВГМ-100МЦ.

1-циклонный предтопок; 2-конвективные поверхности нагрева; 3-система пневмоимпульсной очистки



Рис.6.14

Циклонный предтопок котла КВГМ-100

Основная сложность при выборе габаритов циклонного предтопка заключалась в невозможности поставить циклонный предтопок с калибром (L/D) большим, или равным единице из-за близкого расположения котлов друг к другу, рассчитанных на фронтное расположение горелочного блока.

Задаваемое в расчете объемное теплонапряжение камеры сгорания предтопка 20 Мвт/м^3 , при максимально возможной длине предтопка, приводило к увеличению диаметра и уменьшению калибра до 0,86. Необходимо отметить, что выполнение тангенциального трехстороннего подвода воздуха в камеру сгорания и четырехстороннего подвода в торцевую вихревую камеру обеспечивают симметрию вихря в камере с малым калибром (Рис.6.14). В последующем при переходе на газ все ЦВП выполнялись с облегченной обмуровкой камеры сгорания и четырехсторонним подводом тангенциального потока воздуха.

При модернизации котла КВГМ-100 проводилась замена фронтального экрана и выполнялась разводка труб под циклонные предтопки на боковых



Рис.6.15

Разводка труб экрана в зоне примыкания предтопка.

экранах, обеспечивающая плотное примыкание предтопков к топке (Рис.6.15). Циклонные предтопки устанавливались на специальные площадки, выполненные на индивидуальном фундаменте, так как масса предтопка 10 тонн. Зона примыкания предтопка обязательно усиливается дополнительными ребрами жесткости. В очередном варианте модернизации, к облегченной обмуровке котла добавлен металлический лист, значительно усиливший жесткость конструкции и исключивший присосы в топку и в конвективную шахту.

За период с 1988 по 2000 годы модернизировано девять котлов КВГМ-100 (табл. 6.7). На всех котлах применены проекты модернизации, предусматривающие различные объемы реконструкции, как котла, так и вспомогательного оборудования применительно к новой технологии.

В таблице 6.7 звездочкой отмечены те котлы, на которых проект модернизации включал практически все основные предложения Центра МКТ по использованию преимуществ циклонно-вихревой технологии.

Таблица 6.7

Годы модернизации котлов КВГМ-100.

Объект	ст. № котла	На мазуте	На газе
ТЦ "Северная" г.Владивосток	№ 1	1988 *	2012
	№ 2	1989	2012
	№ 3	1992	2012
	№ 4	1994	2012
Благовещенская ТЭЦ	№ 4	1991	

	№ 5	1991	
ТЭЦ-2 г.Хабаровск	№ 8	1996 *	2008
	№ 9	2000 *	2008
ТЭЦ-1 г.Владивосток	№ 5	1996 *	2012
	№ 6	2000 *	2012

Для оценки результатов модернизации котла КВГМ-100 в 1993 (ТЦ «Северная») и в 1997 (ВТЭЦ-1) гг. совместной бригадой Дальтехэнерго и Центра

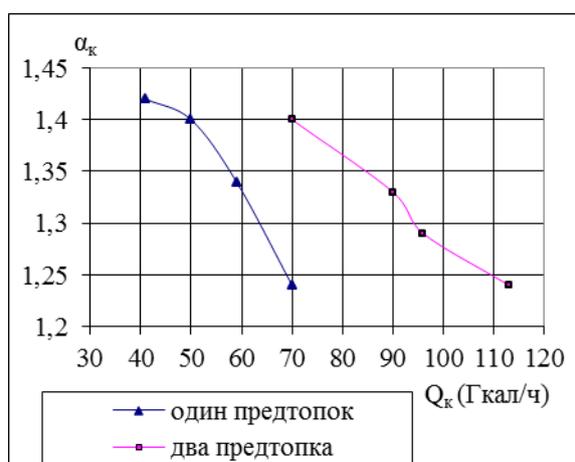


Рис.6.16

График зависимости коэффициента избытка воздуха за котлом от производительности

«МКТ» проведены балансовые испытания котлов. В результате испытаний установлено следующее: котел устойчиво несет нагрузку 30-115 (120) Гкал/ч; избыток воздуха в топке, при котором сумма тепловых потерь приведенных к тяге и дутью минимальна: (два предтопка) при $Q_{КА} = 90-91$ Гкал/ч - $\alpha_T = 1,26$, при $Q_{КА} = 79-82$ Гкал/ч - $\alpha_T = 1,21$, (один предтопок) - при $Q_{КА} = 60$ Гкал/ч - $\alpha_T = 1,28$, - при $Q_{КА} = 45$ Гкал/ч - $\alpha_T = 1,36$; максимальная нагрузка котла при работе двух предтопков составляет 115 (120) Гкал/ч с температурой уходящих газов 194°C ; максимальная нагрузка котла при работе одного предтопка составляет 65 Гкал/ч при давлении мазута $P_H = 12,5$ кг/см²; минимальная нагрузка котла 30 Гкал/ч при КПД брутто 93,5 %. Специальными замерами определены присосы холодного воздуха в топку котла, и соответственно, значения избытка воздуха в предтопке - $\alpha_{п}^{op} = 1,039$ при $Q_k = 100$ Гкал/ч; $\alpha_{п} = 1,066$ при $Q_k = 80$ Гкал/ч. Динамика изменения избытка воздуха за котлом показывает повышение эффективности работы предтопков с увеличением нагрузки (рис.6.16).

Средние значения выбросов окислов азота, определенных фотоколориметрическим методом и, приведенные к $\alpha = 1,4$, составляют: при работе двух

циклонов увеличиваются при изменении нагрузки от 100 до 55 Гкал/ч от 280

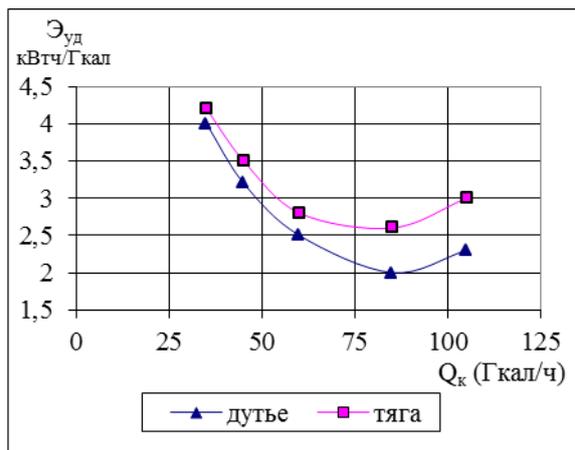


Рис.6.17

График зависимости удельных расходов электроэнергии от производительности

мг/м³ до 345 мг/м³ и от 280 мг/м³ до 310 мг/м³ при работе одного циклона в диапазоне от 55 Гкал/ч до 35 Гкал/ч. Удельные расходы электроэнергии на тягу и дутье (рис.6.17) составляют 6,3 кВт·ч/Гкал при Q_{КА} = 50 Гкал/ч, уменьшаются до 4,5 кВт·ч/Гкал при Q_{КА}= 80 и далее возрастают до 5,2 кВт·ч/Гкал при 100 Гкал/ч. В результате испытаний установлено, что по сравнению с пусконаладочными испытаниями котлов

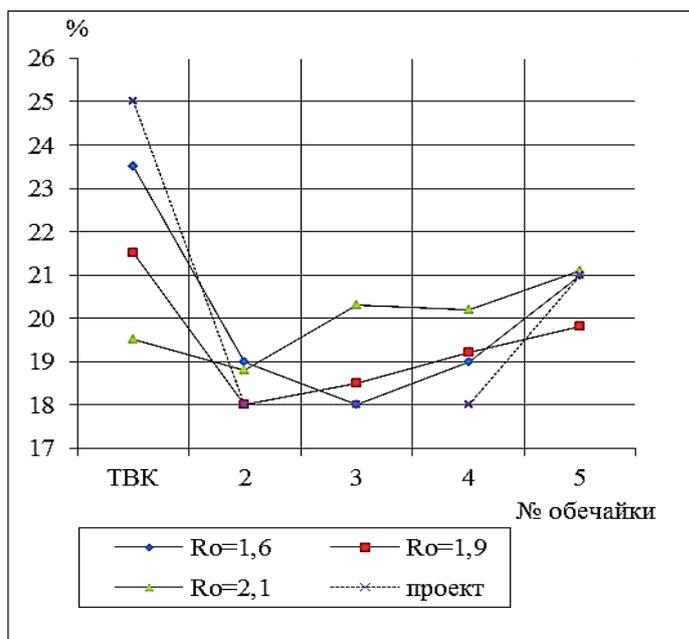


Рис. 6.18

График зависимости распределения воздуха от параметра R₀

КВГМ-100 на горелках, установка циклонных предтопок позволила увеличить нагрузку котла с 89 до 115 (120) Гкал/ч, а КПД брутто котла - в среднем на 2 %, снизить затраты на тягу и дутье на 10%, снизить концентрацию окислов азота в дымовых газах с 400-600 мг/м³ до 280-345 мг/м³. В опросном листе персонал котельной, принимающий участие в эксплуатации котла, отметил простоту управления котлом и хорошую маневренность во всем диапазоне нагрузок [116].

На котле КВГМ-100МЦ опробован регулятор крутки торцевого вихря (рис. 6.19), с помощью которого можно влиять на смесеобразование в передней части камеры, и, тем самым, изменять угол раскрытия и длину факела на

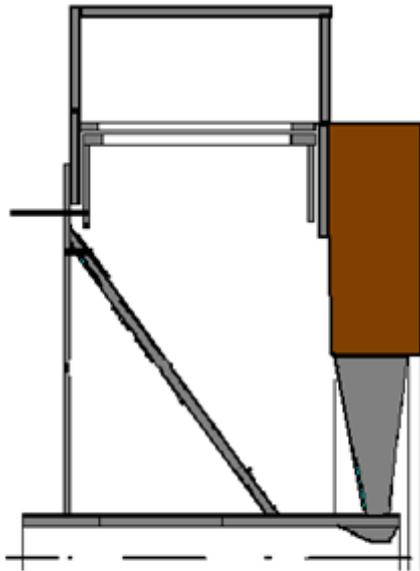


Рис.6.19
Торцевая вихревая камера с регулятором крутки.



Рис.6.20
Аксиальный завихритель ЦВП котла КВГМ 100 МЦ

выходе из предтопка [79]. Регулирование площади сопловых вводов в торце вихревой камеры (ТВК) изменяло отношение аксиального и радиального составляющих потока, соответственно чисел Россби в диапазоне от 3 до 1,5. При наладочных работах на циклонной камере котла ЭЧМ была получена оптимальная величина крутки при $Ro = 1,6$. Эффективность оптимизации аэродинамики ТВК определялась по коэффициенту избытка воздуха в циклонном предтопке, а также визуально по форме факела в объеме топки. Исследование влияния на работу котла и циклонного предтопка крутки аксиального воздуха проводилось и на холодных продувках, при которых определялось изменение сопротивления отдельных обечаек и циклонного предтопка в целом (рис.6.18). При $Ro = 1,6$ удалось добиться полного прекращения вибрации топки во всем диапазоне нагрузок, как при работе одного, так и двух предтопков, при проектном уровне технико-экономических показателей.

Важным фактором, влияющим на качество работы двух встречно расположенных предтопков является их соосность. Испытания показали, что отклонение от оси на 3-4 градуса (особенно в горизонтальной плоскости) ведет к появлению тепловой неравномерности в топке, и при нагрузках более 70 % от номинальной к сильной вибрации фронтального экрана. Для подавления эжекции продуктов горения, деформирующих центральную зону завихрителя в месте расположения форсунки (рис.6.20), принято решение увеличить диаметр центральной втулки

завихрителя на 20% для расширения площади обдува форсунки. Это позволило в дальнейшем избежать перегрева центральной части завихрителя эжектируемыми из предтопка продуктами горения.

Очень важным фактором, влияющим на работу предтопка, является пра-

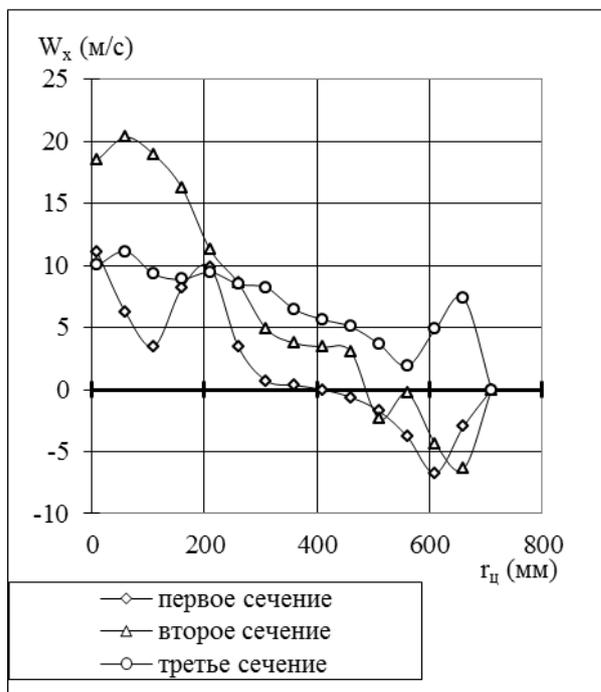


Рис.6.21

График осевая составляющей вектора скорости потока в сечениях:

0,2L; 0,5L; 0,9L.

вильный выбор форсунок с крупностью распыления и геометрией факела, соответствующих аэродинамике предтопка и диапазону регулирования нагрузок котла. На котле КВГМ-100МЦ при мощности предтопка 72 МВт необходимо было организовать качественный распыл 7 тонн мазута в час одной механической форсункой в диапазоне давлений от 1,5 до 15 кг/см². Выбор форсунки основывался на экспериментах, проводившихся на котле ЭЧМ-25/35 ст.№ 6, оснащенный единственным циклонным предтопком мощностью 64 МВт с диаметром камеры

сгорания 1600 мм (1750 мм на КВГМ-100) и калибром 1,25. В качестве рабочей была принята 19-ти сопловая форсунка, с диаметром шнеков 8 мм, диаметром сопел 2,6 мм. Угол распыла факела α - 160°. От растопочной 13-тисопловой форсунки (несмотря на положительный опыт работы на котле ЭЧМ с предтопком $L/D = 1,25$) пришлось отказаться, так как формируемый форсункой факел имел зауженную эпюру плотности орошения при его большой длине. Вследствие этого происходил прострел каплями топлива объема предтопка (калибр $L/D = 0,8$), сопровождающийся выносом части топлива в топку с последующим его выгоранием в топочном пространстве. Применение двух форсунок основной и растопочной, расширяющих диапазон регулирования, усложняет

эксплуатацию предтопка. Этот недостаток устраняет специально разработанная двухпоточная форсунка [81,99].

Предтопки являются эффективным стабилизатором процесса горения при работе котла КВГМ-100 МЦ в аварийных режимах, возникающих при подаче в котел сильно обводненного мазута. В данной ситуации на горелках РГМГ-30 сразу срывается факел. Стабилизация ядра горения в предтопке обеспечивается возвратным осевым течением (рис.6.21) продуктов горения из топки в

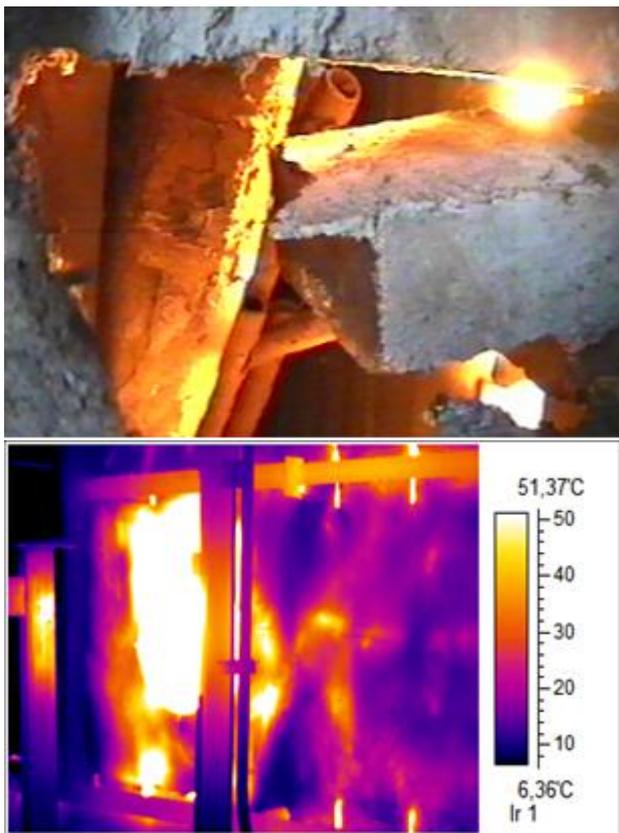


Рис.6.22

Разрушение теплоизоляции в месте примыкания промежуточного экрана.

потери тепла с уходящими газами и химическим недожогом, а также прогоранию обмуровки в этой зоне (Рис.6.22). Для устранения этого дефекта в промежуточный экран введены дополнительные крайние трубы, которые устанавливаются после монтажа экранов.

В целях сокращения потерь теплоты с уходящими газами выполнены мероприятия по изменению схемы циркуляции воды в котле КВГМ-100МЦ

корневую зону факела или среднюю часть камеры сгорания.

К снижению технико-экономических показателей котла КВГМ-100 приводило отсутствие газоплотности в зоне примыкания промежуточного экрана к боковым, что является недостатком заводской конструкции котла. Оставшиеся после монтажа неплотности в зоне примыкания боковых и промежуточного экранов находятся на уровне оси циклонных предтопков. Перепад давления в конвективной шахте и в топке приводит к затягиванию части продуктов неполного сгорания в газоход, увеличивая

(Рис.6.23). Результаты испытаний, приведенные в таблице 6.5, показывают высокий КПД при низкой температуре уходящих газов. Работа в таком режиме приводит к увеличению темпов сернокислой коррозии. Для уточнения нижнего предела температуры уходящих газов модернизированных котлов КВГМ-100МЦ проводились экспресс-испытания определения темпов низкотемпературной сернокислой коррозии [126].

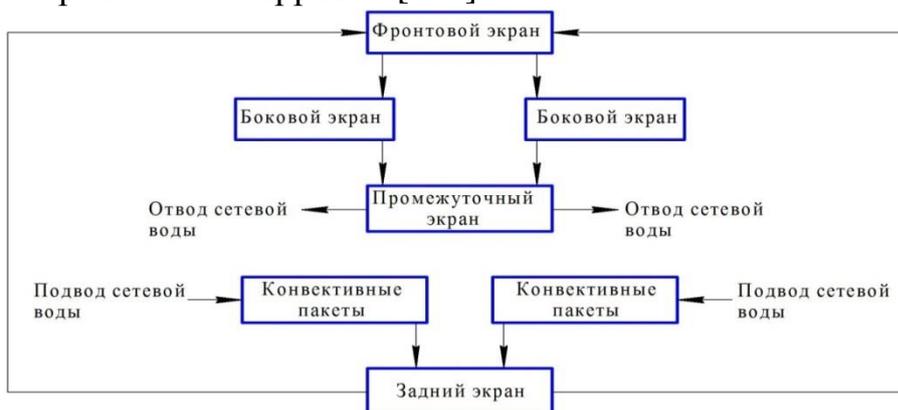


Рис. 6.23. Схема циркуляции «противоток» котла КВГМ-100 МЦ

Таблица 6.5

Результаты расчетов испытаний котла КВГМ 100 МЦ при различных схемах циркуляции.

Параметры	Мазутное топливо				Газообразное топливо			
	Прямоток		Противоток		Прямоток		Противоток	
	Расчет	Измерения	Расчет	Измерения	Расчет	Измерения	Расчет	Измерения
Тепловая нагрузка, Гкал/ч	100	65-109	100	98	100	44.7-106	100	76.8-101.6
Температура уходящих газов за котлом, °С	159	134-175	124	124	125	102-156	103	74.6-86
КПД брутто, %	92.82	90-91	94.45	93.9	94.03	91.7-94.1	95.11	95.79-96.1
Удельный расход условного топлива, кг.у.т/Гкал	153.91	158.73-156.93	151.25	151.3	151.93	151.8-155.6	150.205	148.14-149.65
Коэффициент избытка воздуха за котлом		1.17-1.37		1.4		1.11-1.49		1.11-1.16

На рис.6.24 показана зависимость скорости коррозии от температуры стенки образца, установленного между верхним и средним конвективными пакетами. Испытания производились с помощью коррозионного зонда с индивидуальным воздушным охлаждением трех образцов при сжигании высокосернистого мазута. По результатам испытаний нескольких видов котлов с предтопками сделан вывод, что экстремум скорости сернокислой коррозии находится в области 100-110 °С температуры стенки поверхности нагрева. Котел с циркуляцией воды по схеме противотока рекомендовано использовать в пиковом режиме на нагрузках более 70 Гкал/ч при температуре сетевой воды не ниже 70 °С, когда температура наружной части стенки трубы превышает 110 °С.

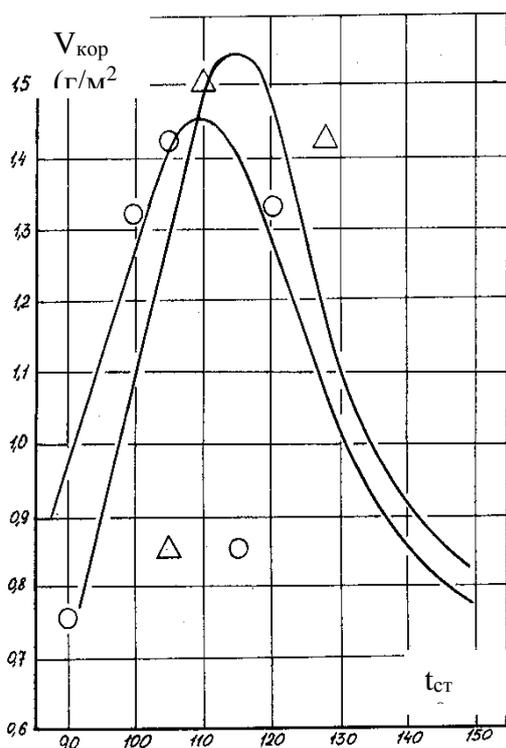


Рис.6.24

График зависимости скорости низкотемпературной коррозии от температуры наружной стенки трубы.

Для эксплуатации котла в оптимальных режимах с наилучшими технико-экономическими показателями необходимо измерять и контролировать расход воздуха, подаваемого для горения в предтопки. Воздуховоды котлов, как правило, не имеют прямых участков для организации точных замеров без значительных искажений и затрат стандартными методами (трубами Вентури, диафрагмами, напорными усилителями). Внедренная на котлах КВГМ-100МЦ методика, измерения расхода воздуха по первичному перепаду давления на правильно спрофилированных, естественных поворотах воздуховодов котлов, является очень простой в реализации, поскольку повороты присутствуют на всех воздуховодах котлов [71]. При постоянной геометрии поворота перепад давления зависит только от скорости среды и тогда ее расход через сечение канала запишется

стандартными методами (трубами Вентури, диафрагмами, напорными усилителями). Внедренная на котлах КВГМ-100МЦ методика, измерения расхода воздуха по первичному перепаду давления на правильно спрофилированных, естественных поворотах воздуховодов котлов, является очень простой в реализации, поскольку повороты присутствуют на всех воздуховодах котлов [71]. При постоянной геометрии поворота перепад давления зависит только от скорости среды и тогда ее расход через сечение канала запишется

$$Q_B = \mu \times \frac{\pi \times D_{\text{экв}}^2}{4} \times \sqrt{\frac{R_0}{\Delta R}} \times \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (6.1)$$

где

$D_{\text{экв}}$ - эквивалентный диаметр канала колена (м); $\Delta R = R_{\text{внеш}} - R_{\text{внутр}}$ (м); $R_{\text{внеш}}$ и $R_{\text{внутр}}$ - внешний и внутренний радиусы поворота, м; μ - коэффициент расхода.

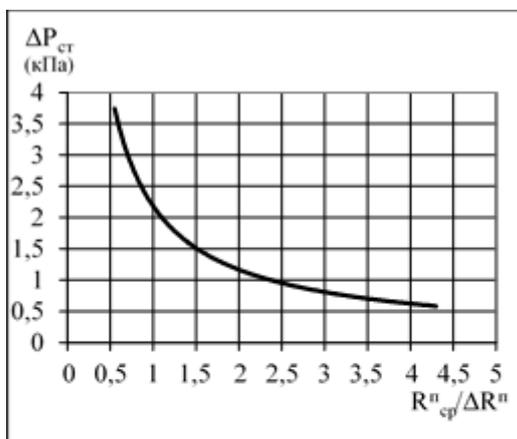


Рис.6.25

График зависимости перепада давления от относительного среднего радиуса поворота.

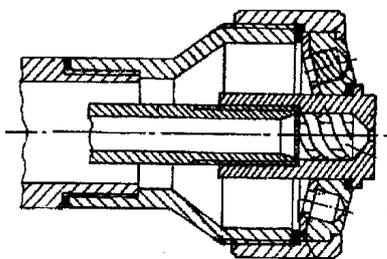


Рис.6.26

Комбинированная форсунка.

Средний перепад давления на поворотах 90° составил 180-200 Па, что превышает динамический напор одиночной пневмометрической трубки Прандтля для соизмеримых скоростей потока. Зависимость перепада давления от относительного радиуса поворота представлена на рис.6.25.

На котельных "Северная" и ТЭЦ-1 г. Владивостока реализован проект термического обезвреживания замазученных и подтоварных вод на основе циклонно-вихревой технологии [83].

Основным узлом системы термического обезвреживания омазученной воды является многосопловая комбинированная форсунка (Рис.6.26). При стендовых исследованиях форсунок определены расходные характеристики и плотности орошения мазутных и водяного каналов. По результатам испытаний сделаны следующие выводы: практически отсутствует влияние доли впрыска на КПД котла; снижается на 8-10 %

доля массовых выбросов окислов азота M_{Nox} и наличие оптимума доли впрыскиваемой воды $W_B = 12\%$ от расхода топлива, при котором имеет место наибольшее снижение выбросов [122].

Коррозионные испытания котла КВГМ-100 МЦ проводились с целью определения зависимости скорости низкотемпературной коррозии от нагрузки

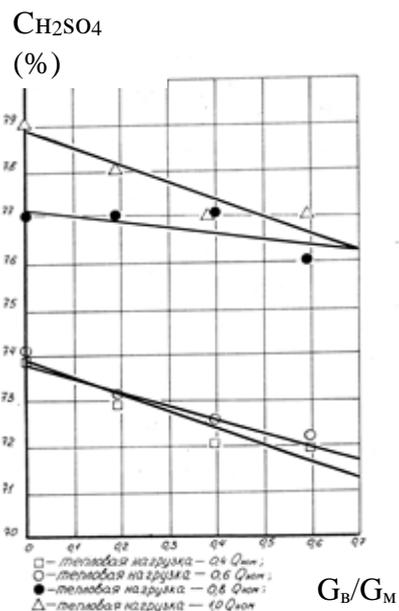


Рис.6.27

Зависимость концентрации серной кислоты от доли впрыска воды и нагрузки котла.

котла при различных долях впрыска влаги через комбинированную форсунку. На Рис. 6.27 представлен результат испытаний по которому можно сделать вывод о практическом отсутствии влияния впрыска воды в камеру сгорания предтопка на скорость коррозии конвективных поверхностей нагрева [125].

Впервые на котле КВГМ-100МЦ испытан электротермический запальник. Простое и надежное устройство (рис.6.28) позволяет, не заливая камеру предтопка мазутом, производить розжиг и поддерживать горение в корневой зоне факела в течение первых 20 секунд работы предтопка. [80]

Завершающей стадией работ по модернизации котлов КВГМ-100 стало внедрение системы пневмо-импульсной очистки (ПИО) конвективных поверхностей нагрева (рис.6.29) [76]. ПИО мало использовалось в связи с тем, что при горелочном сжигании мазута отложения нельзя было эффективно удалить ударной волной сжатого воздуха. При ана-

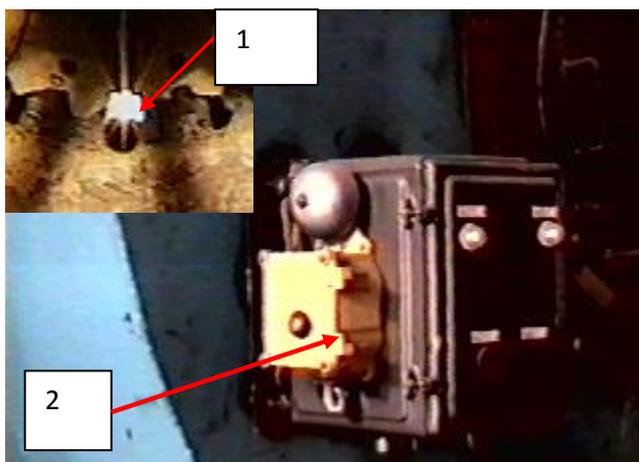


Рис.6.28

Электрозapальное устройство.
1 – электрод; 2- блок питания.

лизе отложений, остающихся на поверхностях нагрева при циклонном способе сжигания, было отмечено, что они состоят из двух слоев. Первый - это оксидная порошкообразная пленка, образующаяся в начале работы поверхности и имеющая плотную структуру, толщиной не более 0,3 мм, которая служит защитным слоем для поверхности металла.

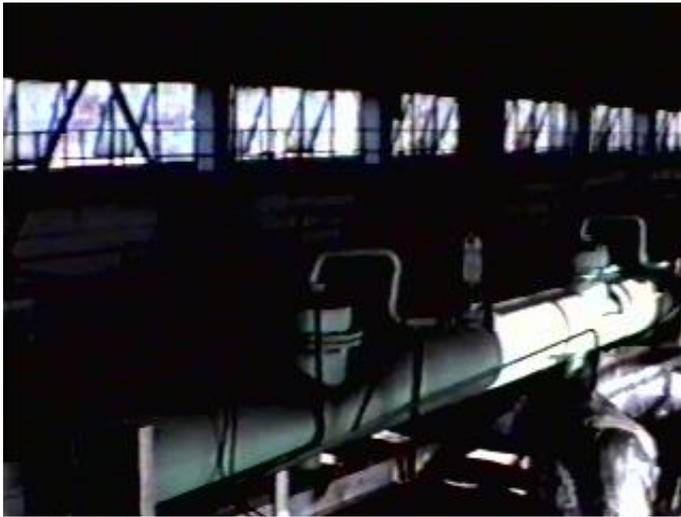


Рис.6.29
Пневмоимпульсная установка котла КВГМ-100МЦ.

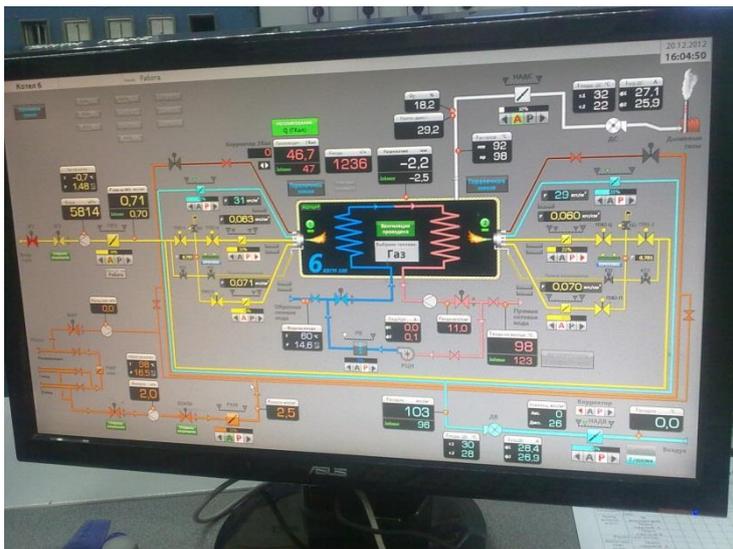


Рис. 6.30
Мнемосхема управления котлом КВГМ-100 МЦ

предтопками имеется возможность производить замену огнеупорного покрытия предтопок без вывода котельного агрегата в ремонт. После отстыковки ремонтируемого предтопка и установки его в вертикальное положение на специально приспособленном для этого стационарном лафете, амбразура в экране

Второй слой - это сажа, образующаяся при пусках котла и переходных режимах работы с ручным регулированием. В этих случаях, персонал должен, не останавливая котла производить обдувку для снижения температуры уходящих газов. Во время испытаний ПИО котел намеренно был "занесен" сажистыми отложениями, при этом температура уходящих газов поднялась на 14°C. После сорока минут работы ПИО в полуавтоматическом режиме, при давлении воздуха в ресивере 4,5 кг/см², температура уходящих газов снизилась на 10 °С. В рекомендациях по дальнейшему внедрению ПИО на других котлах было указано о возможности увеличения давления сжатого воздуха в ресивере до 8 кг/см².

В процессе эксплуатации котла с двумя циклонными

котла закладывается шамотным кирпичом с применением легкого металлического каркаса. На одном предтопке котел КВГМ100МЦ может нести нагрузку до 65 Гкал/ч.

После успешной эксплуатации модернизированных котлов КВГМ100 на ТЦ «Северная» (г. Владивосток), ТЭЦ-2 (г. Хабаровск), Благовещенской ТЭЦ в течение нескольких отопительных сезонов, на проект модернизации котла КВГМ-100 получено положительное заключения Дорогобужского и Красноярского котельных заводов, изготавливающих котлы этого типа и ведущих работы по оптимизации их конструкции (Приложение № 4, № 5, № 6). Перспективным продолжением работ в этом направлении явилась установка новых котлов КВГМ-100 на ВТЭЦ-1 при сотрудничестве Центра "МКТ" и Дорогобужского котельного завода. Завод поставил на ВТЭЦ-1 два котла в максимальной готовности к использованию циклонно-вихревой технологии: первый находится в эксплуатации с 1995 года, а второй с 2000-го года. В настоящее время на всех котлах КВГМ-100МЦ закончены работы по автоматизации процессов розжига и ведения режима горения на жидком и газообразном топливе (рис. 6.30).

6.4 Модернизация котлов ПТВМ-100 и ПТВМ-180

Первый водогрейный котел с циклонными предтопками на природном газе ПТВМ-100. Этой модернизации предшествовала разработка воздухоохлаждаемого реверсивного газомазутного циклонного предтопка Центра «МКТ», выполненная при модернизации парового энергетического котла БКЗ-120-100 ГМ Охинской ТЭЦ при работе на газе и сырой нефти в качестве аварийного топлива [114]. Приобретенный опыт стал основой для разработки проекта модернизации водогрейного котла ПТВМ-100 Якутской ТЭЦ (далее ЯТЭЦ) при работе на природном газе с калорийностью $Q_p = 8400$ ккал/нм³. ЯТЭЦ имеет большой опыт эксплуатации водогрейных котлов ПТВМ-100, КВГМ-100 на газе при их работе на низких температурах холодного воздуха (-40-50

°С) при годовой работе на уровне 3500-4400 ч. Котлы ПТВМ-100 ЯТЭЦ имеют типовое решение: дымовая труба размещена на каркасе; топка оснащена 16 горелочными устройствами с индивидуальными вентиляторами, расположенными встречно в два яруса на заднем и фронтном экранах топки.

Котел ПТВМ-100 до модернизации имел значительные недостатки. Предельная мощность котла ограничивалась тягой на уровне 90 Гкал/ч уже в сентябре ($t_{хв} = 0-5$ °С). При прохождении зимнего максимума с $t_{хв} = -40-50$ °С предельная мощность котла составила 82 Гкал/ч, в связи с ухудшением условий смесеобразования и ростом α_r . Фактический среднегодовой КПД брутто котла был ниже нормативного на 2 %. Средний срок службы топочных поверхностей нагрева составлял 3 года, а нижнего конвективного блока 2 года. Работа котла на естественной тяге характеризуется повышенной чувствительностью к качеству топочного процесса, как по присосам холодного воздуха, так и по количеству организованно подаваемого воздуха. Из-за значительного количества горелочных устройств и дутьевых вентиляторов затруднена и весьма затратна автоматизация котла.

Техническое решение по модернизации котла предусматривает демонтаж 16 горелок и дутьевых вентиляторов, газомазутопроводы и часть площадок в пределах котла. На топке котла встречно соосно на отметках 4200 мм установлены два газомазутных предтопка Центра «МКТ» единичной мощностью 65 МВт, которые и обеспечивают эффективное выгорание топлива при любых температурах холодного воздуха, улучшают тепловую развертку топки. На котле устанавливаются два ДВ-17 с индивидуальной работой на каждый предтопок. На воздуховодах перед предтопками установлены специальные шиберные коробки и повороты-измерители расхода холодного воздуха конструкции Центра «МКТ» [71]. Трубная система топочной камеры реконструируется. Угол раскрытия пода уменьшается с 45 до 15°. В верхней части топки устанавливается дополнительный пакет из трубы $\varnothing 38 \times 3$, выполняющий две технико-экономические задачи: повышение экономичности котла, за счет изменения его энергетической характеристики с пиковой на основную и повышение

надежности работы заводского пакета из трубы $\varnothing 28 \times 3$ за счет экранирующей способности пакета из труб $\varnothing 38 \times 3$. В расчетном варианте предполагался рост КПД брутто котла с 88 до 92 %. Выполнялись реконструктивные работы по каркасу котла: предтопки установлены на самостоятельные опоры, топка котла по периметру оснащена двумя дополнительными поясами жесткости. Конструкция предтопок имеет принципиальные отличия по способу подачи газа в камеру сгорания ЦП. В данном случае она трехпоточная (радиальная, приторцевая, тангенциальная) с индивидуальными газопроводами d_y 80, 100, 100. Тангенциальная часть газа подается в аэродинамические сопла камеры сгорания. Сжигание резервного дизельного топлива осуществляется одной многосопловой центробежной форсункой Центра «МКТ», разработанной для сжигания мазутов (рис.6.31 а, б).

Общая схема управления котлом предусматривает работу на одном предтопке при нагрузках 25-55 Гкал/ч и на двух – 55-105 Гкал/ч. При работе одиночного предтопка противоположный охлаждается за счет установки байпасного воздуховода d_y 300 между напорными ветками ДВ.

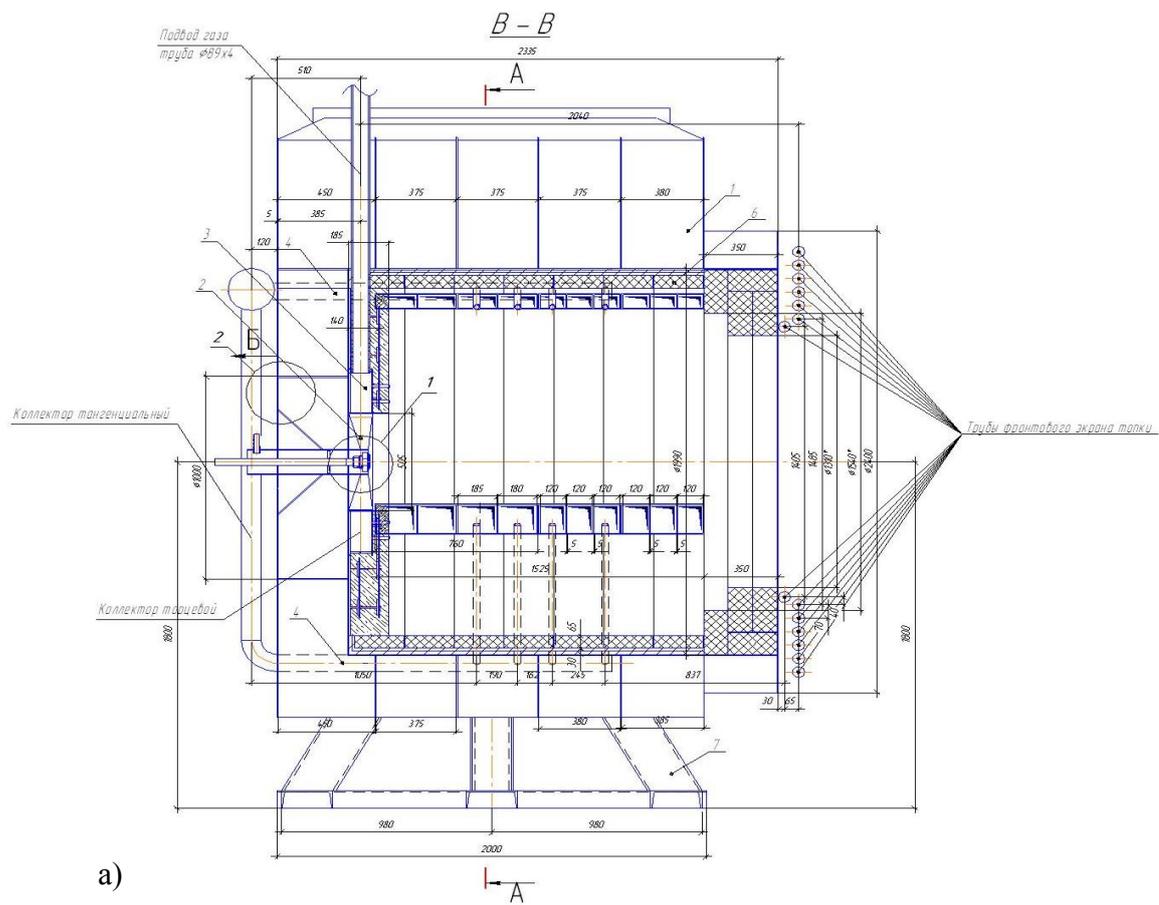
В 2001 г. проект был реализован на котле ПТВМ-100 № 2В полностью, и в ноябре 2001 г. он был запущен в опытно-промышленную эксплуатацию. В течение года на котле было выполнено четыре серии пуско-наладочных и доводочных работ. Общая наработка котла за этот период составила 1860 часов. Основной проблематикой доводочных работ явилось совершенствование конструкции камеры сгорания ЦВП с целью улучшения условий смесеобразования при работах на низких температурах холодного воздуха, а также вопросы снижения вибрации стен топочной камеры на повышенных нагрузках. Значительное улучшение условий выгорания газа достигнуто за счет усовершенствования конструкции предтопка разработкой системы тангенциальной подачи части газа в камеру сгорания. Показатели работы котла ПТВМ-100МЦ

представленные в табл.6.6 подготовлены службой испытательного центра энергетического оборудования ОАО «НПО ЦКТИ» (Приложение №2)

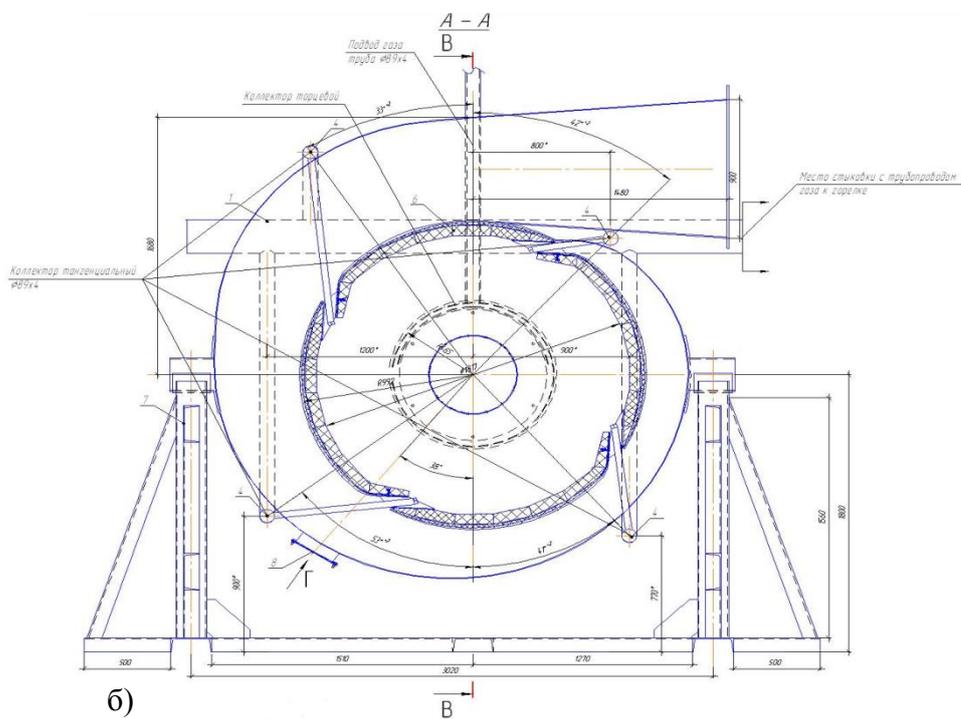
Принципиальный результат проведенной модернизации газового опытно-промышленного водогрейного котла ПТВМ-100МЦ состоит в том, что определена возможность организации эффективного сжигания газа в диапазоне температур холодного воздуха от -54°C до 20°C с высокой энергетической и экологической эффективностью (Приложение № 3). Повысилась мощность котлоагрегата, упростилась схема управления котлом. Проведена его полная автоматизация.

Таблица 6.6
Сводная ведомость параметров котла ПТВМ 100 МЦ по данным испытаний
ОАО «НПО ЦКТИ»

Наименование показателя	Единица измерения	Величина						
		Фактическая						
		2 ЦП			1 ЦП			
Испытательный агрегат	-	Водогрейный котел ПТВМ-100 ст. №2						
Тепловая нагрузка	Гкал/ч	106	97	88	74	55	45	32
Температура уходящих газов	$^{\circ}\text{C}$	132	125	116	109	94	88	76
Потери тепла с уходящими газами, q_2	%	6,7	6,43	5,85	5,49	4,62	4,34	3,75
Потери тепла в окружающую среду, q_5	%	0,1	0,11	0,12	0,14	0,19	0,23	0,33
КПД (брутто)	%	93,2	93,4	94,0	94,3	95,2	95,4	95,9
Температура воздуха перед предтопками	$^{\circ}\text{C}$	-10	-10	-8	-8	-5	-5	-5
Минимальный коэффициент избытка воздуха в режимной точке	-	1,21	1,22	1,21	1,2	1,19	1,19	1,18
Содержание оксидов азота (NO_x) в сухих продуктах сгорания (при $\alpha=1,4$)	мг/м ³	120	115	112	110	98	95	90



а)



б)

Рис. 6.31

Газомазутный циклонный предтопок котла ПТВМ-100:

а-продольный разрез; б-поперечный разрез.

Проект модернизации головного котла ПТВМ-180 Хабаровской ТЭЦ-3 выполнен в 1991г. Среди модернизированных котлов это самый мощный котел. Техническое решение предусматривало удлинение каркаса котла и экранных труб на 2,6 м, разводка экранных труб фронтального и заднего экранов под циклонные предтопки. Замена 20-ти горелок на 4 предтопка, соответственно установка одного двухсветного экрана с измененной схемой подключения (рис.6.32). Установлены 2 вентилятора вместо 20. При модернизации проведена полная реконструкция схемы технологических измерений и блокировок

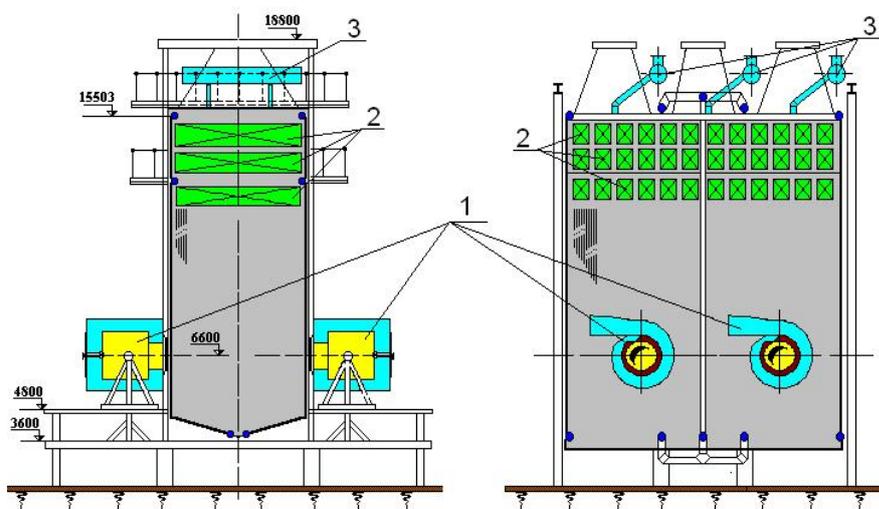


Рис. 6.32

Пиковый теплофикационный водогрейный котел

ПТВМ 180 МЦ: 1-циклонный предтопок; 2-конвективные поверхности нагрева; 3-система пневмоимпульсной очистки

котла. Реконструкция конвективных пакетов для повышения экономичности и производительности с установкой дополнительного пакета отнесена ко второму этапу модернизации. В процессе проведения наладочных мероприятий

особое внимание уделялось равномерности распределения расходов воздуха и напоров перед циклонными предтопками. Первоначальный перекоп в 14% причиной которого была неодинаковые характеристики дутьевых машин и большая протяженность воздухопроводов был устранен мероприятиями перераспределения осевой и тангенциальной составляющих в циклонном предтопке. Специальные опыты по определению присосов в топку котла показали эффективное смесеобразование при $\alpha_{ц}=1,02$. Необходимо отметить, что завышенные присосы в топку 12,4 (нормативные 5%) эффективно использовались в процессе дожигания, это позволило отодвинуть границу ограничения нагрузки по тяге. До модернизации работа котла отличалась низкой эффективностью и

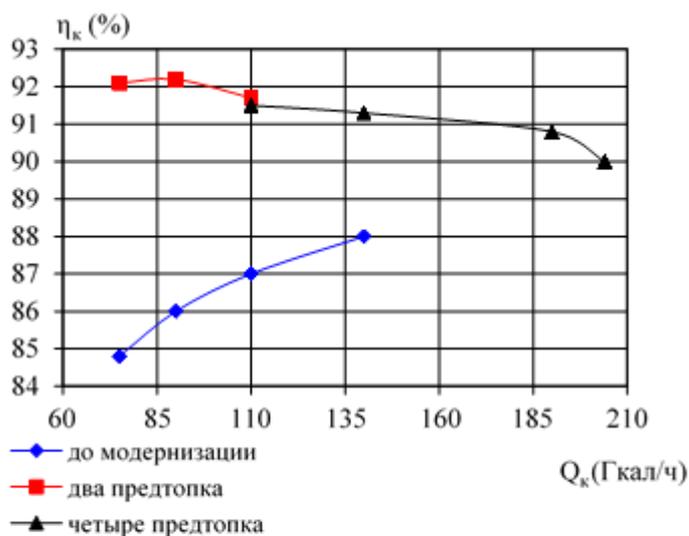


Рис. 6.33

График зависимости КПД_{бр} котла ПТВМ-180 от его теплопроизводительности.

экономичностью. Проведенные испытания подтвердили правильность выбранного технического решения. Предельная мощность по первому этапу модернизации увеличилась на 33% и составила 204 Гкал/ч, ожидаемое увеличение мощности по второму этапу модернизации должно составить 224 Гкал/ч, что сопоставимо с

установкой четвертого котла ПТВМ-180. КПД котла в среднем увеличился на 3% (рис.6.33) во всем диапазоне нагрузок, удельный расход мазута снизился на 5 кг/Гкал. Концентрация NO_x в уходящих газах снизилась на 40% и составила 310 мг/м³_н приведенной к α=1,4. Вместе с тем полученные результаты нельзя считать предельными, так как выполнение второго этапа реконструкции, а так же устранение неорганизованных присосов воздуха позволит довести КПД котла до расчетных 95%. Кроме того, появилась возможность использования котла ПТВМ-180МЦ в базовой части теплофикационных нагрузок ТЭЦ-3 [34].

Глава 7. Теплообмен в топках котельных установок с циклонно-вихревыми предтопками

7.1. Исследования внутритопочного теплообмена на котлах с ЦВП.

На восьми типах котельных агрегатах, при единичной мощности предтопок от 18 до 70 МВт было проведено более 250 внутритопочных замеров. Основная часть экспериментов выполнена на водогрейных котлах ЭЧМ-25/35МЦ, КВГМ-100МЦ, ПТВМ-180МЦ, КВ-ГМ-20МЦ, ПТВМ-30МЦ и паровых котлах ДВКР-20-13МЦ, ДЕ-25-24/380МЦ, БКЗ-120-100МЦ. Изучались особенности лучистого теплообмена в топочной камере, влияние режимных и конструктивных факторов на условия и результирующие характеристики тепловой работы топки [111,117].

По результатам исследований получены графические зависимости максимальной температуры газов $T_{\text{ф}}^{\text{max}}$ в зоне ядра факела, среднеинтегральной температуры факела $\bar{T}_{\text{ф}}$ на уровне циклонных предтопок (для котлов ЭЧМ-25/35), среднеинтегральной температуры газов на выходе из топочной камеры $\vartheta''_{\text{т}}$ (для котлов ЭЧМ-25/35, ДВКР-20-13) и максимальных падающих тепловых потоков $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$. Построены поля температуры факела $T_{\text{ф}}$, зависимости падающего $q_{\text{пад}}$ и отраженного $q_{\text{обр}}$, теплового потока, коэффициента тепловой эффективности экранов Ψ , при различной компоновке и типоразмерах циклонных предтопок. В результате экспериментальных исследований лучистого теплообмена в пристенном слое газов получены графические зависимости изменения интенсивности излучения факела по глубине топочной камеры при различных значениях относительной высоты $h_{\text{л}}/H_{\text{т}}$. Найдены зависимости средней степени неизотермичности факела $\Delta\bar{q}$ от теплонапряжения поперечного сечения топочной камеры, для водогрейных котлов ЭЧМ-25/35МЦ и паровых котлов ДВКР-20-13МЦ.

Наиболее важной конечной характеристикой, определяющей температуру газов на выходе из топки, является суммарное тепловосприятие. На водогрейных котлах ЭЧМ-25/35МЦ измерения проводились в сечении перед ширмовыми поверхностями нагрева, размещенными в верхней части топочной камеры. Визуальные наблюдения через специально оборудованные лючки свидетельствовали об отсутствии светящейся части факела в данном сечении. Специально поставленными опытами определялась величина химического недожога в указанном сечении топки. Среднее значение потери теплоты от химического недожога в выходном окне топки для котла № 7 при нагрузке 52 МВт, составило $q_3=0,03$ % и для котла № 6 при нагрузке 45 МВт $q_3=0,22$ %. Для мазутных котлов q_3 ограничено значением $\leq 0,5$ % [97], то есть к указанному сечению процесс горения топлива полностью завершился.

Для всех нагрузок, имевших место в опытах, был выполнен расчет температуры газов на выходе из топки ϑ''_T . На рис. 7.1 представлено сопоставление измеренной и расчетной температуры газов на выходе из топки для котлов ЭЧМ-25/35МЦ (ст. № 6 с одиночным ЦВП и ст. № 7 со встречными ЦВП) и ДКВР-20-13МЦ. Во всех случаях измеренная температура газов на выходе из топки существенно ниже температуры газов, рассчитанной по Нормативному методу [97]. На котле ЭЧМ-25/35МЦ ст. № 6 при изменении нагрузки от 25 до 45 МВт, разница измеренной и расчетной температур составила 127-200° (рис. 7.1, а); на котле ЭЧМ-25/35МЦ ст. № 7 диапазоне нагрузок 29-52 МВт разница составила 180-224° (рис. 7.1 б) и на паровом котле ДКВР-20-13МЦ при изменении нагрузки 11-17,4 МВт - 80-205° (рис. 7.1, в).

Таким образом, выявлено существенное (рис.7.2) снижение температуры газов на выходе из топки при переводе котлов на сжигание мазута в циклонных предтопках, а выполненные по [97] расчеты ϑ''_T не совпадают с экспериментальными данными. Отличие связано с тем, что в [97] не учтены особенности циклонно-вихревого способа сжигания топлива, при котором условия лучистого и конвективного теплообмена отличаются от условий теплообмена

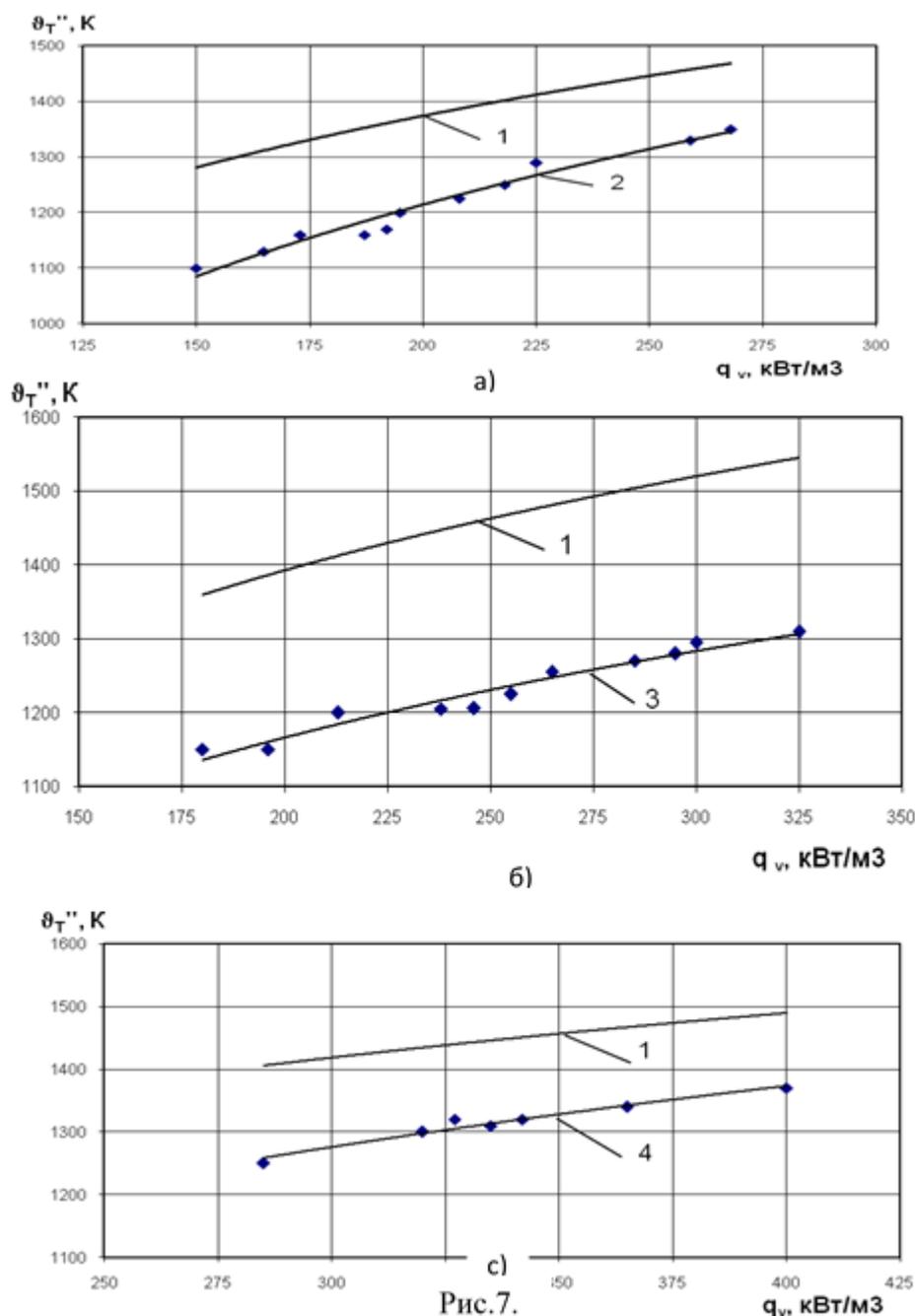
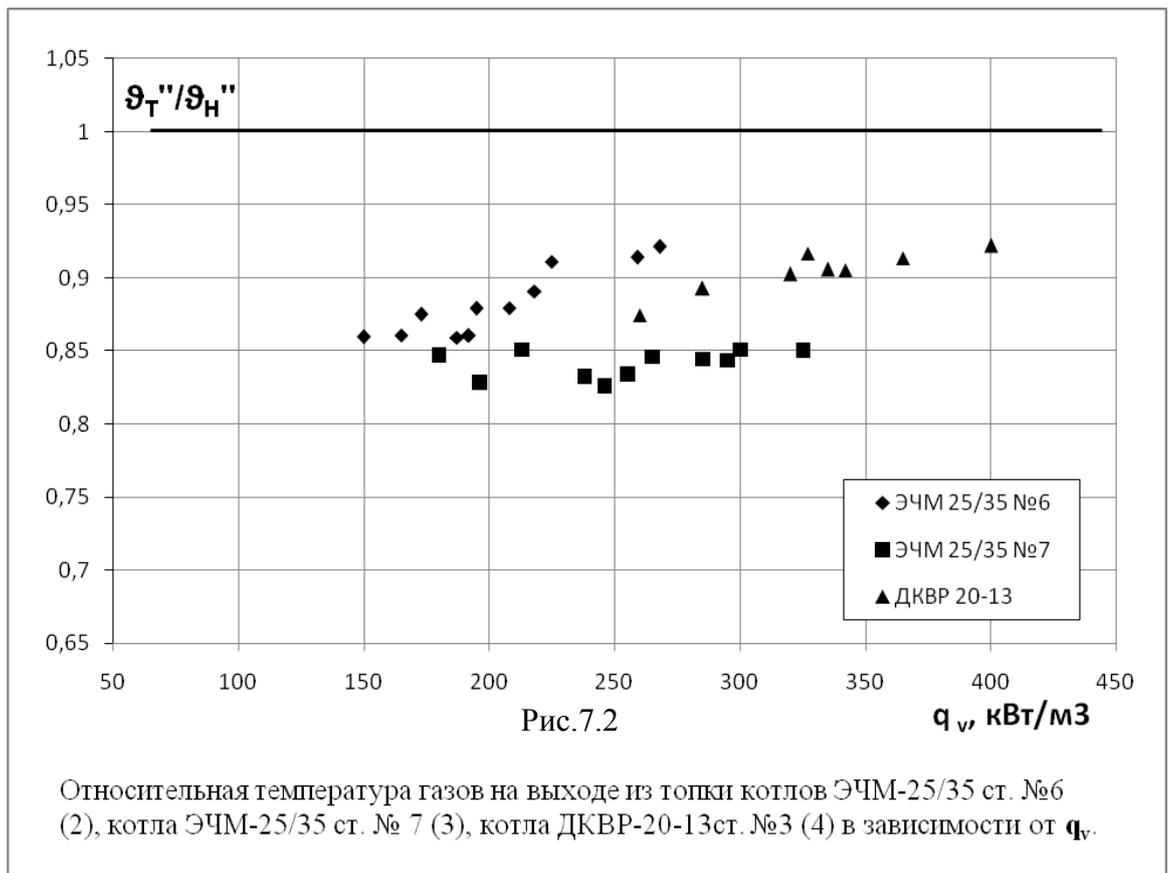


Рис.7. Сопоставление измеренной температуры газов на выходе из топки котла ЭЧМ-25/35 ст. №6 (2), котла ЭЧМ-25/35 ст. №7 (3), котла ДКВР-20-13 ст. №3 (4) и рассчитаной (1) по [97] в зависимости от q_v .

при традиционном горелочном способе сжигания мазута [37]. На котлах с ЦВП происходит увеличение общей теплоотдачи в топочной камере, о чем свидетельствует низкая температура на выходе из топки. Предположительно, причиной повышения тепловой эффективности топки являются изменение эмиссионных свойств факела и высокая степень турбулентной диффузии газов, приводящие к снижению термического сопротивления в пристенной области экранов [11,35].



К основным характеристикам эффективности тепловосприятия экранных поверхностей нагрева [62], относятся:

- среднеинтегральная температура и максимальная температура факела;
- максимальные значения падающих тепловых потоков $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$;
- равномерность тепловосприятия экранных поверхностей по ширине и высоте топочной камеры;
- коэффициент тепловой эффективности экранов.

На рис. 7.3.а представлена зависимость максимальной температуры факела и относительной максимальной температуры факела рис. 7.3.б в горизонтальном сечении топочной камеры на уровне циклонных предтопок, на котлах ЭЧМ-25/35 ст. №6 и №7. Как видно из рис.7.3.а. С ростом удельного объемного теплонапряжения максимальная температура факела возрастает и при значениях равных $q_v \approx 275 \text{ кВт/м}^3$ составляет для котла № 7~1902 К и для котла

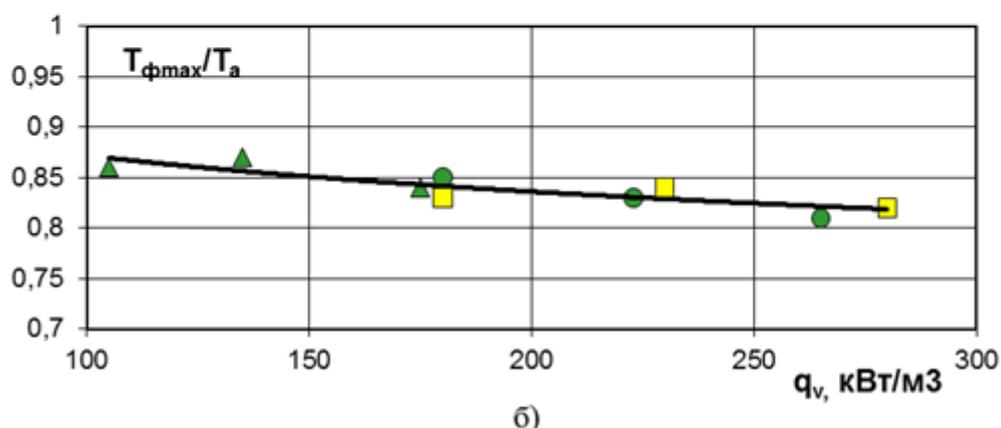
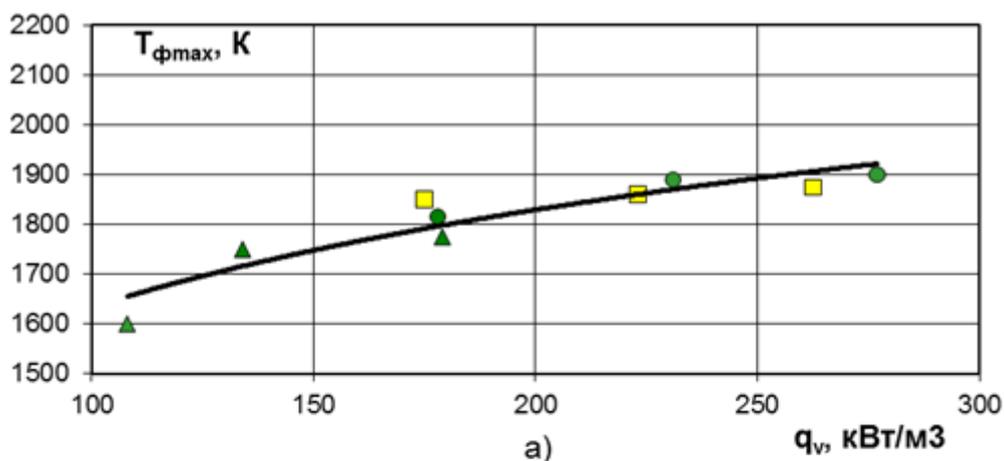


Рис. 7.3
 Максимальная температура факела (а) и ее относительная величина (б) в топках котлов ЭЧМ-25/35 ст. № 6 и №7 в сечении по оси ЦВП в зависимости от q_v

№ 6~1869 К. Различие максимальных температур факела при различной компоновке предтопок при равных значениях q_v незначительно и не превышает 50 К. При величине удельного объемного теплонапряжения равного $q_v \sim 180$ кВт/м³—максимальная температура факела для котлов ЭЧМ-25/35 при различной компоновке предтопок составляет ~ 1770 -1840 К (при $\alpha''_T = 1,17 -1,2$). При работе одиночного предтопка котла ЭЧМ25/35 № 7 на нагрузке $q_v \sim 135$ кВт/м³ максимальная температура факела составляет ~ 1750 К.

Максимальная температура факела для котла ДКВР-20-13 на нагрузке $q_v \sim 135$ кВт/м³ с фронтальной компоновкой прямооточных горелок находилась в пределах 1970 -2073 К, что значительно превышает температуры на котлах с ЦВП. Высокое значение температуры факела на котле ДКВР-20-13 с горелками, при относительно низкой форсировке топочного объема, приводило к

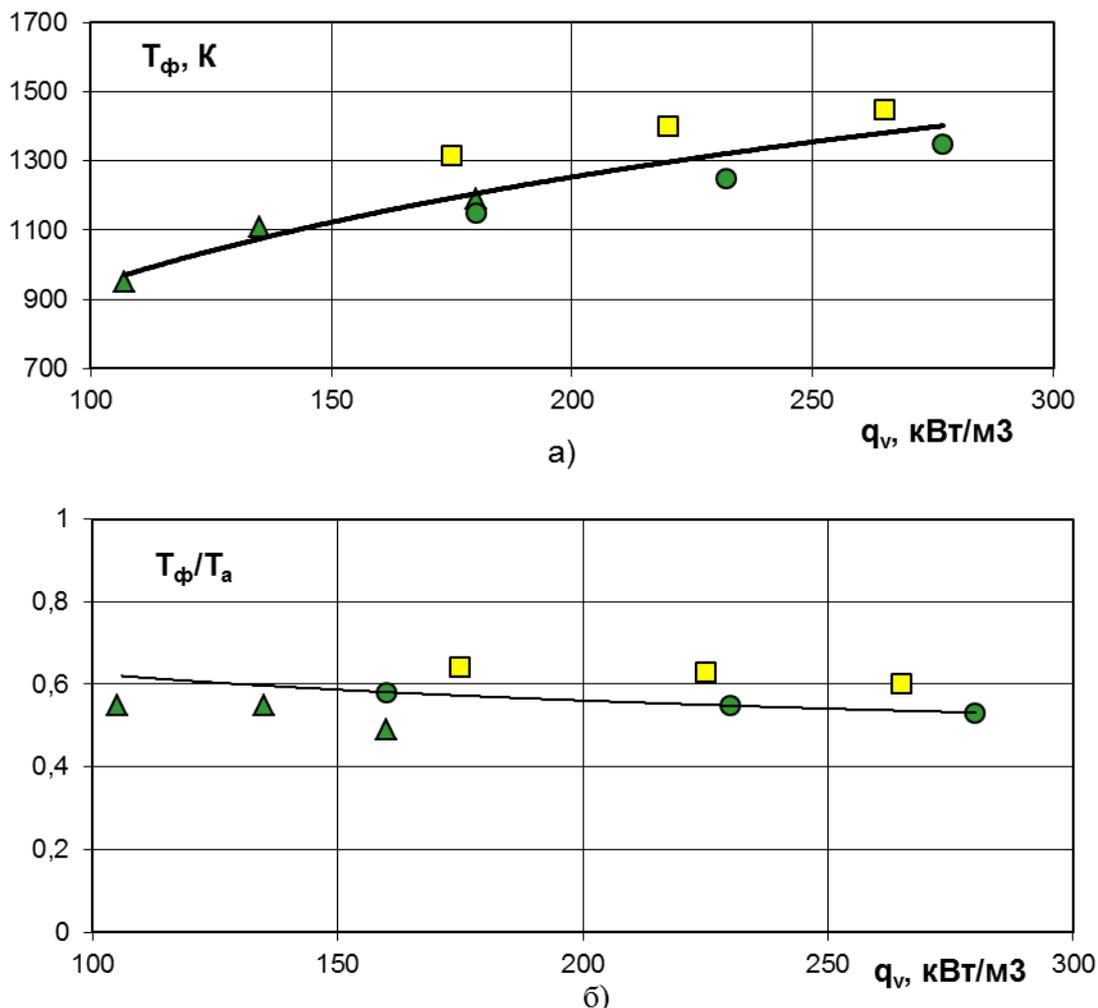


Рис. 7.4
Среднеинтегральная температура факела (а) и ее относительная величина (б) в топках котлов ЭЧМ-25/35 ст. № 6 и № 7 в зависимости от q_v

пережогу экранных труб даже при незначительном изменении водно-химического режима.

Очевидно, что причинами снижения максимальной температуры факела на котлах с циклонными предтопками являются [37]:

- холодный воздух, поступающий на горение в циклонный предтопок;
- двухстадийное сжигание мазута, растягивающее зону интенсивного тепловыделения;
- интенсивный массообмен в топке, вызванный аэродинамической однородностью факела с обширной зоной вихревой эжекции;
- высокая степень турбулентности в пристенном слое газов.

Так при удельном объемном тепловыделении $q_v \sim 270 \text{ кВт/м}^3$ на котле ДВКР-20-13 с фронтальной компоновкой прямооточных горелок адиабатная температура $T_a \sim 2299 - 2358 \text{ К}$, а на котле ДВКР-20-13 с ЦВП $T_a \sim 2064-2090 \text{ К}$.

На рис. 7.4 представлена среднеинтегральная температура факела в топках котлов ЭЧМ-25/35 в сечении по оси циклонных предтопок.

Среднеинтегральная температура факела с ростом удельного объемного теплонапряжения увеличивается и при $q_v \sim 250 \text{ кВт/м}^3$ составляет для котла ст. № 6 $\sim 1468 \text{ К}$ и для котла ст. № 7 $\sim 1343 \text{ К}$. Таким образом измеренная температура факела при встречной компоновке предтопок \sim на 10 % ниже, чем при одиночной компоновке предтопка (при равных значениях избытка воздуха на выходе из топке $\alpha^{\text{Т}}$). Данное различие объясняется более интенсивным массообменом в топке при встречном взаимодействии отдельных факелов.

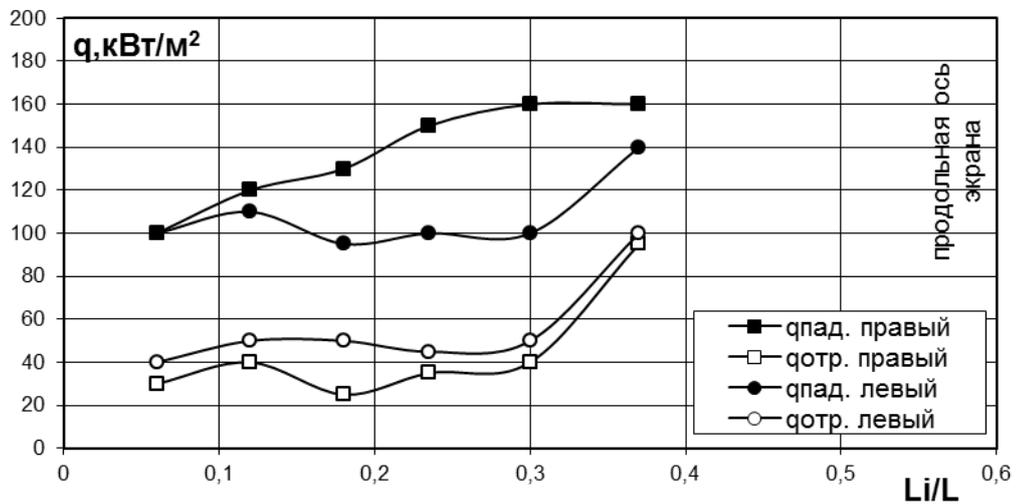
На рис. 7.5а представлено распределение падающих и отраженных тепловых потоков котла ЭЧМ-25/35 ст. № 6 по ширине боковых экранов, на которых расположены предтопки и при работе котла ЭЧМ-25/35 ст. № 7 на одном предтопке (рис.7.5 б). Падающие и обратные тепловые потоки возрастают от периферии к центру экранов. Максимальные значения падающих тепловых потоков $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$, на отметке $h_i/H_T = 0,5$ составляют для правого экрана $\sim 155 \text{ кВт/м}^2$, а на отметке $h_i/H_T = 1$ для бокового правого экрана $\sim 125 \text{ кВт/м}^2$ и для левого $\sim 155 \text{ кВт/м}^2$. Незначительный перекосяк максимальных падающих тепловых потоков $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$ на правом боковом экране по отметкам $h_i/H_T = 0,5$ и 1 вызван размещением предтопка на отметке $h_i/H_T = 0,5$. Разброс максимальных значений падающих тепловых потоков составляет $\Delta q_{\text{пад}}^{\text{max}} = 0-38 \text{ кВт/м}^2$, что указывает на хорошую симметричность факела за циклонным предтопком.

Распределение тепловых потоков по ширине боковых экранов, на отметках $h_i/H_T = 0,5$ и 1, при работе на двух предтопках и нагрузке 29 МВт, представлено на рис. 7.6.

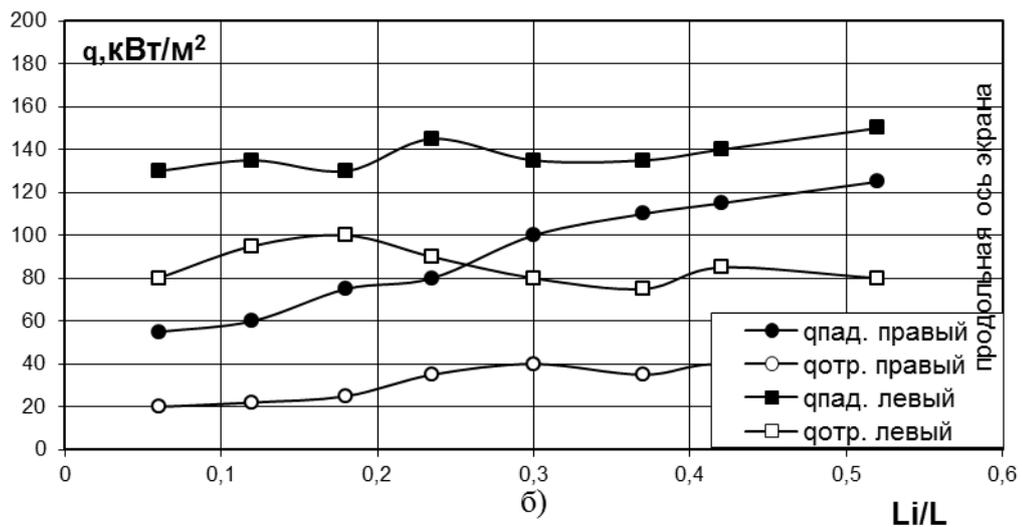
Для правого бокового экрана максимальные значения падающего теплового потока на отметке $h_i/H_T = 0,5$ составляют $q_{\text{пад}}^{\text{max}} \sim 156 \text{ кВт/м}^2$, для левого ~ 140

кВт/м². На отметке $h_i/H_T=1$ соответственно 150 и 125 кВт/м². Разброс максимальных значений $\Delta q^{\max}_{\text{пад}}$ по экранам топки составляет $\sim 6-15$ кВт/м², что находится в пределах погрешности измерений.

Распределение падающих тепловых потоков по ширине топочной камеры для котельных агрегатов с различными способами сжигания мазута представлено на рис. 7.7. Сопоставление показывает, что падающие тепловые потоки в топках котлов, оснащенных ЦВП на 100-300 кВт/м² (22-56%) ниже, чем в топках котлов, оснащенных горелками. Снижение происходит потому, что в топках с циклонными предтопками при более полном объемном заполнении ее



а)



б)

Рис.7.5

Графики измеренных падающих и отраженных тепловых потоков по ширине боковых экранов котла ЭЧМ при работе на одном ЦВП на отметках h_i/H_T : а – 0,5; б – 1,0 на нагрузке 29 МВт

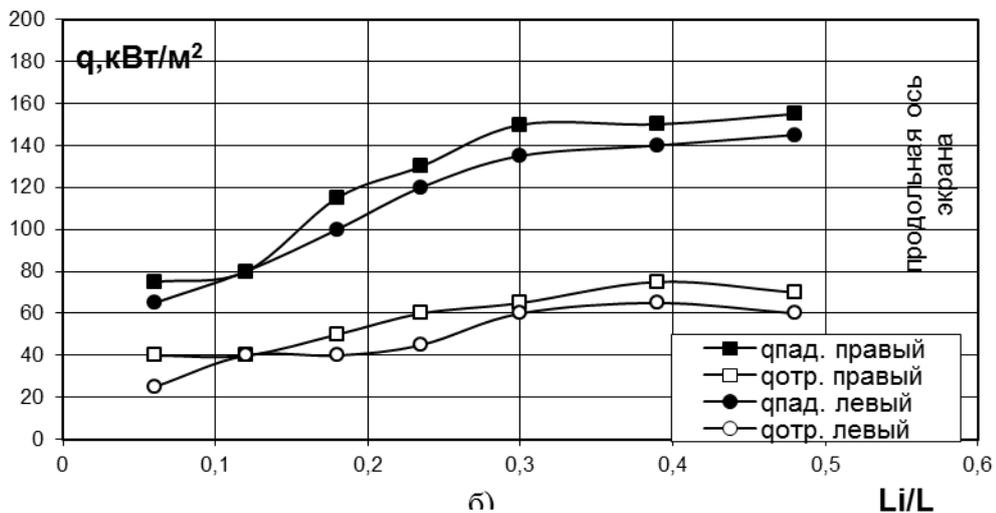
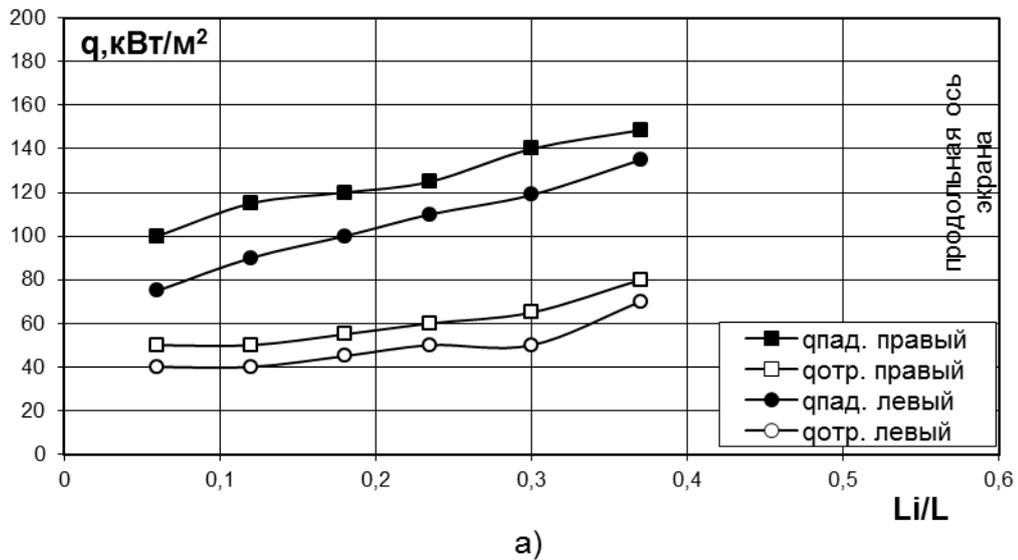
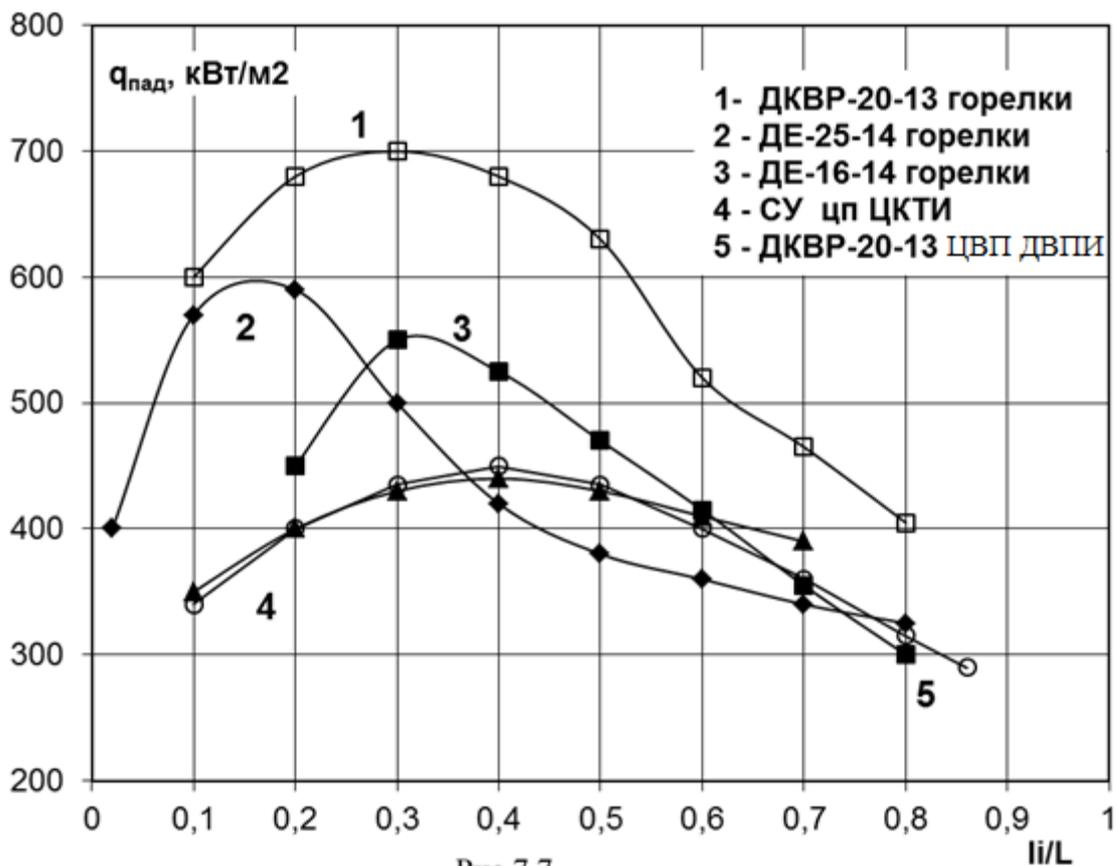


Рис.7.6

Распределение падающего и обратного теплового потоков по ширине бокового экрана котла ЭЧМ-25/35 ст. № 7 (а - $hi/Ht=0,5$, б - $hi/Ht=1,0$) на нагрузке 29 МВт при работе на двух предтопках.

факелом и увеличении среднеинтегральной температуры, максимальная температура факела значительно меньше. В мазутных топках с горелками присутствует сильная неравномерность тепловосприятия, вызванная наличием явно выраженного ядра горения с максимумом температуры, в ЦВП это ядро частично находится в камере сгорания.

При циклонно-вихревом сжигании мазута равномерное объемное распределение факела, заполняющего топочную камеру, снижает величину максимальных падающих тепловых потоков $q_{пад}^{max}$ и сглаживает неравномерность

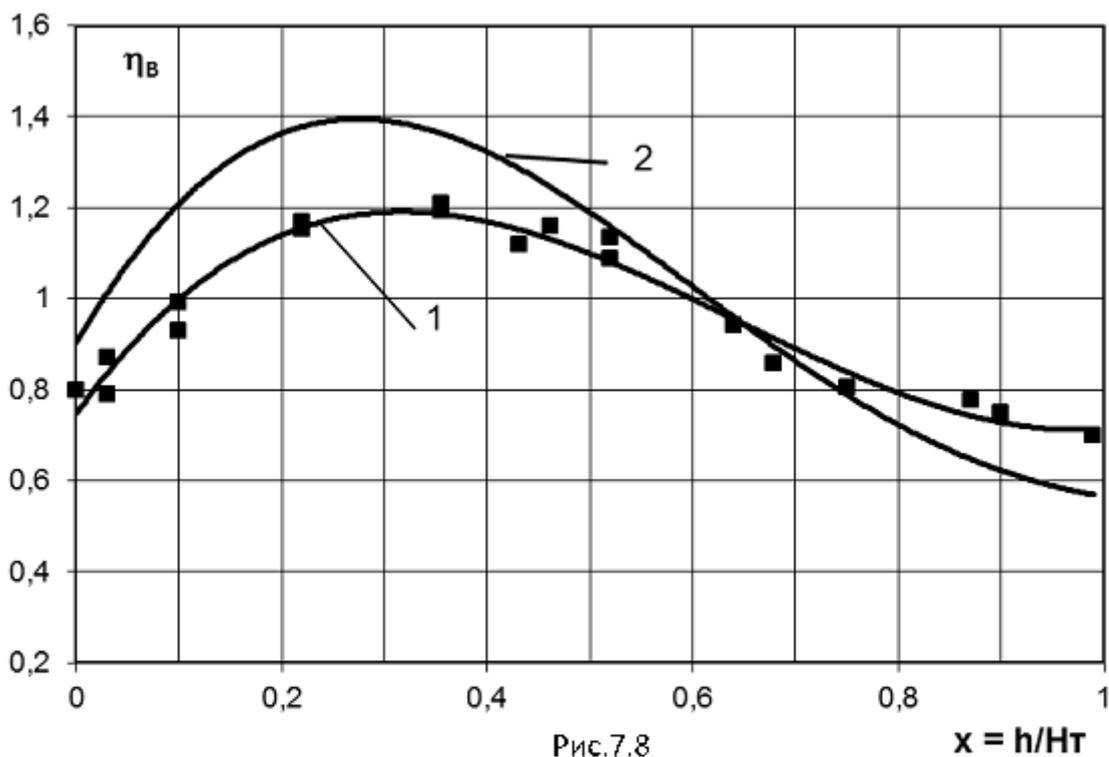


Распределение $q_{пад}$ по ширине экранов топочных камер оснащенных вихревыми горелками (1,2,3) и циклонными предтопками(4,5).

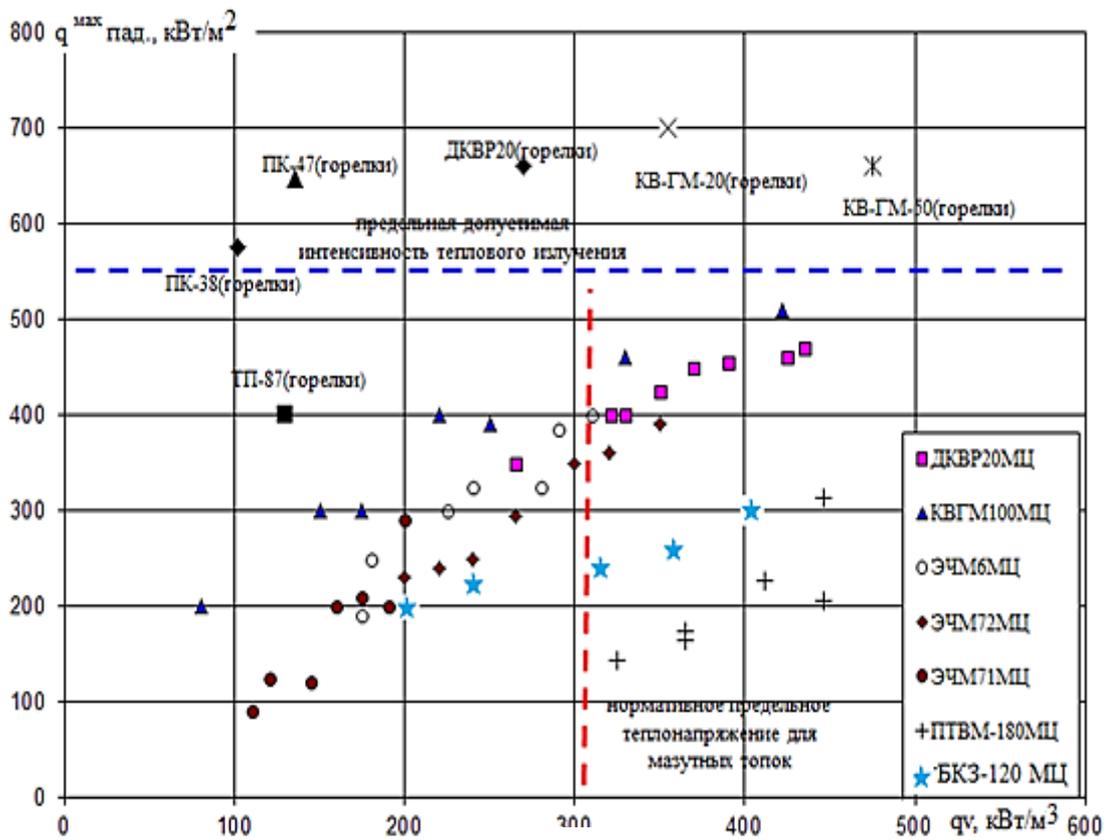
распределения тепловых нагрузок по ширине экранных поверхностей. Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине экрана определяется отношением $q_{пад}^{min}/q_{пад}^{max}$ и чем выше этот коэффициент, тем ниже тепловая развертка экранов и выше надежность работы котла. Согласно данным исследований [111], для котлов с горелками эта величина находится в пределах 0,54-0,59, а для котлов с циклонными предтопками $\sim 0,64-0,79$ [11,35].

На рис. 7.8 представлены значения коэффициента равномерности тепловосприятия по высоте топки $\eta_B = q_{восп}^{лок}/q_{восп}^{ср}$ в зависимости от относительной высоты расположения горелочных устройств. Для котлов, оснащенных горелками, максимальное значение η_B достигает величины 1,4, а для котлов с ЦВП - максимальное значение η_B составляет 1,2, что свидетельствует о большей равномерности тепловосприятия по высоте топочной камеры в котлах с циклонными предтопками.

Как видно из рис. 7.9, на котлах с ЦВП с ростом удельной объемной плотности тепловыделения от 94 кВт/м³ до 440 кВт/м³ максимальные значения интенсивности излучения факела $q^{\max}_{\text{пад}}$ возрастают от 80 кВт/м² до 518 кВт/м². Горизонтальной пунктирной линией на рис. 7.9 показана предельная допустимая величина интенсивности теплового излучения для мазутных открытых и полуоткрытых топок по [97]. Превышение этой величины недопустимо по условиям надежности работы экранов топки. Вертикальной пунктирной линией ограничена предельная форсировка топочного объема, рекомендуемая [97] при проектировании мазутных топок из условия полного выгорания топ-



Зависимость коэффициента η_v с циклонными предтопками (1) и расчетной (2) по [97] от относительного уровня расположения горелочных устройств



Зависимость интенсивности теплового излучения
 факела от объемной плотности тепловыделения
 в топках котлов с циклонными предтопками и горелками.

лива при прямоточном и вихревом развитии факела. Таким образом, увеличение производительности котла, при традиционной горелочной организации сжигания топлива, предусматривает увеличение размеров топки для обеспечения его выгорания.

Сопоставление данных по котлам БКЗ-120-100 ст.№ 7 с горелками и ст.№ 8 с предтопками в виде среднеинтегральных значений измеренного $q_{\text{пад}}$ по всем характерным сечениям при режиме работы топки (рис. 7.10) показывает, что средний уровень максимальных тепловых потоков в зоне ядра факела на котле № 7 выше таковых для котла № 8 в всем диапазоне нагрузок примерно в 1.4 раза. Даже на предельной нагрузке в 140 т/ч условия работы фронтального экрана котла с предтопками благоприятнее, чем условия работы заднего экрана на минимальной нагрузке котла с горелками (рис. 7.11). Полученные данные экспериментально подтверждают факт значительного

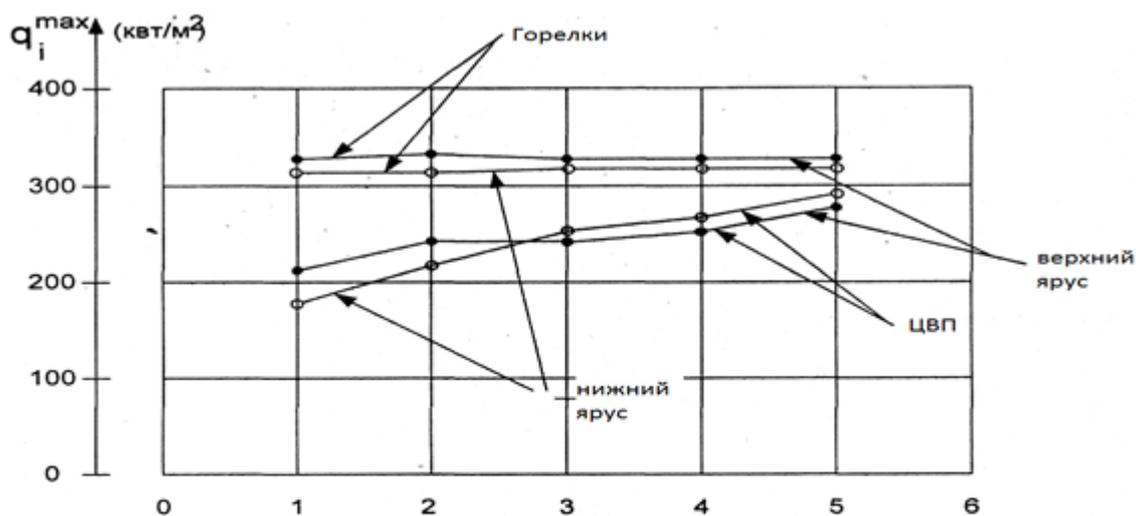


Рис. 7.10

Графики изменения интенсивности тепловыделения на котлах БКЗ-120-100 при работе на газе ($D_p=105$ т/ч)

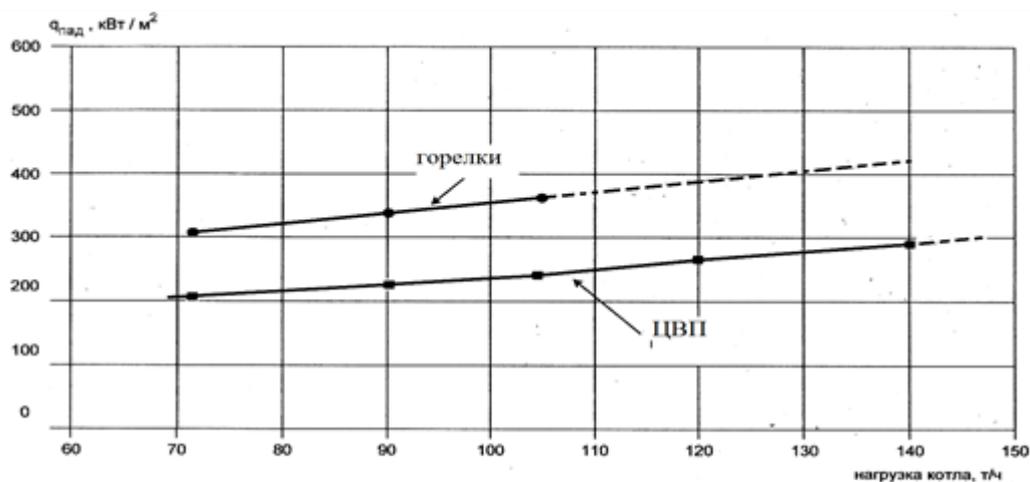


Рис. 7.11

Графики зависимости среднеинтегральных падающих тепловых потоков от производительности на котлах БКЗ-120-100 при работе на газе

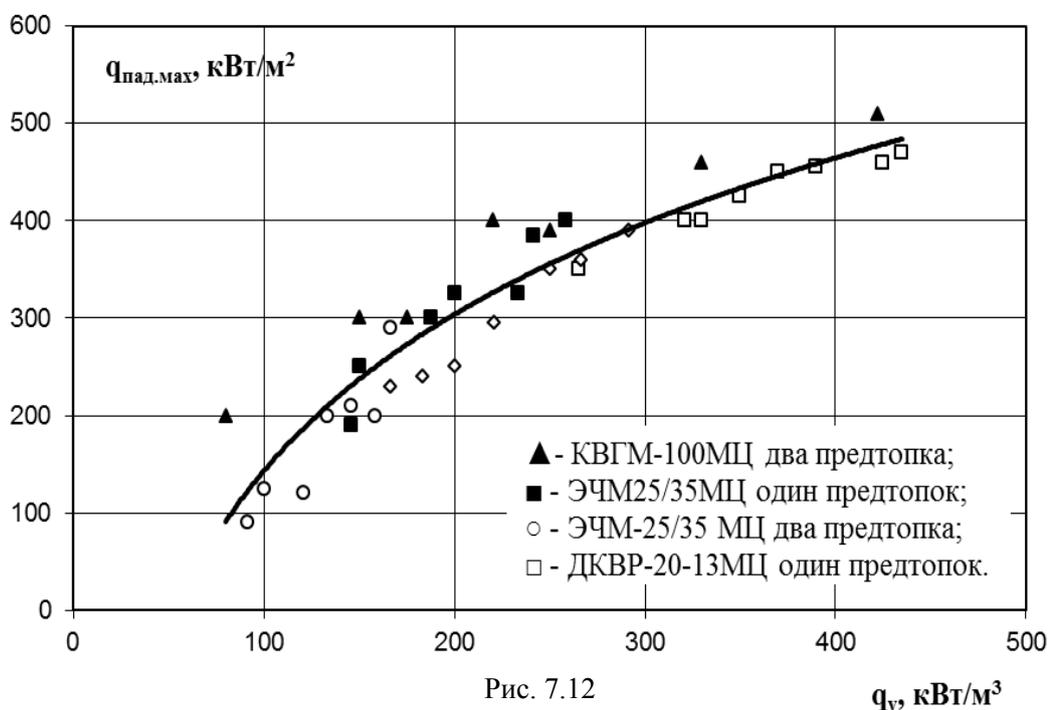
повышения равномерности тепловосприятия топки модернизированного котла. Принципиально возможно значительное увеличение срока работы топочных поверхностей нагрева в 1,5 раза и снижение ежегодных ремонтных затрат на капитальный ремонт.

По анализу приведенных на рис. 7.9, 7.10 и 7.11 данных исследователей для котлов с различной компоновкой горелочных устройств и ЦВП на номинальных нагрузках, можно сделать вывод о том, что на котлах с горелками

максимальная интенсивность излучения факела ($q_{\text{пад}}^{\text{max}}$) в среднем выше на 150-350 кВт/м², чем на котлах с циклонными предтопками. Таким образом применение ЦВП позволяет снизить $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$ максимальные значения плотности теплового излучения факела по сравнению с горелочными устройствами на ~ 130-250 кВт/м² и по сравнению с водоохлаждаемыми предтопками ЦКТИ на ~100 кВт/м². То есть при модернизации котлов с установкой циклонных предтопок возможно увеличение степени форсирования топочного объема, в пределах допустимой интенсивности теплового излучения факела.

На основе выполненных исследований можно прогнозировать уровень предельных форсировок топочного объема модернизируемых котлов. Обобщающая зависимость максимальной интенсивности теплового потока $q_{\text{пад}}^{\text{max}}$ от объемной плотности тепловыделения q_v только для котлов с циклонными предтопками рис.7.12 в виде эмпирической зависимости:

$$q_{\text{пад}}^{\text{max}} = -924,2 + 216,42 \times \ln(q_v), \text{ кВт/м}^2 \quad (7.1)$$



Зависимость максимальной интенсивности теплового потока от объемной плотности тепловыделения котлов с циклонными предтопками

Разброс точек на рис. 7.9 и 7.12 можно объяснить различием в конфигурации геометрических размеров топок, их габаритами, количеством и габаритами предтопок, а также режимными факторами работы каждого конкретного котельного агрегата.

7.2 Расчет теплообмена в топках котлов с ЦВП.

Передача тепловой энергии излучением через пристенный слой топочной среды к экранным поверхностям сопровождается снижением интенсивности теплового потока, поэтому пристенный слой можно рассматривать как дополнительное сопротивление этому потоку. Результирующая степень ослабления излучения при этом определяется двумя факторами: ослабляющей способностью слоя и его собственным излучением. Ослабляющая способность слоя зависит в основном от концентрации поглощающих компонентов и их дисперсной структуры. Собственное излучение существенно зависит от температуры самого слоя, которая определяется балансом поступающего к слою и отводимого от него теплового потока. Подвод теплоты к слою осуществляется как за счет тепловыделения при горении топлива, находящегося внутри слоя, так и за счет турбулентной диффузии с более горячими внутренними слоями топочного объема. Условия лучистого теплообмена в пристенном слое экранов могут оказывать существенное влияние на теплообмен в топке [67,91,95]. Изменение интенсивности излучения факела с увеличением расстояния от экрана свидетельствует о существовании неизотермической зоны возле топочных по-

верхностей нагрева. Чем ниже степень неизотермичности $\Delta \bar{q} = \frac{q_{пад}^0}{q_{пад}} - 1$, тем меньше сопротивление потоку тепла от факела к экранам оказывают слои газов около топочных стен. Степень неизотермичности факела можно рассматривать как величину, численно характеризующую совершенство топочного

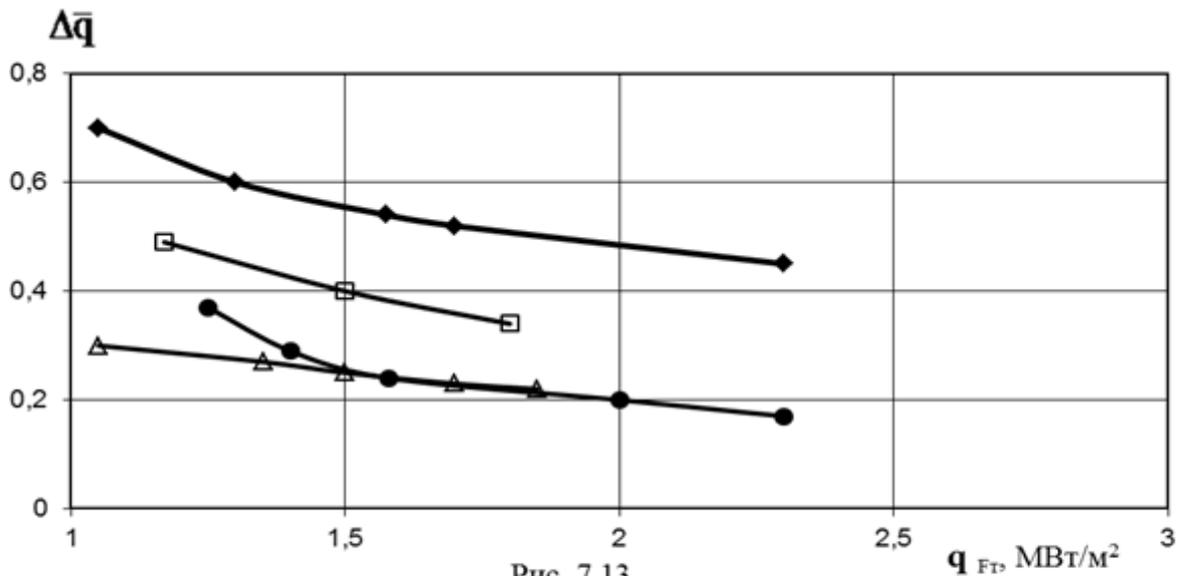


Рис. 7.13.
 Зависимость степени неизотермичности от плотности тепловыделения поперечного сечения топки при различной компоновке горелочных устройств и для котла с ЦВП где:



процесса с точки зрения интенсивности лучистого теплообмена в топке. По данным измерений торцевым зондом на нескольких котлах с ЦВП выявлено что, плотность падающего потока увеличивается по мере удаления от поверхности экранов независимо от компоновки и мощности предтопок. Особенно быстрое возрастание имеет место до расстояний 0,2 ÷ 0,4 м от экрана в среднем на 30-40 %. В пределах 0,3 ÷ 0,6 м рост интенсивности падающего лучистого потока быстро замедляется асимптотически приближаясь к максимальным величинам $q_{пад}$ [67].

На рис. 7.13 представлены зависимости $\Delta \bar{q}$ от q_{F_t} при различной компоновке горелочных устройств, из чего следует, что среднеинтегральные значения степени неизотермичности $\Delta \bar{q}$ при одном и том же значении плотности тепловыделения поперечного сечения q_{F_t} для топки с циклонными предтопками в 1,5 - 2 раза ниже, чем для топки с фронтальным расположением го-

релок. Вместе с тем средне-интегральные значения $\Delta\bar{q}$ для топки с циклонными предтопками и топки с угловой компоновкой горелок, примерно, на одном уровне.

Можно сделать предположение, что высокотурбулизированный факел, создаваемый циклонными предтопками в топочной камере, по мере роста интенсивности тепловыделения разрушает пристенный термический слой, чем объясняется снижение степени неизотермичности. При этом увеличивается доля конвективной составляющей в суммарном теплообмене, что хорошо согласуется с результатами специальных исследований, выполненных при вихревом сжигании твердого топлива [43,95].

Уточнение расчета теплообмена в топке котлов, оснащенных циклонными предтопками, можно провести через параметр температурного поля M , учитывающий особенности суммарного теплообмена в топке. Параметр M характеризует структуру объемного температурного поля топки, отражает связь интенсивности теплообмена с конструкцией, компоновкой и расположением по высоте горелочных устройств, режимными условиями сжигания, физико-химическими характеристиками топлива и др. [44] Влияние параметра M на результирующее тепловосприятие топки при наличии соответствующих опытных данных может быть осуществлено, как в методах [54,59], основанных на приближенном аналитическом описании теплообмена в топке и уравнении теплового баланса топочной камеры, так и в методах, использующих в качестве основного расчетного уравнения эмпирическую формулу Гурвича А.М.

Коэффициент эффективности экранов, определенный экспериментально для котлов с циклонными предтопками, равный $\psi=0,55$, отличается от коэффициента, определенного по [97] ($\psi=0,517$).

Используя коэффициент тепловой эффективности экранов, определенный экспериментальным путем, запишем:

$$\Theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{(Bo/a_T)^{0,6}}{M + (Bo/a_T)^{0,6}}, \quad (7.2)$$

где $Bo = \frac{\varphi \cdot B_p \cdot \nu C_{cp}}{4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ct} \cdot T_a^3}$ - критерий Больцмана, учитывающий изме-

нение коэффициента тепловой эффективности.

При расчете степени черноты топочной камеры используется зависимость, рекомендованная [97] для камерных топок:

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \Psi_{cp}}, \quad (7.3)$$

где $a_\phi = 1 - e^{-kpS}$ - эффективная степень черноты факела; К - коэффициент ослабления лучей топочной средой; p - давление в топке; S - эффективная толщина излучающего слоя.

В Нормативном методе для определения параметра М рекомендуется формула:

$$M = 0,54 - 0,2X_T, \quad (7.4)$$

где: $X_T = X_\Gamma - \Delta X$, X_Γ - относительный уровень расположения горелок; ΔX - поправка, учитывающая смещение факела, например, при наклоне горелок.

Для определения численных значений величин, входящих в определяющий топочный критерий (Bo), воспользуемся полученными на котлах с циклонными предтопками экспериментальными температурами на выходе из топки.

Для определения численного значения параметра "М" в формуле (7.2) представим опытные данные в виде зависимости:

$$\ln \frac{\Theta_T''}{1 - \Theta_T''} = f(\ln \cdot Bo / a_T), \quad (7.5)$$

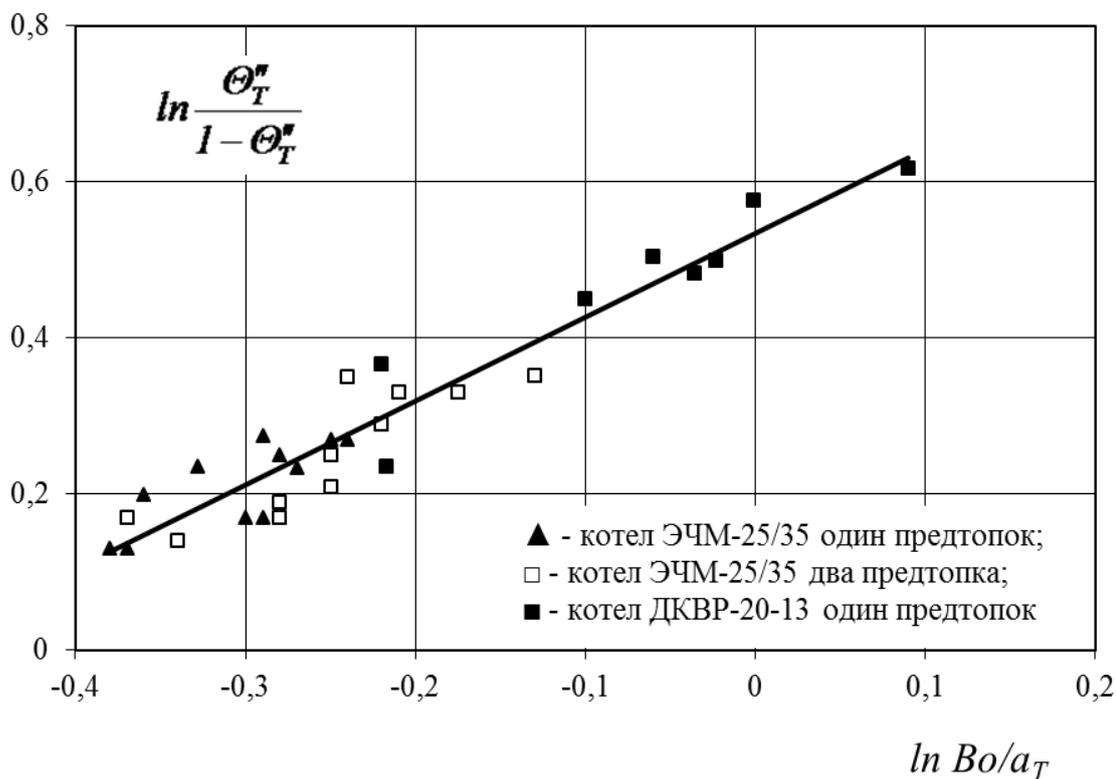


Рис. 7.14

График зависимость безразмерной температуры газов на выходе из топки от комплекса Bo/a_T для котлов с циклонными предтопками

Как следует из экспериментальных данных, представленных на рис. 7.14, численное значение показателя n (тангенс угла наклона аппроксимации) не изменяется. Величина параметра "М" определяется по формуле:

$$M = e^{-\ln \frac{\Theta_T''}{1 - \Theta_T''}} \text{ и при } \ln \cdot Bo/a_T = 0, \text{ она равна } 0,59.$$

В окончательном виде расчетная зависимость примет вид:

$$\Theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{0,59 \cdot a_T^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (7.6)$$

Для проверки сделанных выводов нами был реализован второй этап модернизации котла ПТВМ-30МЦ (рис. 6.11) Объем топки увеличился на 22 % и составил 102 м³. Мощность котла увеличилась до 44 Гкал/ч, в диапазоне регулирования от 15 до 100 %.

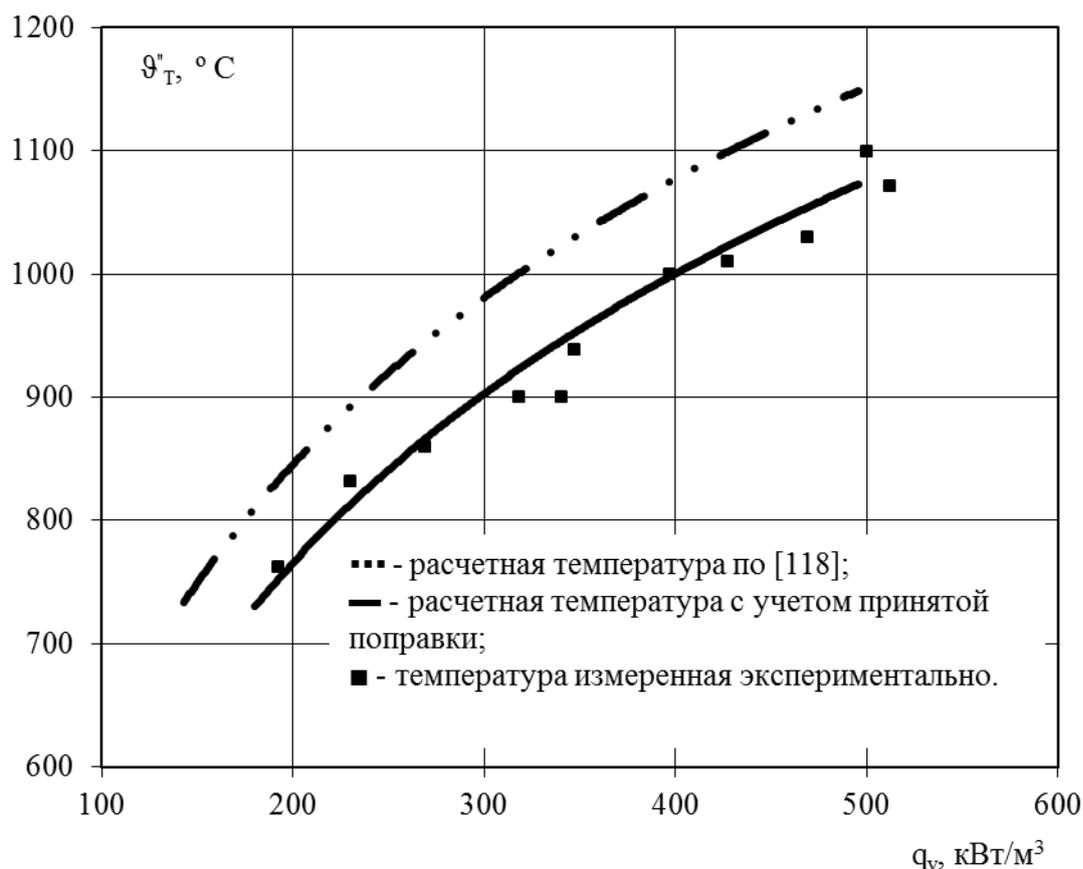


Рис.7.15

Графики зависимости расчетной и экспериментальной температуры на выходе их топки от объемной плотности тепловыделения в топке котла ПТВМ-40МЦ с циклонными предтопками

Проведенные теплотехнические испытания модернизированного котла ПТВМ-30МЦ после второго этапа модернизации (гл.6) подтвердили правильность выбранного технического решения по реконструкции и показали высокую сходимость результатов, полученных экспериментальным путем, и данных теплового расчета котла, в котором проведена корректировка с использованием коэффициента тепловой эффективности экранов $\psi_{\text{экp}}$ и параметра температурного поля "М". На рис. 7.15 представлены характеристики водогрейного котла ПТВМ-30МЦ в трех вариантах:

- первый вариант, тепловой расчет, выполненный проектировщиком котла по [97];
- второй вариант, тепловой расчет, выполненный с использованием наших рекомендаций по расчету теплообмена;

- третий, экспериментальные данные испытаний после проведения реконструкции.

Как следует из сопоставления экспериментальных данных, представленных на рис. 7.15 максимальное расхождение опытной температуры газов на выходе из топки не превышает – 50 К. Уточненный расчет (7.6) применяется при расчете теплообмена в топках котлов, оснащенных циклонными предтопками [35,111].

Глава 8. Условия выбора и расчет конструктивных параметров и элементов циклонного предтопка

8.1 Анализ характеристик топок котлов с циклонными предтопками

Перед модернизацией котла с установкой предтопков необходимо определиться с их числом и компоновкой, которые зависят от теплопроизводительности котла, особенностей его размещения, габаритов топки и других факторов. При этом необходимо использовать сведения, которые получены при модернизации паровых и водогрейных котлов [111].

Общей особенностью всех реконструированных котлов является фронтальное или встречное расположение циклонных предтопков. За основу анализа взяты четыре расчетные характеристики определяемые по проекту модернизации на номинальном режиме: теплонапряжение топочного объема топки q_v ; теплонапряжение характерного сечения топки q_f ; отношение длины (в) топки к ширине (а) - v/a или отношение длины полутопки (v') к ширине (а) - v'/a , характеризующие развитие факела в топке.

Исследования внутритопочного теплообмена показывают, что в топках котлов ядро факела и зона максимальных тепловых потоков практически совпадает с осью предтопка [34].

На рис.8.1 и рис.8.2 представлены гистограммы распределения объемной плотности тепловыделения топочного объема Q_v и теплонапряжение сечения Q_f топки в зависимости от вида модернизированного котла. Минимальные значения $Q_v \leq 350$ кВт/м³ имеют котлы, спроектированные для работы на твердом топливе с топками значительного объема. Котел КВТК-140 с высокой топкой имеет низкое значение теплонапряжения объема, хотя по теплонапряжению сечения стоит в ряду с форсированным котлом ПТВМ- 180МЦ. Максимальную объемную плотность тепловыделения имеет промышленный паровой ко

тел ДЕ-25-24МЦ, имеющий блочную горизонтальную модульную топку, и пиковый водогрейный котел ПТВМ-30МЦ. Паровой котел ДЕ-25/24МЦ, с длинной туннельной топкой, значительно отличается и максимальной форсировкой

сечения.

Техническое решение по модернизации котла ПТВМ-40МЦ предусматривает увеличение мощности до 40 Гкал/ч и расширение топки за счет боковых экранов с целью уменьшения гидродинамического и теплового воздействия на радиационные поверхности нагрева. В связи с этим

расчетная форсировка топочного объема и теплонапряжения сечения уменьшается на 6 % по сравнению с котлом ПТВМ-30МЦ.

Анализируя параметр v/a (рис.8.3) можно увидеть, что у большинства котлов он меняется от 0,49 до 1,86, но для котла ДЕ-25-24, где глубина топки почти в 4 раза больше ширины $v/a = 3,95$. Применение параметра v/a

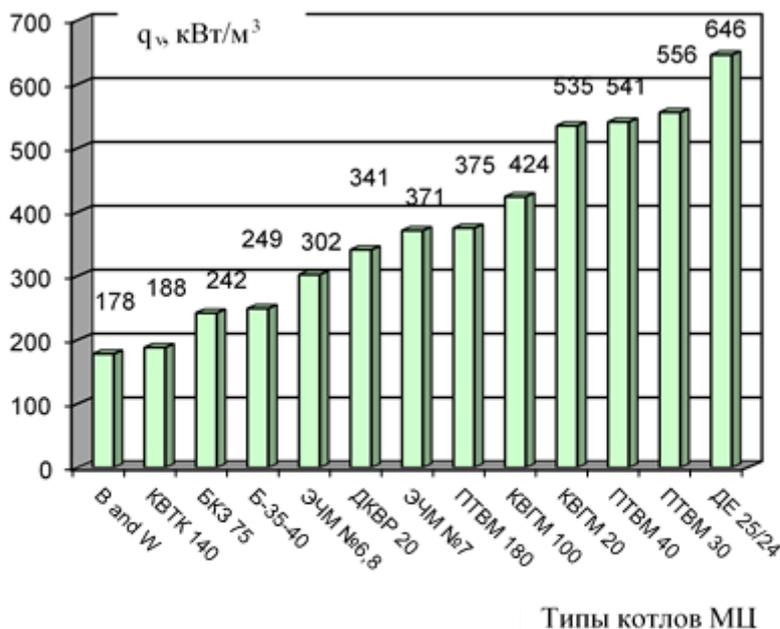


Рис.8.1

Диаграмма зависимости объемного теплонапряжения топки от типа котла.

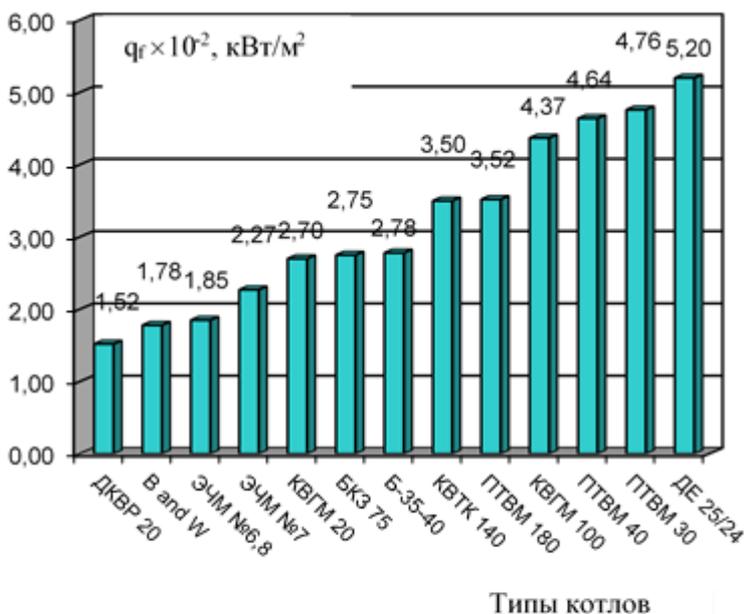


Рис.8.2

Диаграмма зависимости теплонапряжения сечения топки от типа котла.

для оценки компоновки двух или четырех предтопок требует корректировки условной ширины v/a или глубины v/a' топки, приходящейся на единичный

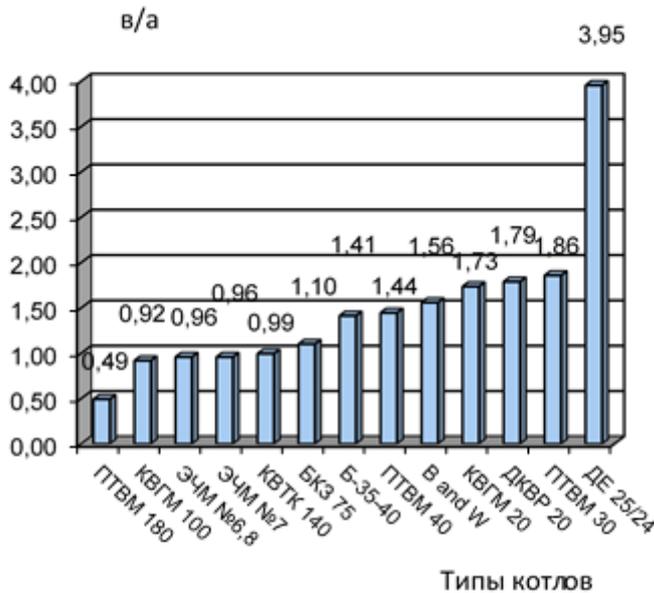


Рис.8.3

Диаграмма соотношения ширины и длины топки при развитии единичного факела

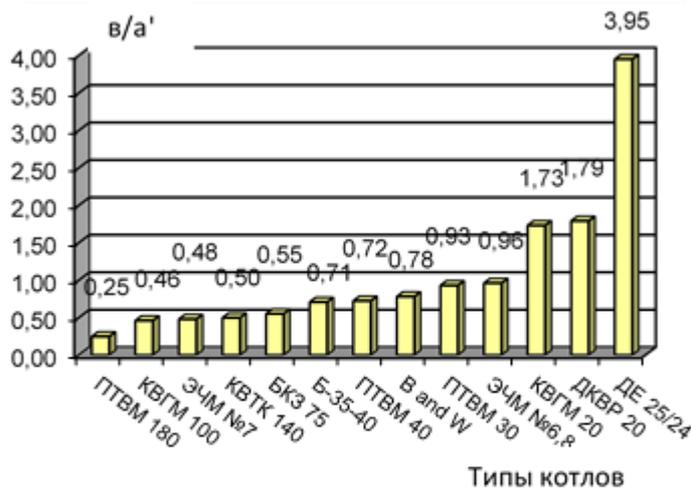


Рис.8.4

Диаграмма соотношения ширины к длине полутопки при развитии двух факелов

факел, тогда диапазон изменения параметра v/a' меняется от 0,25 до 0,93 на котлах, имеющих два или четыре предтопка, и равен параметру v/a на котлах, имеющих одиночный факел (рис.8.4). Соответственно, распределение тепловых потоков на экраны топки будет более равномерно на котлах, имеющих параметр v/a близкий к 1, когда сечение топки квадратное или прямоугольное.

Группа модернизированных котлов В and W, КВТК-140, ЭЧМ-25/35, БКЗ-75 имеет значительный запас по форсировке топочного объема. Следует особо отметить большие резервы по котлу КВТК-140 как водогрейному. В случае форсировки характерного сечения этого котла на уровне ПТВМ-40, его тепловая мощность возрастет до 183

Гкал/ч при форсировке объема до 245 кВт/м^3 . Тепловая мощность котлов В and W может быть увеличена до 178 т/ч при форсировке объема топки до 270 кВт/м^3 . По совокупности параметров самыми теплонапряженными котлами являются паровой котел ДЕ-25-24 и водогрейный, ПТВМ-30. При переделке котла ПТВМ-30 в ПТВМ-40МЦ дефорсированы теплонапряжения объема и характерного сечения, улучшена равномерность тепловой развертки. Анализ характеристик котла КВГМ-100 показывает, что принятое техническое решение перехода на умеренную форсировку котла и объема является оптимальным: котел имеет достаточно высокие значения q_v и q_f при благоприятных пропорциях характерного сечения $v/a \approx 0,96$.

Полученные данные свидетельствуют о принципиально различных условиях теплообмена в зависимости от характерных параметров общей компоновки промышленных котлов. Промышленные котлы КВГМ-20, ДЕ-25 имеют туннельные топки, где факел развивается в осевом направлении. По сравнению с П-образными котлами топки таких котлов являются условными аналогами подовой компоновки горелок. Для них характерны большие значения q_v и q_f . Для таких топок параметр высоты и ширины как 1:1 объясняется условиями транспортировки в собранном состоянии. Наиболее характерным здесь является котел ДЕ-25, не достигающий в эксплуатации, заявленной заводом номинальной производительности из-за высокой форсировки топочного устройства. При такой геометрии топки необходим узкий и достаточно протяженный факел, который может быть получен с помощью предтопка.

Из проведенного анализа следует, что оптимальная форсировка топочного объема модернизируемых котлов составляет $q_v = 500 \text{ кВт/м}^3$. Оптимальная форсировка характерного сечения не более $q_f = 3500 \text{ кВт/м}^2$ и оптимальные геометрические соотношения сечения топки при установке одного циклонного предтопка $v/a = 1,5$, при установке двух и более предтопков $v/a = 1,3$.

Полученные данные применены при вертикальной компоновке двух предтопков на боковом экране топки модернизированного энергетического котла

БКЗ-120-100ГМ, при горизонтальной компоновке четырех предтопок вместо 20 горелок на водогрейном котле ПТВМ-180 Хабаровской ТЭЦ-3.

8.2 Выбор конструктивных параметров циклонного предтопка

Из двадцати различных типов модернизированных котлоагрегатов (Приложение № 1) для обоснования рекомендаций по установке циклонных предтопок выбраны котлы в диапазоне нагрузок от 15 до 220 МВт, с заметно

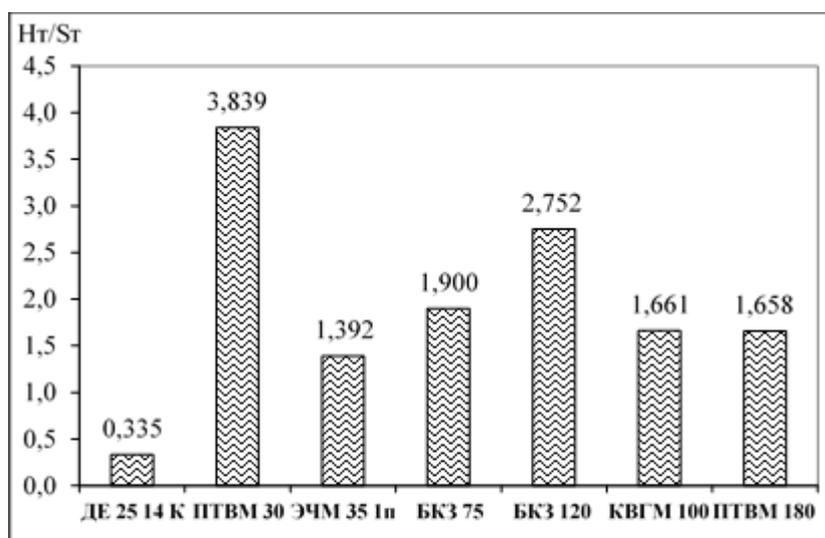


Рис.8.5

Диаграмма отношения высоты к глубине топки модернизированных котлов.

отличающейся формой топчного объема и компоновкой предтопок. Соответствие расчетной и действительной производительностей циклонных предтопок модернизированных котлов с позволяет рекомендовать условия выбора объема камеры сгорания предтопка $V_{п}$, необходимо

для достижения требуемой номинальной мощности котла. Предтопки, установленные на этих котлах, по данным балансовых испытаний соответствуют заданной в проекте мощности (табл.8.1).

В случае компоновки предтопок навстречу друг другу в узкой и высокой топке котла ПТВМ-30, БКЗ-120 (рис.8.5) неизбежно возникает снижение одиночной располагаемой мощности предтопка из-за взаимодействия близко расположенных встречных потоков, в топке возникают пульсации и факел ложится на боковые экраны топки. Особенно это хорошо заметно при завышенном расходе воздуха на торцевую вихревую камеру. Анализ опытных данных

показал, что величина фактически развиваемой мощности предтопка может варьироваться в пределах 8-11% относительно расчетной как в большую, так и в меньшую стороны в зависимости от условий развития факела в топке[117].

Расчет геометрических характеристик циклонного предтопка начинается с определения суммарного объема камер сгорания предтопков. Поскольку модернизация котлов в каждом отдельном случае выполнялась впервые и рекомендации отсутствовали, то единый подход при выборе габаритов камеры заключался в задании расчетного теплонапряжения сечения камеры сгорания предтопка 30 МВт/м². Далее эта величина корректировалась в зависимости от типа котла, компоновки предтопков их единичной мощности и калибра камеры сгорания. В процессе наладки проводились мероприятия, направленные на достижение заявленной производительности, как правило, в их основу положена корректировка аэродинамических параметров, соотношений расходов воздуха, скоростей потоков и крутки.

Таблица 8.1

Теплопроизводительность котлов с циклонными предтопками

Тип котла	Количество предтопков	Расчетная теплопроизводительность котла $Q_{рк}$ (МВт)	Действительная теплопроизводительность котла $Q_{дк}$ (МВт)	Расчетная мощность одиночного предтопка $Q_{шт}$ (МВт)
ДЕ25-24/380	1	20	20	20
ПТВМ-30	2	41	37	22
ЭЧМ-35	2	47	56	31
БКЗ-75-39	2	81	81	44
ЭЧМ-35-1	1	47	49	49
ПТВМ-180	4	233	236	64
БКЗ-120-100	2	113	113	66
КВГМ-100	2	140	133	76

Достигнутый в каждом случае предел мощности характеризовался разными факторами: предтопки до 35 МВт переходили в область горелочного режима, когда факел «вываливался» в топку; на более мощных предтопках про-

исходило снижение качества смесеобразования, выраженное в увеличении химического недожога и возникали сильные пульсации в топке. Полученная предельная мощность котлов с предтопками позволила найти приближенную зависимость (рис. 8.6) относительного объемного теплонапряжения от относительного объема топки приведенных к тем же параметрам циклонного предтопка:

$$\bar{V}_T = 1,66 \left(\bar{q}_T \right)^{-0,84} \quad (8.1)$$

где $\bar{V}_T = \frac{V_T}{V_{II}}$ относительный объем топки модернизируемого котла;

$\bar{q}_T = \frac{q_T}{q_{II}}$ относительное теплонапряжение топки модернизируемого котла.

При обобщении опытных данных устанавливалась зависимость между объемом топки модернизируемого котла V_T , объемом предтопка(ов) модернизируемого котла V_{II} и условными теплонапряжениями топки q_T и предтопка q_{II} , рассчитанными по количеству топлива. Как видно из рис. 8.6, для форсированных топок, таких как ДЕ25-24-380, отношение $\frac{V_T}{V_{II}}$ имеет меньшее значение, а для дефорсированных топок (БКЗ-75 или ЭЧМ-35) это отношение имеет максимальное значение. Поскольку каждая точка на рис.8.6 представляет котлоагрегат с присущей только ему спецификой по аэродинамике, теплообмену, особенностям развития факела, геометрическим соотношениям топки и предтопка, то отклонение точек от зависимости (8.1) имеет существенное значение. Для расчета суммарного объема предтопков к различным типам котлов предлагается использовать диаграмму (рис.8.7), где модернизированные котлы разделены на группы по уровню удельного теплонапряжения топочного объема, и принято оптимальное значение объемного теплонапряжения камеры сгорания воздухоохлаждаемого циклонного предтопка

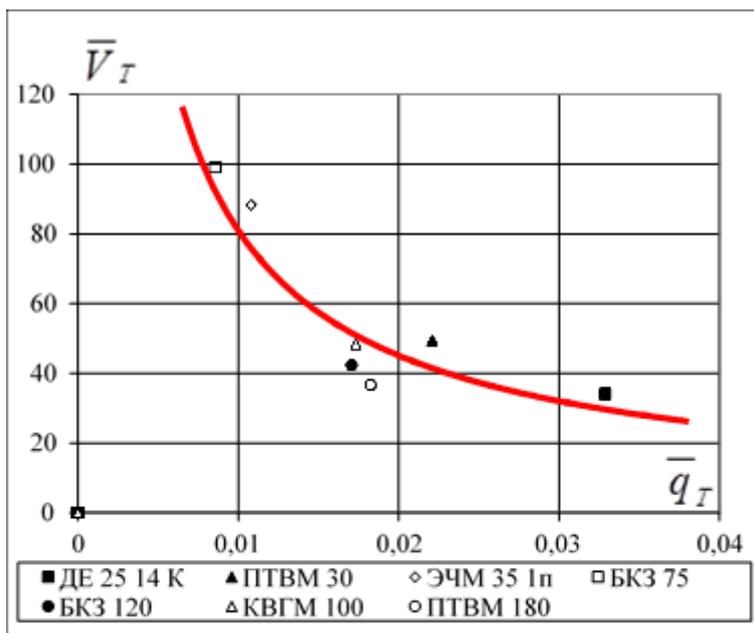


Рис.8.6

График зависимости относительного объема топки от относительного объемного теплонапряжения топки по параметрам циклонного предтопка

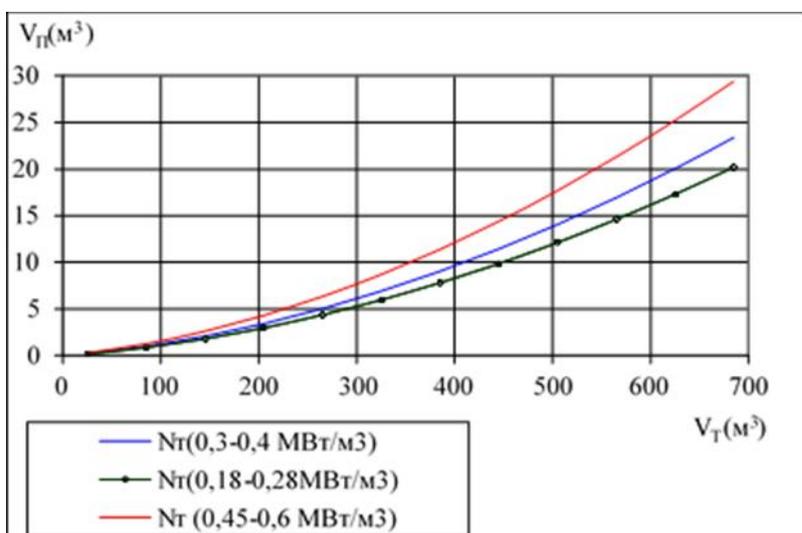


Рис.8.7

График зависимости суммарного объема камер сгорания ЦВП от объема топки для трех значений теплонапряжений топочного объема

$$q_{II} = 21 \text{ МВт/м}^3, \text{ полу-}$$

ченное при максимальных нагрузках котлов разных типов. Предлагаемый расчет объема предтопок позволит избежать их перефорсировки, как на ДЕ-25 и ПТВМ-30, увеличить срок службы огнеупорного покрытия и других элементов камеры, а также сохранить его аэродинамическую характеристику во всем диапазоне нагрузок.

Полученный объем предтопок позволяет определиться с их количеством и принять решение по компоновке. Из условий теплообмена в топке и равномерности заполнения ее факелом, лучшей является встречная компоновка, предполагающая активное взаимодействие факелов противоположного вращения и создание единого ядра горения в объеме топки [117]. Уста-

новка одиночного предтопка может быть обусловлена малой мощностью

котла (до 30 МВт), либо отсутствием свободного пространства. Установка одиночного предтопка на котлах с большим топочным объемом может сопровождаться наклоном предтопка от оси к подовой части топки, с целью рационального использования ее объема и исключения забросов факела в конвективную часть на максимальной нагрузке. Для высоких топков энергетических котлов, в целях поддержания температуры перегрева пара, предтопки устанавливаются вертикально один над другим, при этом расстояние между ними должно быть более диаметра пережима предтопка во избежание возникновения паразитного вихря и локального перегрева экранного участка между ними. Опытной длительной эксплуатации доказана надежная работа одиночных предтопков в диапазоне нагрузок 10%-100% номинала на котлах ДКВР 20-14, ДЕ 25-14, ДЕ 25-24/380, КВГМ 20, КВГМ 30, Бабкок-Вилькокс, КЕ-35, ЭЧМ25/35 и встречных предтопков на котлах ПТВМ 30, ПТВМ 30 М, Б-35-40, ЭЧМ 25/35, БКЗ-75-39, КВГМ 100, ПТВМ 180 [115].

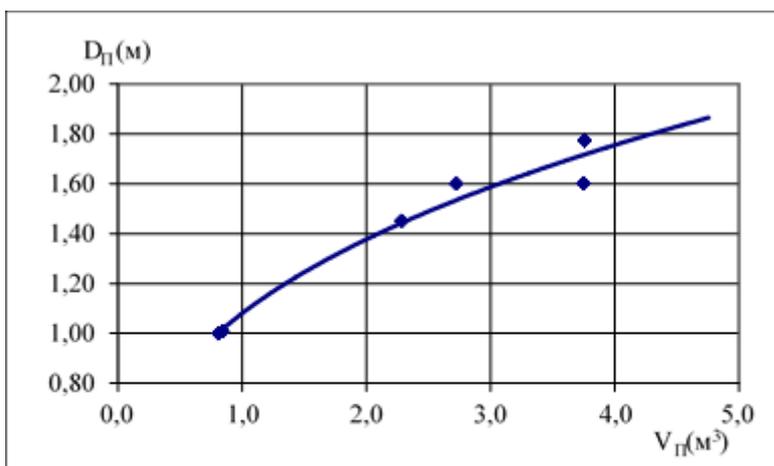


Рис.8.8

График зависимости диаметра камеры сгорания от объема циклонного предтопка.

ливаются вертикально один над другим, при этом расстояние между ними должно быть более диаметра пережима предтопка во избежание возникновения паразитного вихря и локального перегрева экранного участка между ними. Опытной длительной эксплуатации доказана надежная работа одиночных предтопков в диапазоне нагрузок 10%-100% номинала на котлах ДКВР 20-14, ДЕ 25-14, ДЕ 25-24/380, КВГМ 20, КВГМ 30, Бабкок-Вилькокс, КЕ-35, ЭЧМ25/35 и встречных предтопков на котлах ПТВМ 30, ПТВМ 30 М, Б-35-40, ЭЧМ 25/35, БКЗ-75-39, КВГМ 100, ПТВМ 180 [115].

После определения количества предтопков, объема камеры сгорания V_п и их компоновки на топке находится внутренний диаметр предтопка D_п. С учетом различных калибров камер на рис.8.8. приводится эмпирическая зависимость D_п от V_п, которая имеет вид:

$$D_{п} = 1,08 \times V_{п}^{0,35} \text{ (м)}, \quad (8.2)$$

для V_п в диапазоне от 0,8 до 4,8 м³.

Получив значение диаметра камеры сгорания, необходимо произвести контрольную проверку теплонапряжения поперечного сечения камеры сгорания и убедиться, что полученное значение соответствует рекомендованной области оптимальных значений рис. 8.9, и не выходит за границу допустимых значений. Внедрение циклонных предтопок показало, что соответствие фактического теплонапряжения сечению представленному диапазону позволяет избежать увеличения нормативного времени режима прогрева предтопка и достичь расчетной максимальной нагрузки котла при сохранении двустадийности горения топлива, с соответствующей типу котла предварительной газификацией.

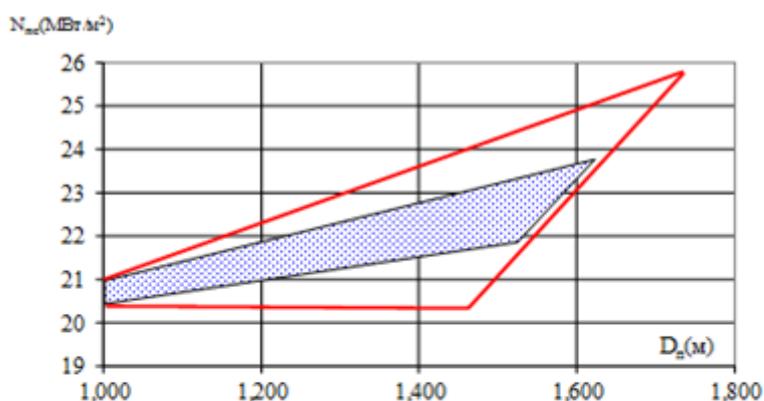


Рис.8.9

Диаграмма значений теплонапряжений сечения камеры сгорания в зависимости от диаметра предтопка.

-  - область оптимальных значений,
-  - граница критических значений.

В случае достижения крайних значений теплонапряжения сечения предтопка, необходимо варьировать значение калибра камеры сгорания в диапазоне от 0,85 до 1,15, чтобы сохранить расчетное значение объема. Оптимальные значения калибра соответствуют диапазону 0,95-1,05. При завышенном теплонапряжении сечения необходимо принимать

значения калибра в диапазоне от 1,08 до 1,15, а в случае заниженного теплонапряжения - сечения в диапазоне от 0,85 до 1.

Обмуровка цилиндрической части камеры сгорания производится огнеупорным шамотным кирпичом класса А. Проведенный эксперимент по уменьшению толщины огнеупора показывает, что для предтопок в диапазоне мощностей от 20 до 64 Мвт целесообразно применять кладку толщиной 63 мм.

При рассмотрении варианта уменьшения толщины огнеупорного покрытия, основной проблемой является создание надежного свода при малой толщине на большом диаметре. Для решения этой задачи необходимо изготовление сегментных фасонных огнеупоров с физическими характеристиками шамота класса А, что на 20% снизит количество металла для изготовления предтопка и на 45 % - количество огнеупорного материала.

Расчет диаметра пережима производится из отношения $D_{\text{перезж}}=0,72*D_{\text{п}}$. Обязательное условие при выполнении кладки пережима –это наличие трех независимых рядов огнеупора (кирпичей), такая конструкция менее всего подвержена разрушению в результате термического воздействия и на протяжении всего периода эксплуатации сохраняет аэродинамическую эффективность пережима.

С целью улучшение конструкции, была предложена облегченная обмуровка, где кирпич располагается клин торцом. Применение облегченной обмуровки позволило увеличить полезный объем камеры сгорания и снизить тепловое напряжение (табл. 8.2).

Таблица 8.2

Объемы камер сгорания ЦВП с различной обмуровкой

Наименование котло-агрегата где установлен ЦВП	Полезный объем камеры сгорания с тяжелой обмуровкой, м ³	Полезный объем камеры сгорания с облегченной обмуровкой, м ³
КВГМ-100-150.	3,6	3,84
БКЗ-75-16.	2,24	2,46
ЭЧМ-25/35(1 ЦВП)	3,73	3,98
ЭЧМ – 25/35(2 ЦВП).	1,93	2,19

К существенному недостатку предложенной конструкции можно отнести: разрушение отдельных надсопловых кирпичей. После анализа причин в процессе эксплуатации, для улучшения конструкции применили другой тип надсоплового кирпича и изменили конструкцию соплового ввода для обеспечения тангенциальности ввода. Необходимо отметить, что хордальность сопловых вводов приводит к перегреву предтопка на средних и максимальных нагрузках. При этом расчетный коэффициент теплового линейного расширения для

кирпичей межсоплового ряда составил $5,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}\text{C}}$, в диапазоне температур от 600 до 1000°C . Общее тепловое удлинение межсоплового ряда для предтопка диаметром 1998 мм составило от 5 до 8 мм в диапазоне температур от 600 до 1000°C .

Для компенсации тепловых удлинений было предложено: компенсирующие зазоры и крепление последующего кирпича после надсоплового кирпича (рис. 8.10.).

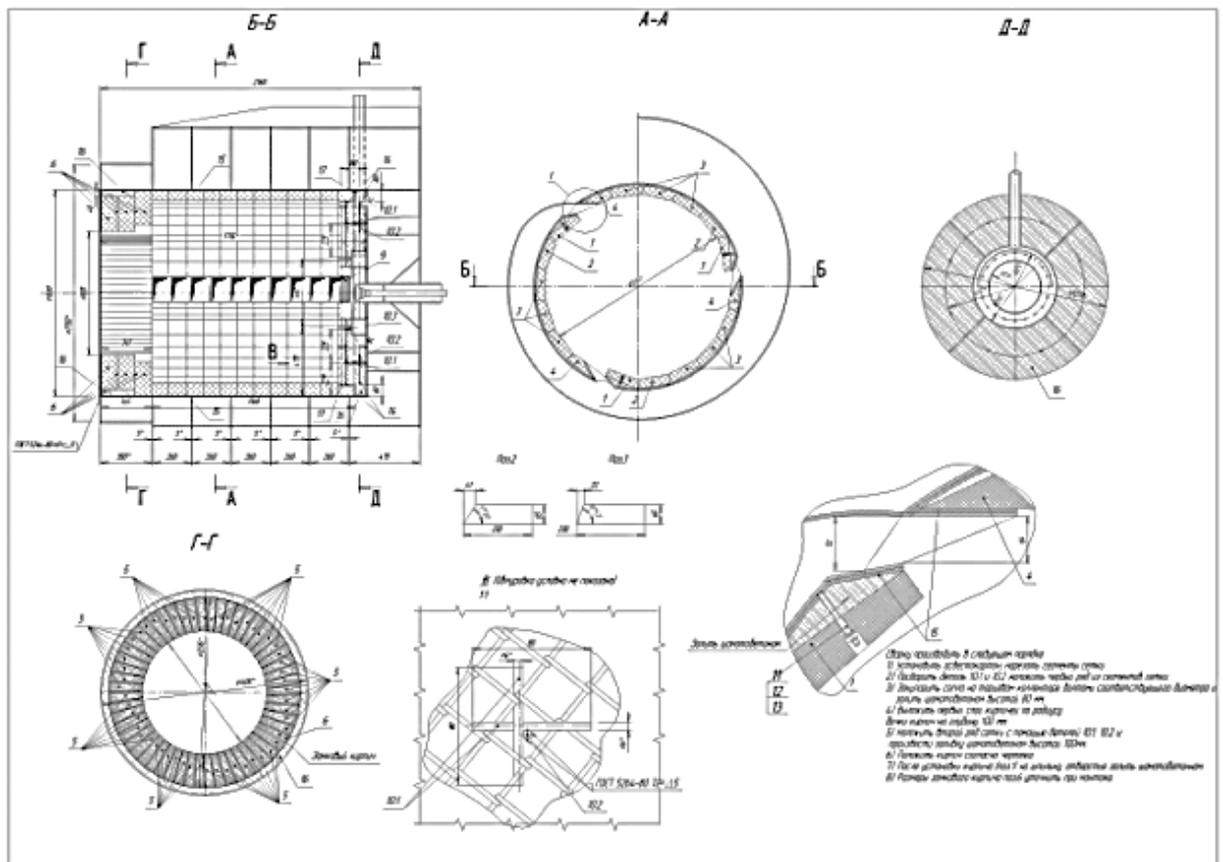


Рис. 8.10 Обмуровка камеры сгорания ЦВП

Компенсирующие зазоры расположены между верхней планкой сопла и накрывающего его кирпичом толщиной 1,5 мм, в местах крепления шпильки кирпича толщиной 2 мм, в промежутке с последующим кирпичом толщиной 3 мм. Так как металл, так же имеет тепловое линейное удлинение 1,5 мм на 100°C , то его так же необходимо учесть в компенсирующей способности предполагаемой конструкции.

Изменение конструкции соплового ввода и добавление компенсирующих зазоров позволило: сохранить целостность обмуровки камеры сгорания, устранить разрушения надсопловых кирпичей, уменьшить деформацию металла в воздушных соплах, сохраняя тем самым расчетный расход и скорость воздуха. Фактический срок эксплуатации ЦВП до ремонта обмуровки увеличился в 1,5-2 раза.

При определении площади тангенциального ввода воздуха предполагается, что общее количество подаваемого в предтопок воздуха разделяется на осевой ввод через торцевую вихревую камеру 25%, тангенциальный подвод в камеру сгорания 73% и на охлаждение зоны примыкания торцевой части пережима предтопка 2%. Проведенные исследования показывают, что при горении происходит перераспределение расходов воздуха от проектного соответственно: 22%, 75%, 3%, что является оптимальным распределением, по данным экспериментов на разных типоразмерах предтопков.

Скорость тангенциального воздуха на максимальной нагрузке принимается 40 м/с [124]. Количество вводов должно быть не менее трех (по условию равномерного распределения воздуха и организации симметричного вихря), но не более четырех при $D_{II} \leq 2,0$ м, из условия сохранения целостности обмуровки. По опыту эксплуатации предлагается при диаметрах камеры от 1 до 1,4 м устанавливать три ввода и от 1,5 м до 2,0 м - четыре ввода. Расчетная высота сопловой коробки должна быть не меньше 40 мм (по условию надежности, так как термдеформация сопловой коробки может привести к уменьшению проходного сечения на 20%). Ввод воздуха в камеру сгорания должен делиться на пять обечаек равного проходного сечения, при этом высота двух последних сопел может быть уменьшена на 10% и 20% от расчетного, для выравнивания расходной характеристики и сохранения скорости в тангенциальных вводах. Сопловые коробки выполняются разделенными блоками по два на каждую обечайку для компенсации термдеформации при прогреве камеры.

По основным геометрическим характеристикам находится формпараметр m вихревой камеры и, по расчетным зависимостям, приведенным в гл. 2 и 3, рассчитывается изменение осредненных параметров потока по радиусу камеры. Так, например, для предтопка к котлу ДЕ-25, на схеме (рис.8.11) приведены соответствующие среднему расчетному формпараметру $m=2,06$ изменения по радиусу камеры сгорания тангенциальной скорости, перепада статического давления, профиля осевой и радиальной скоростей. Наибольший интерес для инженерных расчетов представляет изменение тангенциальной скорости и давления, которые с достаточной степенью точности измерялись при продувках ЦВП на котле ДЕ 25. На рис.8.12 и 8.13 представлены расчетные профиль тангенциальной скорости при $m = 2,06$ и статического давления в сравнении с опытными данными продувок предтопка при различных режимах работы, в разных сечениях и состоянии камеры сгорания и пр. Непрерывный профиль действительно согласуется с опытными данными. Разброс опытных точек объясняется, в первую очередь, комбинированным вводом воздуха, который также оказывает влияние на коэффициент сохранения скорости.

Комбинированный ввод воздуха можно учесть через отношение чисел Россби аксиального и тангенциального потоков $\bar{Ro} = \frac{Ro_x}{Ro_r}$, которое связано простой зависимостью с отношением соответствующих расходов:

$$\bar{Ro} = 8 \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_T}, \quad (8.3)$$

Для предтопка котла ДЕ 25 оптимальное отношение $\frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_T}$ полученное экспериментально составляет 0,3, что соответствует усредненной величине $\bar{Ro} = 2,4$ при $\mathcal{E}_w = 1,1$.

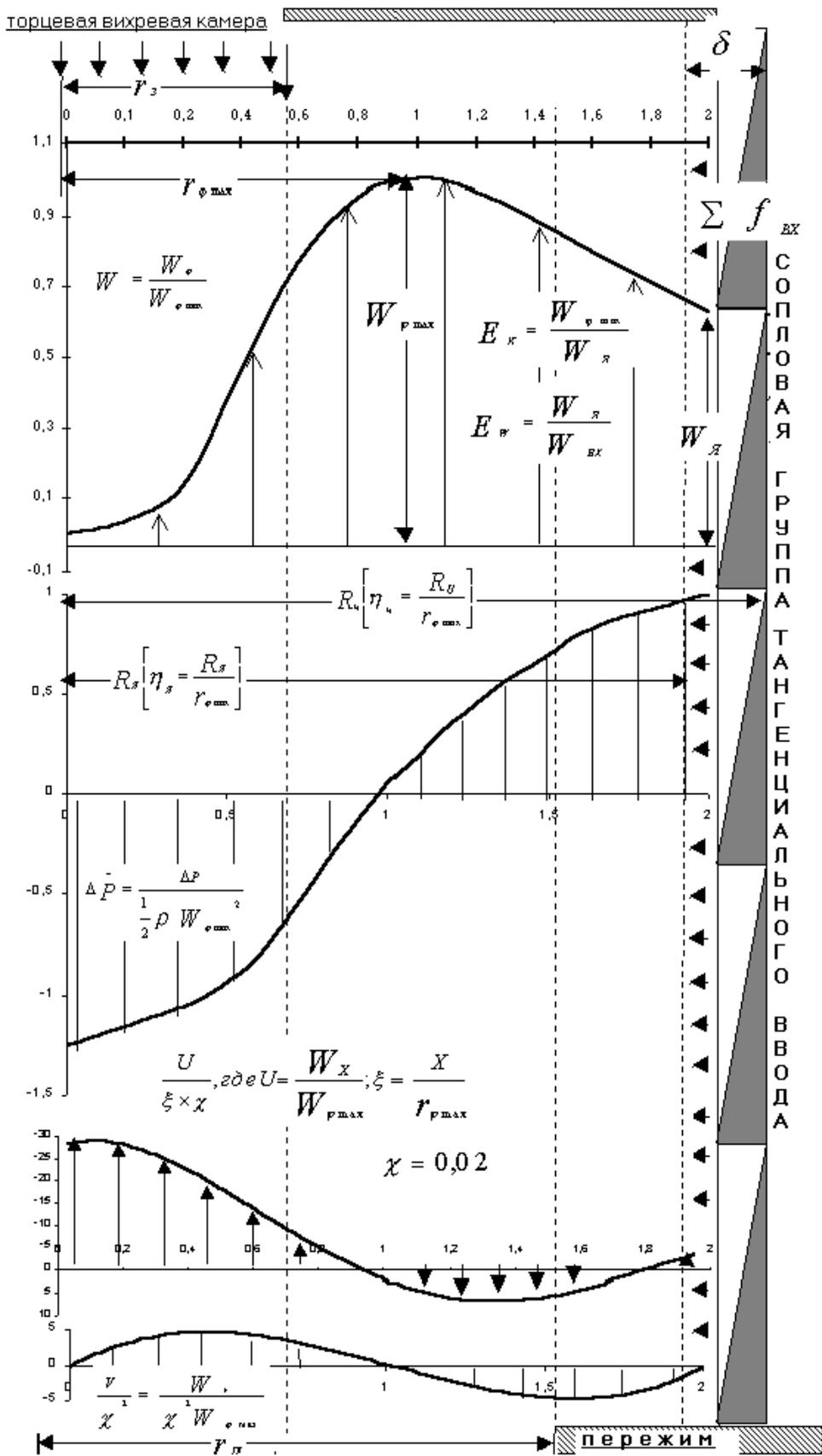


Рис.8.11

Графики значений, составляющих вектор скорости и давления в основном объеме камеры сгорания предтопка.

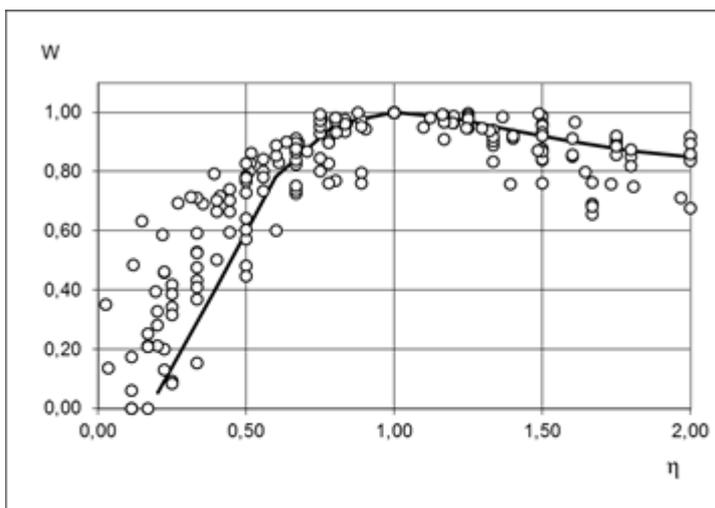


Рис. 8.12

Сопоставление расчетного профиля тангенциальной скорости с опытными данными ЦВП котла ДЕ-25

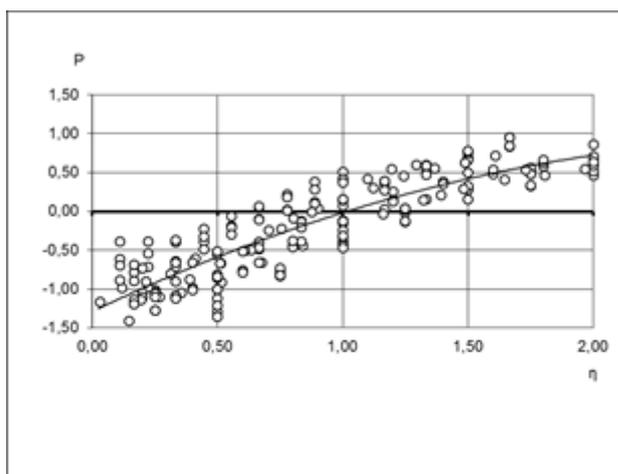


Рис. 8.13

Сопоставление расчетного и измеренного профиля давлений.

Значительно лучшую сходимость опытных данных с расчетными можно получить, если учесть изменение формпараметра в объеме камеры в зависимости от удаленности характерного сечения от аксиального ввода. Если аппроксимировать опытные данные формпараметра m по сечениям камеры, то для отдельных сечений (рис. 8.14) и фиксированных режимов получаем практически полное соответствие расчетных зависимостей тангенциальной скорости и ее циркуляции опытными данными (рис. 8.14).

В первом сечении – $m=1,32$, во втором – $m=1,52$ и в третьем сечении $m=2,05$. Влияние аксиального ввода воздуха особенно сказывается в приосевой зоне первого и второго сечения, что наглядно отражает профиль центробежной напряженности с двумя переломами на этом радиусе (рис.8.15). Следует заметить, что в ранее выполненных продувках камер с комбинированным вводом воздуха отмечалась такая же закономерность. В предтопке с комбинированным вводом воздуха основное влияние на гидравлическое сопротивление камеры оказывает осевой ввод воздуха, который эжектируется основным закрученным потоком, сформированным тангенциальным вводом в камере сгорания. Принципиальное значение в данном случае имеет величина

радиуса осевого завихрителя, которая меньше радиуса пережима и радиуса нулевого уровня статического давления. На основании ранее выполненных продувок было выдвинуто предположение, что оптимальным, с точки зрения смешения и гидравлического сопротивления, для ЦВП является режим, когда

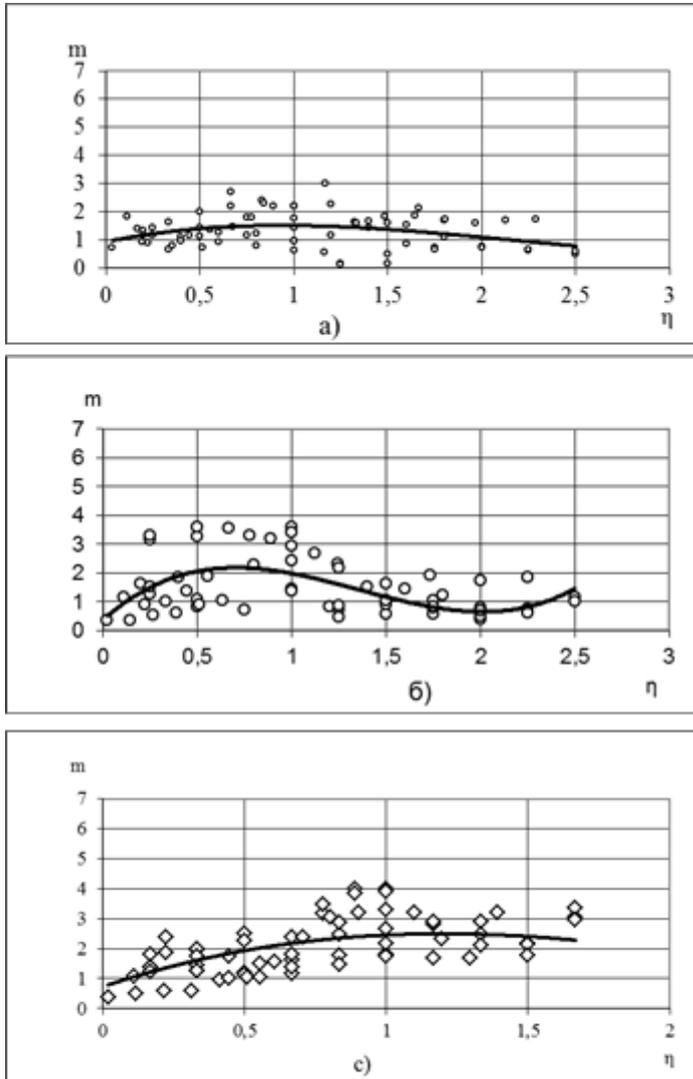


Рис. 8.14

Изменение форпараметра m в объеме ЦВП: а-сечение $0,23L$, б-сечение $0,5L$, с-сечение $0,8L$

осевой подвод составляет не менее 25% от общего расхода.

Используемая нами методика расчета позволяет численно оценить и турбулентное перемешивание среды в предтопке, обуславливающее возможность их высокой форсировки. Как видно из рис.8.15 при $m=2,06$ наиболее интенсивное перемешивание имеет место в диапазоне от $\eta = 0,3$ до $\eta = 1,3$, что соответствует кольцевому объему камеры от радиуса завихрителя до радиуса пережима (рис. 8.11) и подтверждается визуальными наблюдениями развития и стабилизации факела при горении газа рис 8.16.

Для предтопка котла ДЕ 25 при $r_{\varphi \max} = 0,3\text{м}$, $W_{\varphi \max} = 48\text{м/с}$ и коэффициенте кинематической вязкости составляет $\nu = 2,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, число Рейнольдса переходной области от квазипотенциального к квазитвердому вращению $Re_{\varphi \max} = 5,76 \cdot 10^4$.

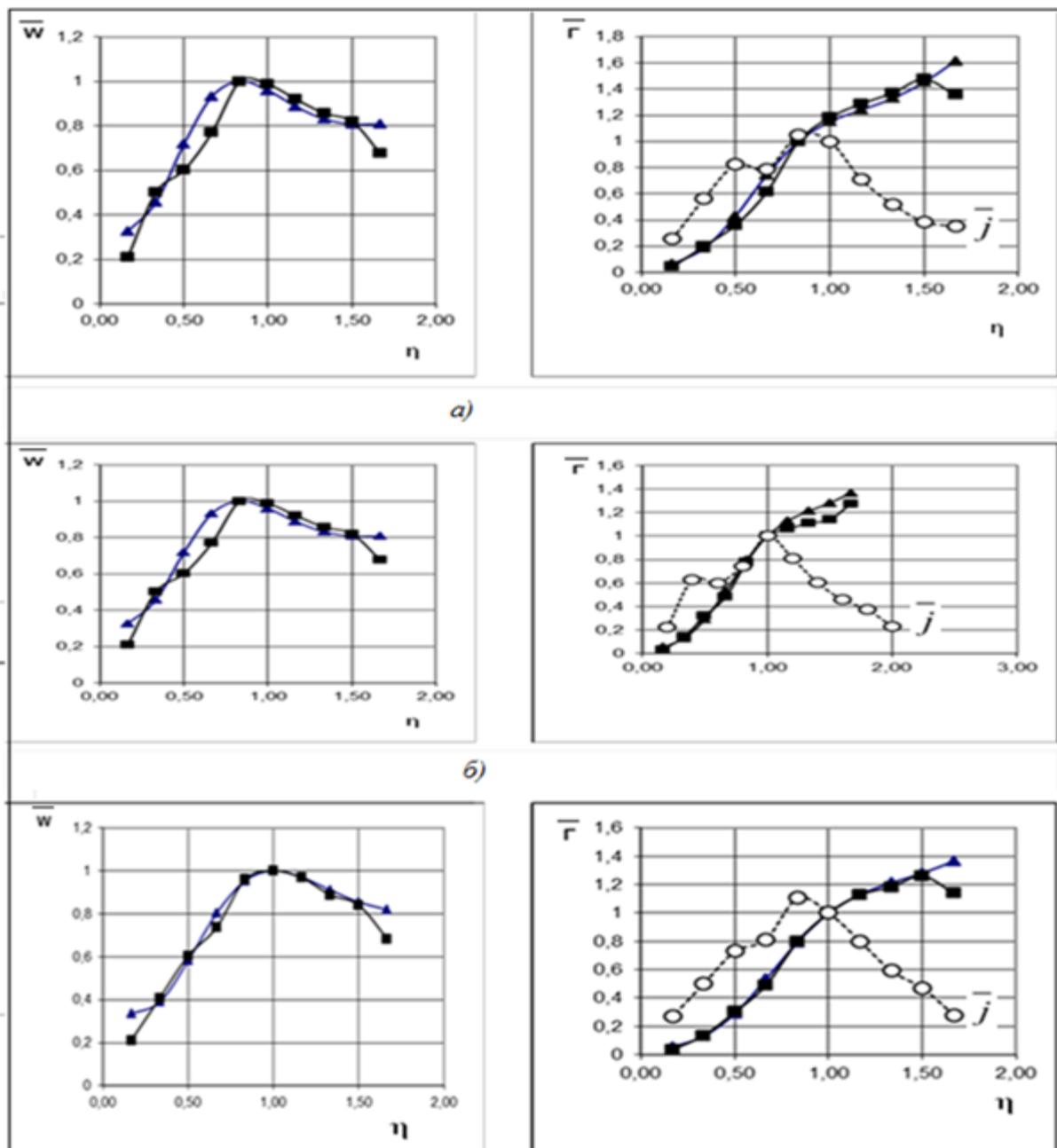


Рис. 8.15

Сопоставление расчетных- \blacktriangle и измеренных - \blacksquare представленных в безразмерном виде профилей тангенциальной скорости и циркуляции скорости в сечениях: а - $0,23L$ при $m=1,32$; б - $0,5L$ при $m=1,52$; в - $0,8L$ при $m=2,05$. \circ - измеренная центробежная напряженность.

С учетом расчета по (3.35) $\varepsilon = 0,012$ в указанной зоне камеры турбулентная вязкость будет превышать молекулярную в 1200-3600 раз. Если для ЦВП ввести аналог диффузионного критерия Фурье [90]

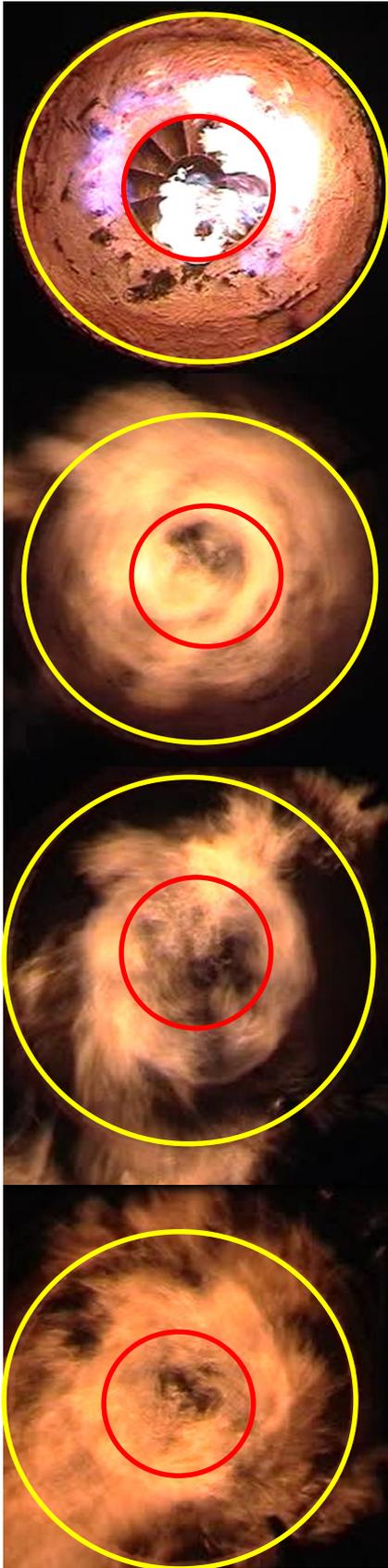


Рис.8.16

Развитие газового факела предтопке

$$F_o = \frac{V_T}{D_{\text{ц}}^2} \tau_{\text{ц}} \quad (8.4)$$

где $\tau_{\text{ц}}$ - время пребывания газа в камере сгорания, то его можно интерпретировать как отношение между располагаемым временем пребывания газов в предтопке ко времени необходимому для полного турбулентного смешения среды. Задаваясь величиной $F_o = 1$, можно найти предельное значение $V_T^{\text{п}}$, к которому надо стремиться, совершенствуя аэродинамику циклонного предтопка.

Для предтопка к котлу ДЕ 25 величина $V_T^{\text{п}}$ равна $7,5 \text{ м}^2/\text{с}$, что превышает коэффициент кинематической вязкости в $30 \cdot 10^3$ раз, то есть по порядку полученная величина $F_o = 0,9$ согласуется с максимальным расчетным значением турбулентной вязкости. Сопоставимость этих величин свидетельствует о высоких аэродинамических качествах циклонного предтопка, но также о возможностях дальнейшего совершенствования его аэродинамики.

Для получения эффективной торцевой вихревой камеры необходимо определить следующие геометрические параметры: D_{13} - внешний диаметр завихрителя (м); D_{23} - диаметр втулки завихрителя (м); $N_{\text{л}}$ - количество лопаток; β_3 - угол закрутки завихрителя

(град.); $D_{\text{ТВК}}$ – диаметр ТВК (м); $L_{\text{ТВК}}$ – длина ТВК (м); $N_{\text{с(ТВК)}}$ – число сопел ТВК; $H_{\text{с(ТВК)}}$ – высота сопел ТВК (м); $D_{\text{к}}$ – диаметр основания конуса (м); $H_{\text{к}}$ – высота конуса (м).

Диаметр завихрителя определяется из двух условий: первое – это экс-

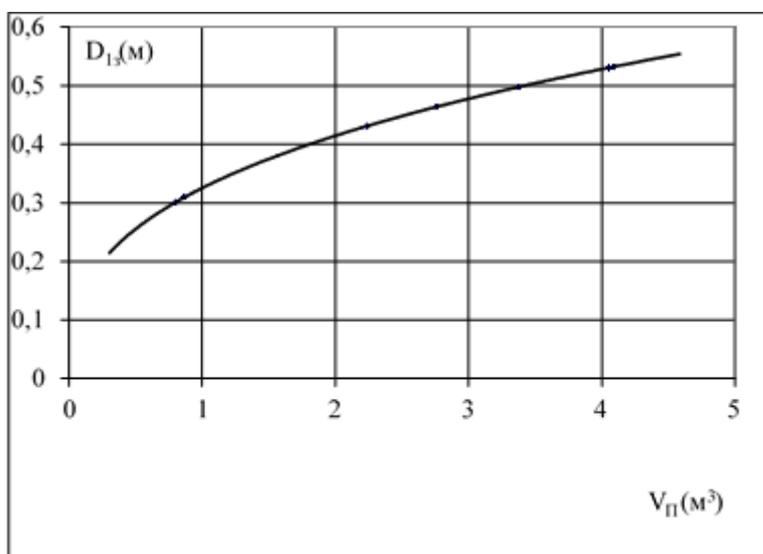


Рис.8.17

График зависимости наружного диаметра завихрителя от объема циклонного предтопка.

периментально определенное отношение диаметра завихрителя к диаметру камеры сгорания, и второе – это по экспериментальной зависимости аэродинамической длины факела, формируемого завихрителем, от длины камеры сгорания. Так как рекомендуемый калибр камеры сгорания имеет значение близкое к единице, то предлагается

определять основной параметр осевого ввода, исходя из эффективного объема камеры сгорания.

Эмпирическая зависимость диаметра завихрителя от объема камеры сгорания (рис.8.17) позволяет определить оптимальный диаметр завихрителя по формуле:

$$D_3^1 = 0,33 V_{\text{ц}}^{0,35}, \text{ м.} \quad (8.5)$$

Анализ экспериментальных данных показывает однозначное влияние отношения диаметра завихрителя к диаметру камеры сгорания на аэродинамическое сопротивление на максимальной нагрузке котла при парной работе

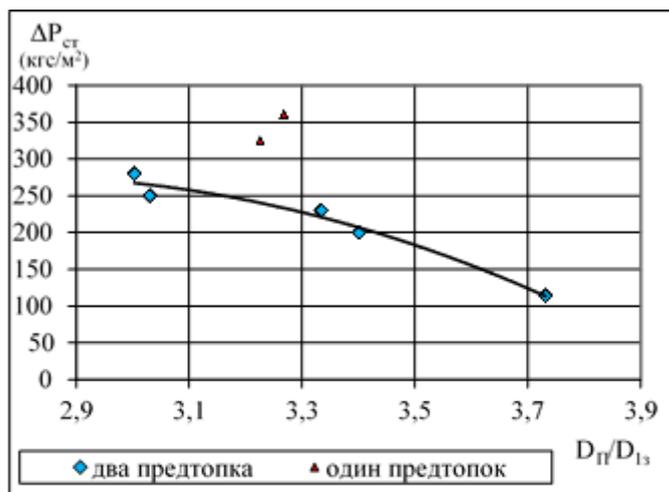


Рис.8.18

График зависимости перепада статического давления на предтопке от отношения диаметров камеры сгорания и завихрителя.

предтопков, оцениваемую по статическому давлению на входе в разделительный короб (рис.8.18). При применении одиночного предтопка, величина перепада статического давления зависит от геометрической характеристики топочного объема и изменяется незначительно в диапазоне 330-360 кг/м².

Внутренний диаметр завихрителя определяется зависимостью (8.4), полученной по

условию соответствия диаметру прикорневой зоны обратных токов, имеющих отрицательное воздействие на распылительную головку форсунки.

$$D_3^2 = 0,486 D_3^1 \quad (8.6)$$

Угол закрутки 45⁰ при количестве лопаток от 8 до 15. Геометрия лопаток должна быть выполнена таким образом, чтобы обеспечить полное перекрытие сечения в свету.

Следуя рекомендациям данным в работе [12], определим параметр закрутки аксиально-лопаточного завихрителя:

$$n_3 = \frac{8}{3\pi} \frac{D_3^{1(3)} - D_3^{2(3)}}{D_3^1 (D_3^{1(2)} - D_3^{2(2)})} \operatorname{tg} \beta_3 \quad (8.7)$$

используя параметр закрутки n_3 для определения параметра Φ_3 , характеризующего отношение момента количества движения к осевому количеству движения

$$\Phi_3 = \frac{2 N_3 \operatorname{tg} \beta_3}{1 - D_3^0} \quad (8.8)$$

где $N_3 = \frac{1 - D_3^{0(3-n_3)}}{3 - n_3}$ для $n_3 \neq 3$; $D_3^0 = \frac{D_3^2}{D_3^1}$.

Подставляя соотношения для нахождения внутреннего и внешнего диаметров завихрителя в (8.6), получим параметр закрутки $n_3 = 2,085$ и параметр $\Phi_3 = 2,24$, который является аналогом критерия Россби, служащего для определения соотношения аксиального и радиального моментов количества движения

$$Ro = \frac{V_l l_0}{\Gamma_0 r_0} \quad (8.9)$$

где Γ_0 - значение циркуляции скорости на входе в камеру ($\text{м}^2/\text{с}$).

После преобразования (8.9), с подстановкой определяющих размеров, получим зависимость для определения числа Россби ТВК предтопка:

$$Ro = \frac{\pi D_3^1 \left(\frac{D_{ТВК}^{ТВК}}{2} - \frac{h_c^{ТВК}}{2} \right)}{2 N_c^{ТВК} L^{ТВК} h_c^{ТВК}} \quad (8.10)$$

По условию сохранения относительного момента количества движения, необходимо задать в ТВК геометрические параметры, при которых

$Ro_{ТВК} = \Phi_3 = 2,24$, при этом рекомендуется принять диаметр ТВК, как:

$$D_{ТВК} = D_{II} + 2 * S_K, \quad (8.11)$$

где S_K - толщина огнеупорного покрытия стенки.

Длина ТВК определяется из условия сохранения проходного сечения после установки конуса по формуле:

$$L_{ТВК} = 1,76 * (D_3^1 - D_3^2), \text{ м.} \quad (8.12)$$

Для снижения азимутальной неравномерности скорости на входе в аксиально-лопаточный завихритель, число окон в ТВК принимается равным количеству вводов в камеру сгорания, при этом профиль улитки выполняется

переменным сечением, дающим равномерное распределение воздуха по вводам в ТВК для генерации симметричного вихря. Размеры окон определяются с учетом известного числа Россби, количества вводов и длины ТВК, где: высота сопла ТВК

$$h_c^{TBK} = \frac{\pi D_3^1 \frac{D_{TBK}}{2}}{2 N_C^{TBK} Ro_{TBK} + \frac{\pi D_3^1}{2}} \quad (8.13)$$

центральный угол дуги окна ТВК

$$\alpha_{TBK} = \arccos \left(\frac{\frac{D_{TBK}}{2} - h_c^{TBK}}{\frac{D_{TBK}}{2}} \right), \text{ град;} \quad (8.14)$$

длина дуги окна ТВК

$$l_D^{TBK} = 2\pi \frac{D_{TBK} \alpha_{TBK}}{720}, \text{ м} \quad (8.15)$$

Диаметр конуса принимается по соотношению $D_K^{TBK} = 0,7 L_{TBK}$, наклон стороны конуса 45^0 . Для предохранения распылительной головки форсунки от коксования и перегрева продуктами горения центральной зоны обратного тока, необходимо подвести воздух к центральной направляющей трубе. Забор воздуха производится с помощью направляющего аппарата, расположенного на боковой поверхности конуса навстречу потоку. Высота направляющих сопел 40 мм. Общая площадь воздухозабора определяется, как $0,04 \times L_{TBK}$.

Выбор форсунки для предтопка должен удовлетворять следующим требованиям: обеспечить необходимую производительность котла в заданном диапазоне давления топлива; создать эпюру распыления, соответствующую распределению осредненных параметров в камере сгорания предтопка; обеспечить необходимую тонину распыла во всем диапазоне нагрузок, исключаящую коксообразование на стенках предтопка.

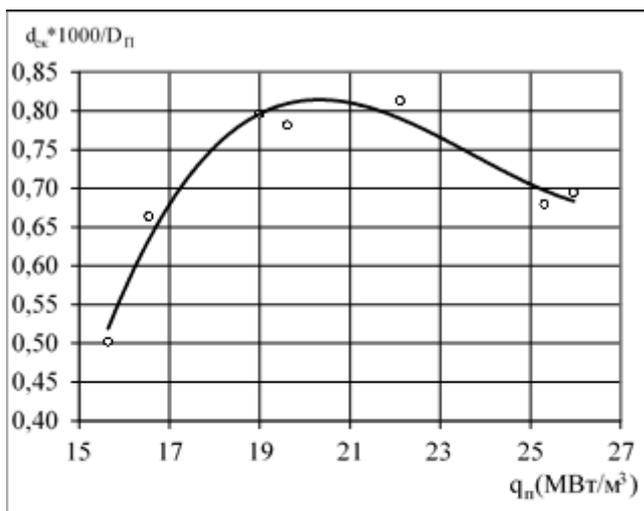


Рис. 8.19

График зависимости относительного диаметра капли топлива от объемного теплонапряжения предтопка.

Предлагаемый упрощенный подход к выбору форсунки исходит из исключения коксования камеры сгорания по результатам опытных данных (рис. 8.19). Зная объемное теплонапряжение рассчитываемого предтопка ($q_{п}$) и диаметр камеры сгорания ($D_{п}$), можно определить среднемедианный диаметр капель топлива

$$d_{сж} = D_{п} \times \frac{0,009 N_{п}^3 - 0,0645 N_{п}^2 + 1,4992 N_{п} - 10,611}{1000}, \text{ мм.} \quad (8.16)$$

при $D_{п}$ от 1 до 1.8 м и $q_{п}$ от 15,5 до 26 MW/m³.

Характеристики мазута, сжигаемого во время испытаний на разных котлах были не одинаковы, температура так же изменялась от 120 до 90°C.

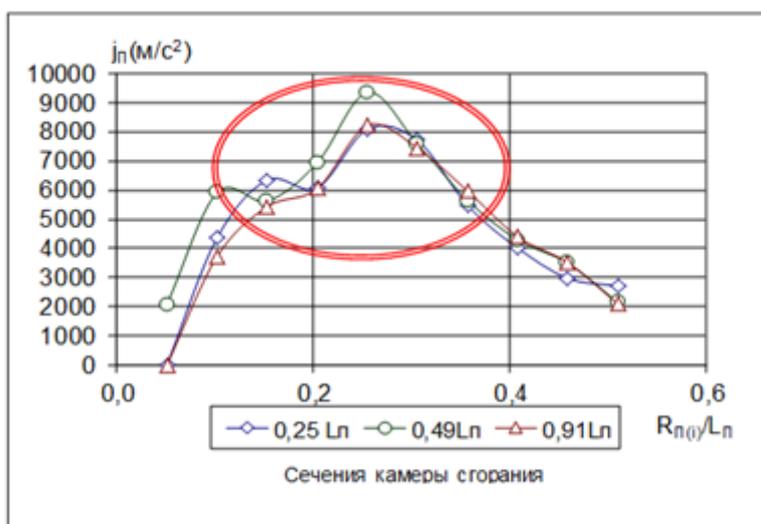


Рис.8.20

График изменения центробежной напряженности в объеме предтопка.

Большинство опытов производилось на мазуте марки М100 или смеси мазутов, физические свойства которой были близки М100.

При расчете форсунки необходимо знать максимальное давление топлива. Испытания, проведенные на серии форсунок к предтопку котла

ДЕ25, показали, что увеличение давления топлива более 13 кг/см^2 приводит к коксованию головки распылителя из-за возникновения пульсаций. Максимальное рабочее давление, рекомендованное по опыту пусконаладочных работ составляет не более 10 кг/см^2 . Для обеспечения мягкого розжига и плавного набора нагрузки рабочий диапазон давлений должен быть не менее 7 кг/см^2 при нижней границе давления для растопочного режима не более $1,5 \text{ кг/см}^2$ с 10% -ным расходом от номинала для обеспечения начального прогрева обмуровки предтопка в течение 15 минут.

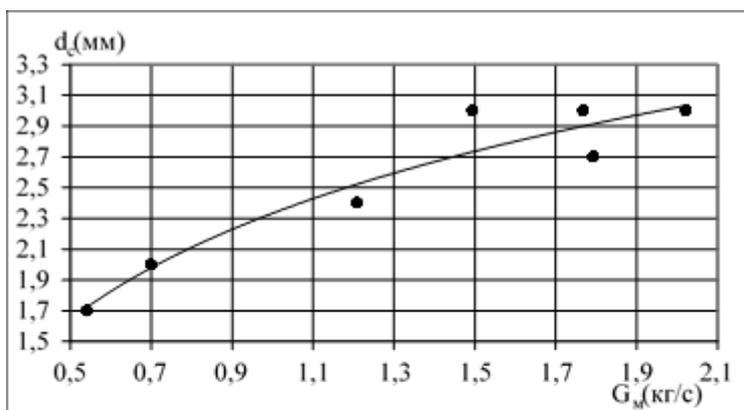


Рис.8.21

График зависимости диаметра одиночного сопла форсунки от заданного расхода топлива.

Распылительная головка форсунки выполняется диаметром $0,8 * D_B^3$. Сопла располагаются по окружности, при диаметре предтопков от 1 до 1,35 м – двумя, а при диаметре более 1,5 м - тремя венцами. Каждый венец имеет свой угол наклона, придающий распылительной головке форму полусферы, благодаря чему задается необходимая диаграмма распыла и плотность орошения.

На рис. 8.20. представлены графики центробежной напряженности в объеме камеры сгорания, по которым можно судить об эффективности смесеобразования. Анализ полученных данных и визуальных наблюдений (рис. 8.16) позволяют выделить три зоны раскрытия факела:

$\alpha_H = 120^\circ$ наружная граница распыла (25 % топлива);

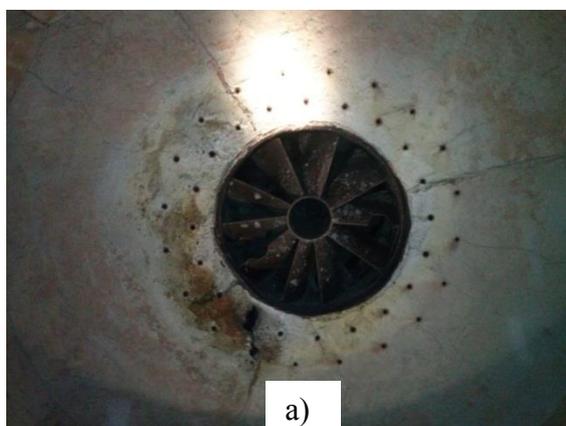
$\alpha_C = 80^\circ$ средняя оптимальная зона (45 % топлива);

$\alpha_B = 45^\circ$ внутренняя зона (30 % топлива).

Приведенные выше данные по производительности, давлению, углу распыла и знанию физических свойств мазута, позволяют рассчитать геометрические характеристики форсунки по методике, приведенной в работах [17,51].

По опытным данным построена зависимость, дающая возможность предварительно определить диаметр сопла форсунки по известному расходу топлива на номинальной нагрузке предтопка при максимальном давлении топлива 13кг/см^2 (рис 8.21)

Распылительная головка изготавливается из стали 12х8м. Основным износ распылительной головки, который необходимо контролировать в процессе



эксплуатации, происходит под шнеками на стенках конуса в месте стока топлива к соплу. Это приводит к снижению качества распыла, появлению перекоса плотности орошения и способствует образованию кокса на стенках камеры.



Подача газообразного топлива разделена на три потока: осевой, торцевой и тангенциальный (рис.8.22). Процентное соотношение 10-15-75 соответственно. Осевой и торцевой потоки подаются из общего коллектора, окружающего завихритель ТВК, и служат для стабилизации горения в осевой и торцевой зонах камеры сгорания. Тангенциальный подвод выполняется в средние сопла всех вводов камеры сгорания для обеспечения симметрии факела. Регулирование нагрузки, степени выгорания топлива и

Рис. 8.22

Организация газовых вводов в ЦВП:
а- торцевой; б- тангенциальный

геометрии факела производится изменением давления газа по потокам. В процессе испытаний производился переход с газообразного топлива на жидкое, и обратно с сохранением параметров котла, а также проводились опыты по одновременному сжиганию топлив.

8.3 Методы снижения окислов азота в циклонных предтопках

Теплохимические превращения по газовому тракту котельного агрегата сопровождаются генерацией вредных выбросов и коррозией. Эти процессы определяют эксплуатационные характеристики котлов и в целом объектов энергоснабжения. Сжигание мазута и газа имеет ряд существенных преимуществ, в сравнении со сжиганием твердого топлива, они являются весьма совершенными видами топлива и практически полностью сгорают при наличии количества воздуха близкого к стехиометрическому [86]. Коэффициент полезного действия газомазутных парогенераторов на 1-5% выше, чем парогенераторов на твердом топливе. Вместе с тем, сжигание мазута связано с рядом трудностей, обусловленных, главным образом присутствием в нем серы, а также других примесей, в частности, ванадия и натрия. К веществам, в наибольшей степени загрязняющим атмосферу при сжигании мазута, относятся окислы серы (SO_2 , SO_3) и окислы азота (NO , NO_2), а в случае неполного сгорания мазута бенз(а)пирен($\text{C}_{20}\text{H}_{12}$) и сажа. Применение циклонных предтопков, в отличие от горелочного способа сжигания, исключает образование продуктов неполного сгорания топлива.

При оценке уровня токсичности продуктов сгорания, отношения концентрации данного вещества к максимальной, разовой, предельно допустимой концентрации его в атмосферном воздухе составляют окислы серы и азота. Выход окислов серы определяется серосодержанием мазута и последний на 49-52% определяет общий уровень токсичности. Если для данного котла принять окислы серы неизменными, то уровень токсичности выбросов может быть снижен за счет окислов азота, образование которых

зависит в первую очередь от организации топочного процесса.

Исследованиями, рассмотренными в работе [98] и проведенными на водоохлаждаемой циклонной камере с подачей подогретого до 300 °С воздуха установлено, что при коэффициенте избытка воздуха 0,8 концентрация NO₂ составляет 300 мг/м³, при избытке воздуха 1,03-1,07 выход NO₂ находился на уровне 1300 мг/м³. По данным приведенным в работе [25] около 65% NO₂ образуется непосредственно в циклонной камере, а максимум концентрации NO₂ достигается при 1920 К через 0,2 сек. после начала реакции окисления. При этом измерения в выходном сечении камеры, а также вблизи пережима показали, что наибольшие температуры и концентрации кислорода находятся в приосевой области. В работе [86] рекомендации по уменьшению выхода окислов азота при циклонном сжигании мазута сводятся к применению рециркуляции газов, обеспечению двухстадийного сжигания топлива, снижению удельного теплонапряжения, уменьшению диаметра камеры и отказу от осевой подачи воздуха. Применимость некоторых из обозначенных рекомендаций вызывает сомнение, что подтверждено нашими исследованиями.

Известны три отличных друг от друга механизма реакций образования окислов азота при горении топлив и, в соответствии с этим, выделяют три группы окислов. К первой группе относятся окислы азота, образующиеся во фронте пламени. Время их образования очень мало, поэтому иногда их называют «быстрыми». Ко второй группе относятся окислы азота за фронтом пламени, так называемые "термические" окислы, механизм образования которых был разработан более тридцати лет назад. Источником образования оксидов азота становится кислород, не израсходованный на реакции горения водорода и углерода, и являющийся избыточным для рассматриваемого процесса.

В работе [36] показано, что выход "термических" окислов азота определяется исходными концентрациями кислорода и азота, температурой и временем пребывания в зоне генерации. В третью группу входят "топливные"

окислы азота, получающиеся при окислении азотосодержащих соединений, входящих в состав топлива, слабо влияющие на конечную концентрацию NO_2 в продуктах сгорания.

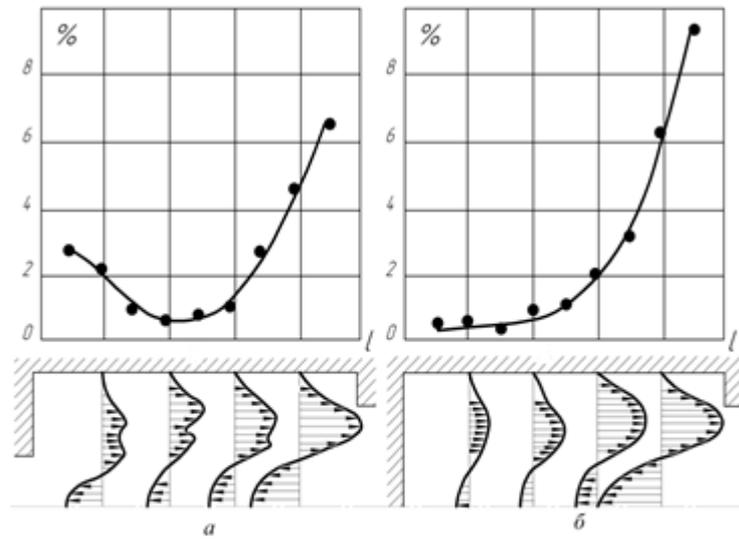


Рис. 8.23

Графики показателя доли осевого обратного тока в камере комбинированной (а) и тангенциальной (б) генерации вихря

Если в обычных камерах в условиях неизотермичности осевой обратный ток становится меньше или совсем исчезает, то в данном случае им можно управлять при горении, используя две зоны эжекции – у переднего торца камеры и в области диафрагмированного выхода из нее. (рис. 8.23). Первая зона эжекции является основной для смешения и газификации топлива, подаваемого через многосопловую форсунку, диаграмма распыла которой отлична от других типов форсунок. Затраты тепла на нагревание аксиально поступающего топлива настолько велики, что температура в этой области снижается до 700 К при уровне 1400 К в зоне активного тепловыделения. Из сопоставления полей температур и концентраций продуктов сгорания в камере и распределения расходов воздуха вдоль камеры, можно дать следующее объяснение изменению выхода NO в зависимости от форсировки камеры сгорания. При низких теплонапряжениях 8-13 МВт/м³ все топливо окисляется в предтопке, и смешение обеспечивает выравнивание температур по его сечению в камере. В тех случаях, когда тепловое напряжение объема комбинированных камер совпадает с данными ис-

В отличие от предтопок только с тангенциальным подводом воздуха [86], комбинированная генерация вихря позволяет рационально использовать эжекционную способность тангенциального и осевого закрученных потоков. Если в обычных камерах в условиях неизотермичности осевой обратный ток становится меньше или совсем ис-

следований на тангенциальных камерах [86], результаты по C_{NO_x} близки по величине. С увеличением теплонапряжения сгорает полностью только часть топлива, причем эта тенденция с ростом q_v сохраняется. В результате наблюдается уменьшение выхода окислов азота с ростом единичной мощности предтопка. Разброс точек на рис. 8.24, то есть изменение концентрации NO_x для разных

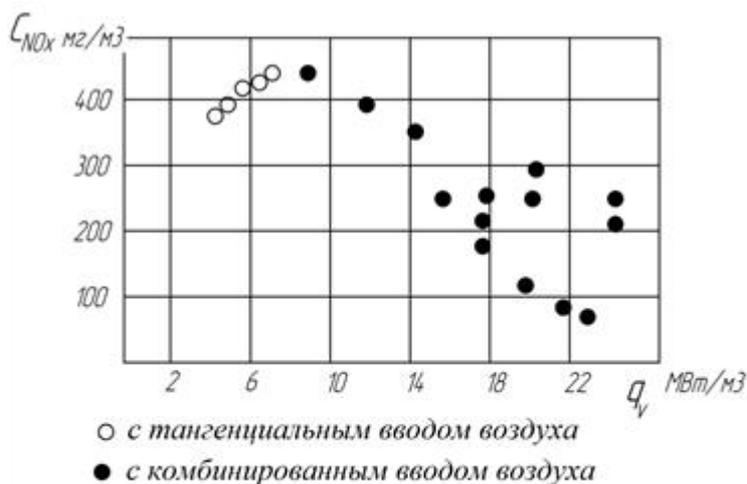


Рис. 8.24

График зависимости концентрации окислов азота в уходящих газах котлов с предтопками от форсировки циклонных камер

предтопков при одинаковых тепловых напряжениях объема, связано с перераспределением доли сжигаемого топлива в предтопке и камере дожига, которой является топка котла. Основными факторами подавления окислов азота в предтопке являются окисление топлива при коэффициенте избытка воздуха меньше 1 и пониженные температуры в ядре потока, что согласуется с выводами работы [36]. Снижение температуры связано с интенсивным турбулентным обменом, обеспечивающим быстрое протекание реакций с затратами теплоты на испарение топлива и окисление углерода до угарного газа. Горение происходит в кольцевом слое выходящего потока, что обеспечивает быстрое удаление продуктов неполного сгорания из объема камеры. Таким образом, время пребывания реагирующих компонентов определяется скоростью их выноса из камеры кольцевым выходным потоком, которая возрастает при форсировке предтопка и так же способствует снижению выхода NO_x . Факторы, определяющие выход окислов азота, взаимосвязаны и их численная дифференциация требует детального исследования кинетики выхода NO_x по длине факела. Однако из рис.8.25 следует, что желательна эксплуатация

предтопков при одинаковых тепловых напряжениях объема, связано с перераспределением доли сжигаемого топлива в предтопке и камере дожига, которой является топка котла. Основными факторами подавления окислов азота в предтопке являются окисление топлива при коэффициенте избытка воздуха меньше 1 и пониженные температуры в ядре потока, что согласуется с выводами работы [36]. Снижение температуры связано с интенсивным турбулентным обменом, обеспечивающим быстрое протекание реакций с затратами теплоты на испарение топлива и окисление углерода до угарного газа. Горение происходит в кольцевом слое выходящего потока, что обеспечивает быстрое удаление продуктов неполного сгорания из объема камеры. Таким образом, время пребывания реагирующих компонентов определяется скоростью их выноса из камеры кольцевым выходным потоком, которая возрастает при форсировке предтопка и так же способствует снижению выхода NO_x . Факторы, определяющие выход окислов азота, взаимосвязаны и их численная дифференциация требует детального исследования кинетики выхода NO_x по длине факела. Однако из рис.8.25 следует, что желательна эксплуатация

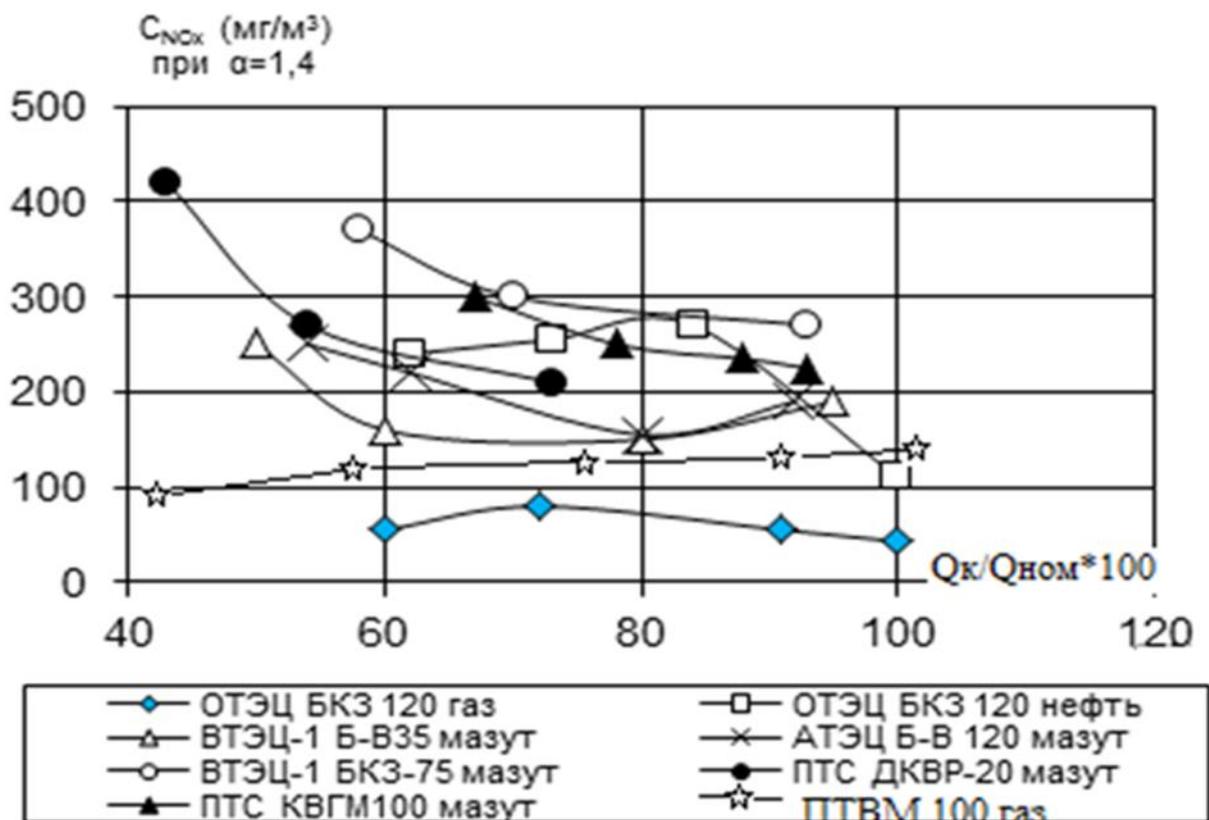


Рис.8. 25

График зависимости концентрации окислов азота от нагрузки котлов.

котлов с предтопками на максимальных нагрузках, а расчет геометрических характеристик для модернизируемых котлов следует выполнять, исходя из объемного теплонапряжения предтопок не меньше 13 МВт/м³. Как показывают данные испытаний, проведенных на различных типах котлов, уровень выбросов NO_x значительно ниже на котлах, оборудованных циклонно-вихревыми предтопками, чем на котлах с горелочными устройствами. На всех модернизированных котлах в диапазоне нагрузок от 70 % до 100 % от номинальной, концентрация NO_x в уходящих газах ниже границы предельно разрешенных концентраций. Наилучшие показатели относятся к котлам с тепловыми форсировками объема топки не более 0,35 МВт/м³. Это еще раз подтверждает правомерность утверждения о влиянии топки на процессы горения в предтопке. Незначительная величина абсолютных значений концентраций оксидов

азота на номинальной нагрузке (150-250 мг/м³) объясняется эффективным участием присосов в процессе дожигания, двухступенчатостью сжигания и высокой равномерностью тепловыделения по всему топочному объему.

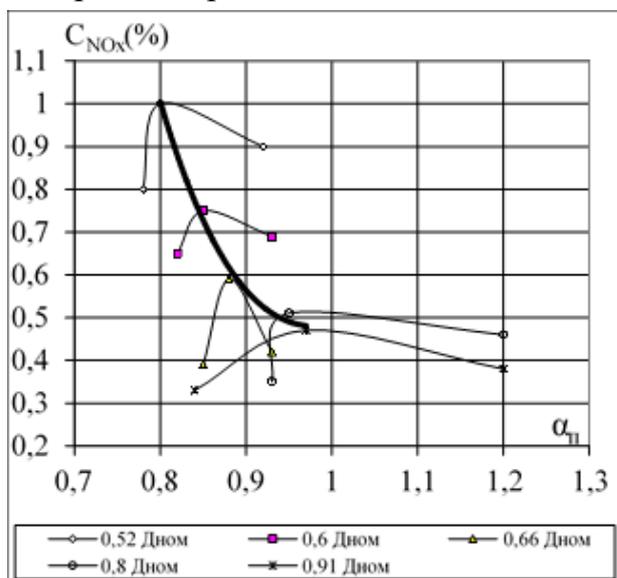


Рис. 8.26

График изменения концентрации NO_x от избытка воздуха в предтопке и нагрузки котла.

Образование оксидов азота в зависимости от коэффициента избытка воздуха в предтопке носит экстремальный характер (рис.8.26). Вид кривых качественно не отличается от аналогичных зависимостей при горелочном сжигании. Максимум концентрации оксидов азота соответствует максимальной температуре в факеле при определенном значении $\alpha_{п}^{кр}$, индивидуальном для каждого конкретного случая. Уменьшение

коэффициента избытка воздуха менее критического приводят к увеличению газификации в предтопке, а рост избытка более $\alpha_{п}^{кр}$ – к простому разбавлению продуктов сгорания. И в первом и во втором случаях снижается общий уровень температур в камере сгорания. Наиболее сильное влияние недостатка окислителя на процесс формирования NO_x подтверждается увеличением градиента кривых слева от $\alpha_{п}^{кр}$.

На котлах БКЗ-75МЦ, КВГМ-100МЦ, КВГМ-20МЦ, опробовано влияние впрыска воды в камеру сгорания предтопка на образование NO_x при сжигании мазута. Впрыск производился по центральному каналу многосопловой центробежной форсунки [73]. Наибольший эффект удалось получить на котле КВГМ 20, максимальное снижение концентрации оксидов азота составило 35

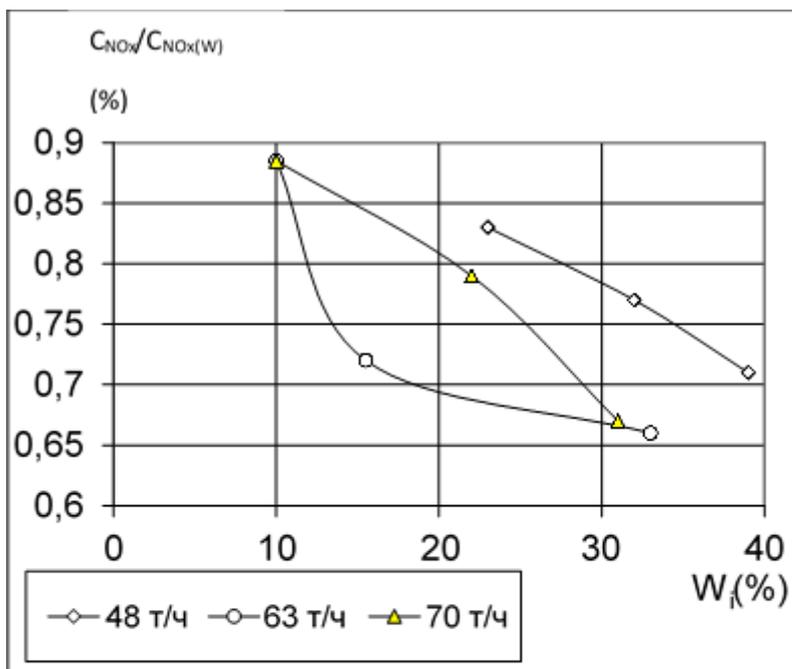


Рис.8.27

График изменения относительной величины C_{NOx} от доли впрыска воды и паропроизводительности котла.

%. На котлах КВГМ100 и БКЗ 75 (рис. 8.27) за счет впрыска воды C_{NOx} уменьшилась, в среднем, на 15 – 25 % [122].

Воздействие рециркуляции дымовых газов на концентрацию оксидов азота исследовано в работе [25]. Процентное отношение подмешиваемых газов должно находиться в диапазоне от 8 до 12 % (рис. 8.28), при этом содержание NO_x уменьшается, максимум, на 15 %.

Значение концентрации NO_x можно определить по зависимости

$$C_r^{NOx} = (1 - 0,0203 r) C_o^{NOx}, \text{ мг/м}^3, \quad (8.17)$$

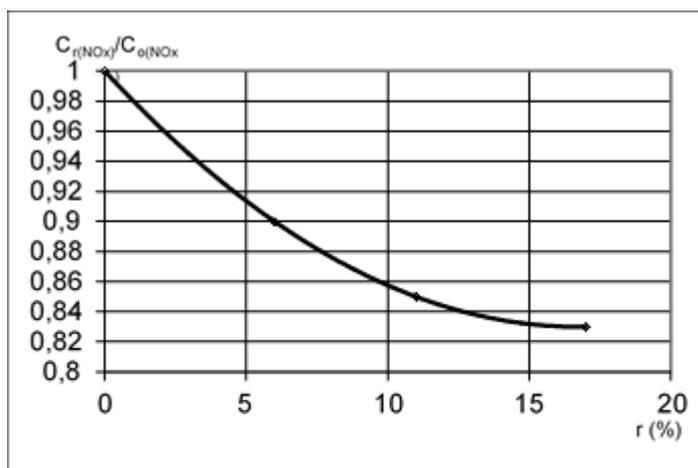


Рис. 8.28

График зависимости относительной концентрации оксидов азота от доли рециркуляции дымовых газов

где C_o^{NOx} -концентрация NO_x без рециркуляции;
 r – массовая доля рециркулирующих газов.

Необходимо отметить, что дымовые газы подмешивались перед всасывающим патрубком вентилятора. Требуется специальное исследование, которое позволит определить оптимальные зоны

для ввода газа. Также необходимо использовать центральную зону эжекции для рециркуляции.

Циклонно-вихревой способ сжигания газа так же имеет принципиальное отличие от традиционного горелочного, как в части тепловых напряжений, так

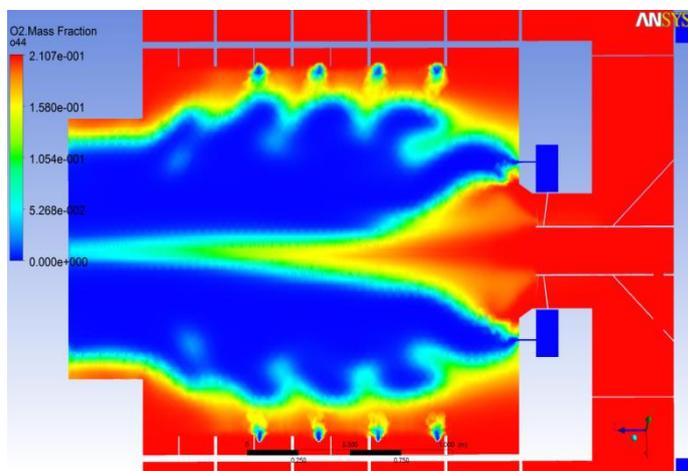


Рис.8.29

Диаграмма распределения кислорода в объеме камеры сгорания предтопка при сжигании природного газа

и в способе организации смесеобразования, т.к. вся рабочая поверхность камеры сгорания охлаждается воздухом, подающимся на горение ступенчато с постоянным дефицитом. Заложенное в конструкцию распределение воздуха (рис.8.29) четко согласовано с распределением топлива (рис.8.30), и исключает возникновение возможных зон

генерации окислов азота. Расчеты, проведенные с использованием математического моделирования, позволяют на стадии конструирования решить эту задачу. Благодаря эффективному распределению топлива и воздуха в предтопках процессы смесеобразования и газификации горения практически полностью завершаются, и в топочную камеру поступают догорающие газы с минимальным содержанием продуктов недожога. При такой схеме организации топочного процесса существенно снижаются максимальные локальные тепловые потоки на экраны, что также снижает вероятность образования NO_x в топке котла [121].

Известно несколько способов подавления NO_x посредством различных конструктивных (тепловое напряжение, геометрические формы топочной камеры и размещение горелок, степень и характер экранирования, формы горелок и форсунок и т.п.) и режимных (избыток воздуха, распределение воздуха, режима работы форсунок, подогрев воздуха, нагрузка.) факторов.

При проведении испытаний по снижению окислов азота на котлоагрегатах КВГМ-100 для снижения концентрации NO_x использован

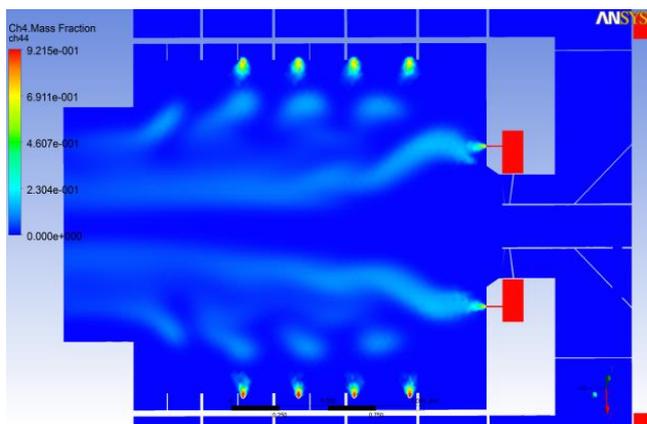


Рис. 8.30

Диаграмма распределения CH_4 в камере сгорания предтопка

впрыск воды через 13 сопловую форсунку с давлением воды от 0,5 до 1,5 кгс/см² с расходом воды до 600 кг/ч.

Подавление окислов азота на котле КВГМ-100, показанное на рис. 8.31, достигается впрыском небольшого количества воды через форсунку резервного топлива, что способствует ее

охлаждению и снижению выхода окислов азота. Моделирование впрыска воды в циклонную камеру является очень сложной задачей и поэтому был проведен натурный эксперимент [121,122].

Снижение концентрации NO_x на котле ПТВМ-100 (рис.8.31) достигается в результате проведения наладочных мероприятий при различных нагрузках с корректировкой объемов газа между осевым, торцевым и тангенциальным вводами. Анализируя результаты измерений, проведенных на котлах КВГМ-100, ПТВМ-100 при сжигании природного газа, можно сделать вывод о необходимости точного регулирования в процессе пуско-наладочных мероприятий расходов газа через сопла, расположенные тангенциально в камере сгорания, и тем самым добиваться минимального выхода NO_x в определенном диапазоне нагрузок от 70 до 100 %.

Для глубокого подавления окислов азота на 15-20 % рекомендуется использовать наладочные мероприятия с впрыском воды в предтопок и рециркуляцию дымовых газов с введением их в зону максимальных температур, т.е. в среднюю обечайку предтопка, где происходят основные реакции с образованием NO_x .

Замеры NOx на различных котлах показали, что в сравнении с котлами такого же типа, оснащенными обычными вихревыми горелками, выход NOx меньше в среднем на 30 %. На всех без исключения котлах с циклонными предтопками отмечено увеличение срока безаварийной эксплуатации поверхностей нагрева, что связано в первую очередь с обеспечением условия минимального образования сернистого ангидрида, ввиду малых избытков воздуха и наличия стадии дожигания в топке котла. Структура пористых, а не липких трудноудаляемых налетов так же способствует равномерному рассеянию окислов ванадия, снижая вероятность его залповых выбросов [126].

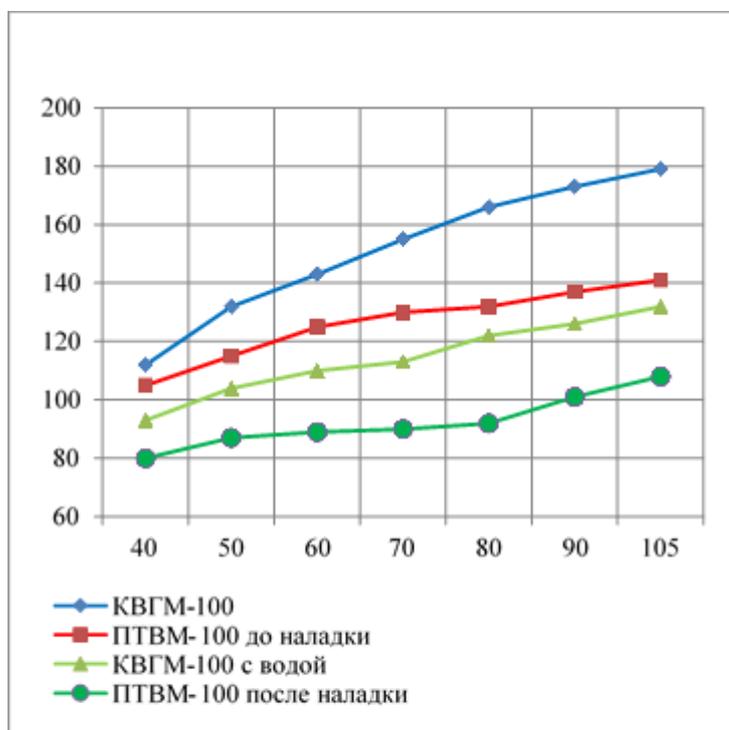


Рис. 8.31

График зависимости концентрации окислов азота от нагрузки на котлах с предтопками при сжигании газа

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выявлены принципиальные недостатки котлов, изготовленных с циклонными предтопками, имеющими водяное охлаждение, вывод которых из эксплуатации приостановил на годы внедрение перспективной циклонно-вихревой технологии сжигания топлива.

2. Установлены особенности аэродинамической структуры концентрированного вихревого движения в цилиндрической камере, которые заключаются: в наличии в пристенной зоне «потенциального кольца», сформированного многосопловым вводом; в совпадении области наилучшего смешения потоков с радиусом максимума центробежной напряженности, разделяющей зоны избыточного давления и разрежения; в минимальном аэродинамическом сопротивлении предтопка с заданной круткой потока, при тангенциально-аксиальном вводе воздуха от общего нагнетателя.

3. Определены безразмерные расчетные зависимости параметров закрученного потока от турбулентной структуры, геометрии и формпараметра m : в пристенной зоне - ее протяженности и коэффициента сохранения скорости; в турбулентном ядре - профили скорости, перепады давления, аэродинамическое сопротивление в характерных сечениях камеры с комбинированным вводом воздуха, хорошо согласующиеся с опытными данными.

4. Разработана методика аэродинамического расчета осредненных параметров закрученного потока в объеме предтопка с разделением его по критерию устойчивости Рэлея на пристенную зону и турбулентное ядро потока. Получены полуэмпирические и эмпирические зависимости, включающие основной безразмерный формпараметр m камеры, характеристику крутки через радиальное и осевое числа Россби, в отличие от общепринятого геометрического параметра S . Показана хорошая сходимость результатов расчета с экспериментальными данными холодных и горячих продувок вихревой камеры.

5. Предложен многосопловой центробежный распыл жидкого топлива, тангенциальная и торцевая раздача газа, позволяющие в сочетании со

структурой воздушного вихря использовать для горения переднюю часть камеры, а не только область у ее пережима.

6. Предложена корректировка теплового расчета топки через параметр температурного поля M , учитывающая уменьшение степени неизотермичности среды в пристенной области, основанная на выявленных особенностях развития факелов при различной компоновке предтопок, обобщающая промышленные испытания всех модернизированных котельных установок и позволяющая проводить модернизацию с максимальной эффективностью, подтвержденная испытаниями на реконструированном котле ПТВМ-30 с увеличением его теплопроизводительности на 20 % при установке двух предтопок.

7. Разработаны рекомендации по применению усовершенствованной технологии циклонно-вихревого сжигания различных видов топлива для модернизации котлов, с учетом конструктивных параметров, единичной мощности, количества и компоновки предтопок, а так же снижения вредных выбросов в окружающую среду.

8. На конструктивные характеристики предтопка и его элементы получены патенты и сертификат на изготовление котельными заводами ЦВП единичной мощности 25, 35 и 65 МВт (Приложение №8, №9). ЦВП взяты за основу модернизации действующих паровых и водогрейных котлов различного типа. При этом, за счет достоинств ЦВП изменялись конструкции котлов: демонтировались воздухоподогреватели, устанавливались дополнительные поверхности нагрева не только в хвостовой части, но и в топке котла при замене нескольких горелок на один предтопок

9. Опыт длительной эксплуатации шестидесяти модернизированных котлов двадцати четырех типов в энергосистемах ДФО, производственных и муниципальных котельных показал перспективность внедрения циклонно-вихревой технологии в котельной технике, что подтверждается увеличением их теплопроизводительности, экономичности и значительным снижением вредных выбросов за счет двухступенчатого сжигания топлива. Так как, предтопки просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, то модернизация котлов не требует значительных затрат.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамович Г.Н. Теория центробежной форсунки. – В кн.: Промышленная аэродинамика. М., БНТ ЦАГИ, 1944, с.18-26.
2. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: Физматгиз, 1960. 716 с.
3. А.с. 1508048 СССР, МПК⁷ F 23 С 5/32 Циклонный предтопок / А.Н. Штым, В.А.Рудницкий // Владивосток. НИС ДВПИ им. В.В. Куйбышева №4276974/24-06 ; заявл. 06.07.1987 опубл. 15.09.1989, Бюл.№34.-4 с.
4. А.с. 2335486 СССР, МПК⁷ F 23 Способ работы топки / Е.Г. Воротников, В.В. Померанцев, Ф.З. Финкер (СССР). – 2.07.1976, Бюл.№ 24.-2с.
5. А.с. 288218 СССР, МПК⁷ F 23 Вихревая топка / Н.В. Голованов, В.В. Померанцев (СССР). – 6.03.1961, Бюл.№ 36.-2с.
6. А.с. 340836 СССР, МПК⁷ F 23 Вихревая топка / В.В. Померанцев (СССР). – 6.03.1972, Бюл.№ 22.-2с.
7. А.с. 941787 СССР, МПК⁷ F 23 С 5/32 Воздухоподающий узел циклонно-вихревой камеры / А.Н. Штым, В.А.Рудницкий // Владивосток. НИС ДВПИ им. В.В. Куйбышева опубл. 02.04.1982, Бюл.№82.-4 с.
8. Алексеенко С.В., Куйбин П.А., Окулов В.А. Введение в теорию концентрированных вихрей.-Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2007.-504 с.
9. Алексеенко С.В., Бурдуков А.П., Дектерев А.А., Маркович Д.М., Шторк С.И. Физическое и математическое моделирование аэродинамики и горения в топочных камерах энергоустановок. Теплоэнергетика № 9, 2011 г., с.67-72.
10. Алимов Р.З. и др. К вопросу оценки степени закрутки поступательно-вращательных движущихся потоков. – В кн.: Вихревой эффект и его промышленное применение. Куйбышев, 1981, с.333-337.
11. Андронов А. А., Волошин В. М., Дурманов Е. Г., и др. Первые итоги наладочных и исследовательских работ на газомазутном парогенераторе с подовой компоновкой горелок. Теплоэнергетика № 7, 1977 г., с.38-42.

12. Ахмедов Р.Б. и др. Аэродинамика закрученной струи. М.: Энергия, 1977. 240 с.
13. Балугев Е.Д., Троянкин Ю.В. Исследование аэродинамической структуры газового потока в циклонной камере. – Теплоэнергетика, 1967, № 1, с.63-65.
14. Басаргин А.П., Иванов С.А., Карпенко Е.И., Карпенко Ю.Е. Технология сжигания угля в плазменно-циклонной топливной системе. – Вестник ВСГУТУ, 2010, №3 (30). С.58-63.
15. Бузников Е.Ф., Роддатис К.Ф., Берзинш Э.Я. Производственные и отопительные котельные. –М.: Энергоатомиздат.1984.-248 с.
16. Бухман М.А. Экспериментальное исследование аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонной камере с распределенным по периметру подводом воздуха. Канд.дис. – Алма-Ата, 1970.
17. Витман Л.А., Кацнельсон Б.Д., Палеев И.И. Распыливание жидкости форсунками. –М.-Л.: Госэнергоиздат. 1962.- 264 с.
18. Волков Е.В., Потапов В.Н., Брагин С.И. Влияние вдува через проницаемую стенку на аэродинамику закрученного потока в цилиндре. – В кн.: Вихревой эффект и его промышленное применение. Куйбышев. 1981, с.376-377.
19. Волчков Э.П., Смутьский И.И. Аэродинамика вихревой камеры со вдувом по боковой поверхности (экспериментальное исследование). Новосибирск, 1979. – 30 с. (Препринт СО АН СССР ИТФ; 38-79).
20. Вулис Л.А., Устименко Б.П. К вопросу об аэродинамической схеме потока в циклонной камере. – Вестник АН КазССР, 1954, № 4, с.89-97.
21. Вулис Л.А., Устименко Б.П. Об аэродинамике циклонной топочной камеры. – Теплоэнергетика, 1954, № 9, с.3-10.
22. Высокоэффективные огневые процессы / под ред. М.А. Наджарова. – М.: Энергия, 1967.-295 с.

23. Гешева Е.С., Литвинов И.В., Шторк С.И., Алексеенко С.В. Анализ аэродинамической структуры закрученного течения в моделях вихревых горелочных устройств. Теплоэнергетика № 9, 2014 г., с.33-41.
24. Гиневский А.С. Теория турбулентных струй и следов. Интегральные методы расчета. М., Машиностроение, 1969. 400 с.
25. Глебов В.П., Мотин Г.И., Яхтилевич Ф.М., Федюнин И.А. Образование окислов азота в продуктах сгорания при циклонном сжигании мазута. – Теплоэнергетика, 1975, №4, с.9-12
26. Головатый, С.В. Моделирование горения газа в циклонно-вихревом предтопке /С.В. Головатый, К.А. Штым, Т.А. Соловьева // Научное обозрение. – 2013. - № 6. – С. 56-62
27. Гольдштик М.А. Вихревые потоки. Новосибирск.: Наука. 1981. – 364 с.
28. Гольдштик М.А., Леонтьев А.К., Палеев И.И. Аэродинамика вихревой камеры. – Теплоэнергетика, 1961, № 2, с.40-45.
29. Григорьев К.А. Опыт низкотемпературного вихревого сжигания различных видов топлива в котле БКЗ-120-138 Кировской ТЭЦ-4 /К.А. Григорьев, В.Е. Скудицкий и др. // Электрические станции, 2010, № 4, с 9-13
30. Гринспенн Х. Теория вращающихся жидкостей. – Л.: Гидрометеиздат, 1975. – 303 с.
31. Деветерикова М.И. Исследование влияния шероховатости внутренней поверхности и торцевых перетечек на аэродинамику циклонно-вихревых камер. – Канд.дис. – Л., 1971.
32. Джозеф Д. Устойчивость движений жидкости. М.: Мир, 1981. – 638 с.
33. Дитякин Ю.Ф., Клячко Л.А., Новиков Б.Ф., Ягодкин В.И. Распыливание жидкостей. М.; Машиностроение, 1977. – 208 с.
34. Дорогов Е. Ю., Артемьев Р. В. Исследование теплообмена в топке модернизированного котла ПТВМ-180МЦ // Тезисы докладов XXXVII научно-технической конференции ДВГТУ. Владивосток: ДВГТУ, 1997. С.

35. Дорогов Е.Ю. Исследование теплообмена в топках котлов с циклонными предтопками ДВГТУ: дис. канд. техн. наук: Владивосток, 2000. - 210 с.
36. Зельдович А.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Ф.А. Окисление азота при горении. – М. : Изд-во АН СССР, 1946. -146 с.
37. Жихар, Г.И. Влияние режимных факторов на теплообмен в топке газомазутного котлоагрегата с циклонными предтопками/ Г.И.Жихар, Н.Б. Карницкий // Промышленная энергетика. – 1981. – № 7. – С.33-35.
38. Жигула, В.А. Исследование газодинамики циклона: Канд.дис./ В.А. Жигула - Днепропетровск, 1982.
39. Иванов С.А. Повышение эффективности работы теплоэнергетического оборудования электростанций в энергосистемах с преобладающей долей ТЭЦ за счет совершенствования тепловых схем и режимов работы (на примере Забайкальского края). дис. док. техн. наук.- Чита, 2011.-452с.
40. Иванов Ю.В., Канцельсон Б.Д., Павлов В.А. Аэродинамика вихревой камеры. – В кн.: Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах. М.: ГЭИ, 1958, с.100-114.
41. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
42. Калишевский Л.Л. Исследование аэродинамики циклонной топки при горении. – Канд.дис. – М., 1958.
43. Карасев Е.П. Определение доли конвективного тепловосприятия в топке (судовых котлоагрегатов) судостроение, № 10, 1974 г., с. 18-21.
44. Кендысь П.Н. О теплообмене в топках паровых котлов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кан. техн. наук, ЦКТИ, Л., 1947, с. 20.
45. Кнорре Г.Ф. Топочные процессы. М.-Л.: ГЭИ, 1959, - 396 с.
46. Коваль В.Н., Михайлов С.Л. Распределение скоростей и давления жидкости в вихревых камерах. – Теплоэнергетика, 1972, № 2, с.25-28.
47. Котлер, В.Р. Развитие технологий факельного и вихревого сжигания твердого топлива/ В.Р. Котлер//Теплоэнергетика. – 1998. – №1. – С.67-72.

48. Круглов, Б.И. Испытания головного газомазутного котла ТГМП-314Ц с циклонными предтопками/ Б.И. Круглов, Б.Д. Кацнельсон, Ю.Л. Гуськов // Электрические станции. . – 1979 – № 5. – С.19-22.
49. Красинский Д.В., Саломатов В.В., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Шадрин Е.Ю., Аникин Ю.А. Моделирование топочных процессов при сжигании распыленного угля в вихревой топке усовершенствованной конструкции. Часть 1. Аэродинамика течения в вихревой топке. Теплоэнергетика № 2, 2015 г., с.41-46. DOI:10.1134/S0040363615020046.
50. Красинский Д.В., Саломатов В.В., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Шадрин Е.Ю., Аникин Ю.А. Моделирование топочных процессов при сжигании распыленного угля в вихревой топке усовершенствованной конструкции. Часть 2. Горение бурового угля КАБ в вихревой топке. Теплоэнергетика № 3, 2015 г., с. 54-61. DOI:10.1134/S0040363615030054.
51. Кулагин Л.В., Морошкин М.Я. Форсунки для распыливания тяжелых топлив. –М.: Машиностроение.1973.-200 с.
52. Кутателадзе, С.С. Анализ подобия в теплофизике/ С.С. Кутателадзе – Новосибирск: Наука, 1982. - 280 с.
53. Латкин А.С. Вихревые процессы для модификации дисперсных сред. Владивосток: Дальнаука, 1998, 191 с.
54. Лебедев В.И., Шкляр Я.В. К расчету теплообмена в котельных топках. - В кн.: Труды Красноярского политехнического института, Красноярск, 1970, вып. 27, с. 42-47.
55. Леонтьев А.К. Исследование движения нагреваемого материала и теплоносителя в вихревой нагревательной камере. – Канд.дис. – Л., 1959.
56. Лукьянович Т.К. Исследование аэродинамики перефирийной зоны циклонно-вихревых камер. – Канд.дис. – Л., 1974.
57. 86. Ляховский Д.Н. Аэродинамика циклонной топки. – Инф.письмо № 162 ЦКТИ, 1956. Машгиз, - 24 с.

58. Ляховский Д.Н. Некоторые результаты предварительных опытов по исследованию аэродинамики циклонной топки. – Котлотурбостроение, 1951, № 6.
59. Магидей П.Л. Теплопередача в энергетических топках при регулировании топочными методами.- В кн.: Энергетика, Известия ВУЗов, Минск, 1976, № 8, с. 63-79.
60. Маршак Ю.Л. Топочные устройства с вертикальными циклонными предтопками. –М.-Л.: Энергия. 1966. –320 с.
61. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. – 183 с.
62. Митор, В.В. Теплообмен в топках паровых котлов/ В.В. Митор, - М., Машгиз, 1963.- 180 с.
63. Наджаров М.А., Глебов В.П., Эскин Ч.Б., Николаева С.А., Соломатина Г.В., Гарных В.А. Основные результаты эксплуатации на мазуте котла ПК-41 с циклонными предтопками. Теплоэнергетика, 1972, № 4.
64. Нахапетян Е.А. Исследование аэродинамики циклонной топки на холодном стенде. – Канд.дис. М., 1952.
65. Нахапетян Е.А. Исследование аэродинамики циклонной топки на натурной модели. – Теплоэнергетика, 1954, № 9, с.10-16.
66. Одельский Э.Х., Кудряшов Л.И. Гидродинамическое исследование вихревых топок круглого сечения. – Труды Куйбышевского Инд. института, 1947.
67. Отс А.А., Рандман Р.Э. Влияние неизотермичности на условиях теплообмена в топках. - В кн.: тепло- и массоперенос, т. 2, 4.2, Минск, 1972, с. 415-424.
68. Овчинников Ю.В., Серант Ф.А., Цепенюк А.И. Исследование конструктивно-компоновочных параметров циклонных предтопок для сжигания кавитационного жидкого топлива, Научный вестник Новосибирского государственного технического университета- 2013. №4. С. 154-164.

69. Пат. 2184318 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 11/00, Вихревая горелка / А.Н. Штым, В.А. Упский, К.А. Штым, Е.Ю. Дорогов // Владивосток. АННО Центр МКТ №2000130839/06 ; заявл. 08.12.2000 опубл. 27.06.2002, Бюл.№30 4 с.
70. Пат. 2190154 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 5/32, 1/10, Циклонный предтопок (варианты, угольный) / А.Н. Штым, К.А. Штым, В.А. Рудницкий и др. // Владивосток. АННО Центр МКТ №2000126373/06 ; заявл. 19.10.2000 опубл. 27.09.2002, Бюл.№27 10 с.
71. Пат. 2172474 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 F 1/20, Способ измерения расхода газа и жидкости, например в газопроводах / А.Н. Штым, В.А. Рудницкий ; Владивосток. АННО Центр МКТ №99115537/28 ; заявл. 21.07.1999 опубл. 20.08.2001, Бюл.№23 6 с.
72. Пат. 2182280 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 5/32, F 23 L 15/00, Способ работы котельной установки / А.Н. Штым, В.А. Рудницкий // Владивосток. АННО Центр МКТ №2000106710/06 ; заявл. 20.03.2000 опубл. 10.05.2002, Бюл.№13 8 с.
73. Пат. 2173815 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 11/00, Способ снижения концентрации оксидов азота в отходящих дымовых газах при сжигании углеводородного топлива и форсунка для осуществления способа / А.Н. Штым, В.А. Упский // Владивосток. АННО Центр МКТ №99122626/06 ; заявл. 27.10.1999 опубл. 20.09.2001, Бюл.№26 10 с.
74. Пат. 2239127 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 1/02, 1/04, Устройство для одновременного или попеременного сжигания кускового с другим видом топлива / К.А. Штым, Д.Н. Балабин, В.И. Сухинин // Владивосток. АННО Центр МКТ №2003109351/06 ; заявл. 27.04.2003 опубл. 27.10.2004, Бюл.№30 10 с.
75. Пат. 1508048 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 5/32 Циклонный предтопок / А.Н. Штым, В.А. Рудницкий // Владивосток. АННО Центр МКТ №4276974/24-06 ; заявл. 06.07.1987 опубл. 15.09.1989, Бюл.№34 4 с.

76. Пат. 2194938 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 5/32, 1/10, Пневмоимпульсная установка / К.А Штым, Е.Ю. Дорогов. // Владивосток. АННО Центр МКТ №2000126373/06 ; заявл. 20.12.2002 опубл. 27.09.2002, Бюл.№27 10 с.
77. Пат. 2443940 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 1/8, F 23 C 7/02, F 23 C 5/32 Циклонный предтопок / А.Н. Штым, К.А. Штым. Владивосток. АННО Центр МКТ №2010138883/06 ; заявл. 21.09.2010 опубл. 27.02.2012, Бюл.№6 11 с.
78. Пиралишвили Ш.А., Вихревой эффект, том 1. (физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование) / – М.: ООО «Научтехиздат», 2013. – 344 с.
79. Пол.модель. 12215 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 11/00, Торцевая вихревая камера циклонного предтопка и воздухоподающий узел / К.А. Штым // Владивосток. АННО Центр МКТ №99122626/06 ; заявл. 10.03.1998 опубл. 20.05.1999, Бюл.№21 2 с.
80. Пол.модель. 13687 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 Q 7/00, Запальное устройство / К.А. Штым, Дорогов Е.Ю. // Владивосток. АННО Центр МКТ №2000100066/20 ; заявл. 05.01.2000 опубл. 10.05.2000, Бюл.№13 1 с.
81. Пол.модель. 22220 Российская Федерация, МПК⁷ F 23 C 11/00, Комбинированная форсунка / А.Н Штым, В.А.Упский, М.В.Упский // Владивосток. АННО Центр МКТ №2001133874/20 ; заявл. 13.12.2001 опубл. 10.03.2002, Бюл.№7 1 с.
82. Престон Д. Определение турбулентного поверхностного трения при помощи трубок Пито. – В кн.: Механика. М.: ИЛ, 1955, с.64-83.
83. Развитие вихревых и циклонных способов сжигания тяжелых жидких топлив. Труды ЦКТИ, выпуск 132, - Л.: ЦКТИ, 1975.
84. Роцин В.М. Алгоритм обработки на ЭВМ данных пневмометрических измерений вектора скорости в закрученном потоке. – В кн.: Эффективность теплоэнергетических процессов.- Владивосток, 1981, вып.№3, с.104-109.

85. Рошин В.М. Исследование и техническое использование особенностей аэродинамики приосевой зоны вихревых камер.-диссер. Канд. Техн. наук.-Владивосток, 1987.
86. Руденков Б.М. Исследование процессов горения, теплообмена и образование окислов азота при циклонном способе сжигания мазута. Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Минск. 1982 г., с. 192.
87. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. Л.: ЛГУ, 1982. – 239 с.
88. Саломатов В.В., Красинский Д.В., Аникин Ю.А., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Х. Энхжаргал. Экспериментальное и численное исследование аэродинамических характеристик закрученных потоков в модели вихревой топки парогенератора. ИФЖ. Т.85, № 2, 2012 г., с. 266-276.
89. Серант Ф.А. Котел с кольцевой топкой для энергоблока 660 МВт для энергоблока на суперсверхкритические параметры при сжигании бурых шлакующих углей/ Ф.А. Серант, И.Ю. Белоруцкий и др. // Теплоэнергетика. – 2013. - №12. – С. 16-22
90. Серант Ф.А. Разработка и исследование кольцевой топки, ее промышленное внедрение и испытания на котле паропроизводительностью 820 т/ч. Дисс. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук. Новосибирск, 1999.
91. Сидоров М.И., Завирухо В.Д., Розенгауз Б.М. Исследование теплообмена в топке газомазутного котла с камерой сгорания при двухступенчатом сжигании топлива. Промышленная энергетика, 1977, № 9, с. 37-40.
92. Смутьский И.И. Исследование гидродинамики вихревых камер. – Канд.дис. – Новосибирск, 1979.
93. Смухнин П.Н., Коузов П.А. Центробежные пылеотделители-циклоны. Л.-М.: ОНТИ, 1935.
94. Страхович К.И. Прикладная газодинамика. Л.-М.: ОНТИ, 1937, - 300 с.

95. Сухинин В.И. Исследование особенностей теплообмена в топках котлов малой мощности при различной организации сжигания бурого угля. Автореферат дис... канд. техн. наук. -Л. 1981-16с.
96. Теория топочных процессов. / Под ред. Г.Ф.Кнорре, И.И.Палеева. М.-Л., Энергия, 1966. – 491 с.
97. Тепловой расчет котельных агрегатов. (Нормативный метод). - М.: Энергия, 1973. - 295 с.
98. Тагер С.А., Талума Р.Ю., Калмару А.М., Казакова Н.А. Исследование двухступенчатого циклонного сжигания высокосернистого мазута с подавлением образования NO_2 и SO_3 . – Теплоэнергетика, 1976, №12, с.34-39.
99. Упский, В.А. Исследования и опыт применения многосопловых центробежных форсунок / В.А. Упский, К.А. Штым, М.В. Упский // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 31-41
100. Устименко В.П. Исследование аэродинамики потока в топочной циклонной камере. – Канд.дис. – Алма-Ата, 1954.
101. Устименко В.П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях. – Алма-Ата: Наука, 1977. – 228 с.
102. Федяевский К.К., Гиневский А.С., Колесников А.В. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости. Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.
103. Циклонные топки / Под ред. Г.Ф.Кнорре, М.А.Наджарова. М.: ГЭИ, 1958. – 216 с.
104. Чинь Ко-фа. Экспериментально-теоретическое исследование турбулентной структуры потока в циклонной камере. – Канд.дис. М., 1962.
105. Шершнева А.А. Пневматические топки ЦКТИ системы Шершнева для котлов малой мощности. – М.-Л.: Машгиз, 1954. – 104 с.

106. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. – 742 с.
107. Штым А.Н. Аэродинамика циклонно-вихревых камер: монография.- Владивосток.: Изд-во ДВГТУ, 1985.-200 с.
108. Штым А.Н., Башаров Ю.Д., Рудницкий В.А., Штым К.А., Дорогов Е.Ю., Маняхин Ю.И. Исследование и опыт внедрения циклонно-вихревого сжигания топлива. В сб. «Материалы зонального совещания по вопросам сжигания местных низкосортных углей, мазута, газа....» Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 1999 г. С. 28-38.
109. Штым А.Н., Воротников Е.Г., Распутин О.В., Штым К.А. Опыт освоения вихревой технологии сжигания твердого топлива. // Энергетик.-2011.№9.- с. 23-25
110. Штым А.Н., Михайлов П.М. К аэродинамике закрученного потока в циклонно-вихревых камерах. – Изв.вузов. Энергетика, 1965, № 11, с.50-53.
111. Штым А.Н., Штым К.А., Дорогов Е.Ю. Котельные установки с циклонными предтопками. Владивосток: Изд. дом Дальневосточ. федер. ун-та, 2012.-421 с.
112. Штым А.Н. Рудницкий В.А. и др. Повышение эффективности работы водогрейных мазутных котлов за счет применения воздухоохлаждаемых предтопков ДВПИ // Электрические станции.- 1989.№8.-с.78-81
113. Штым А.Н., Рудницкий В.А., Штым К.А., Дорогов Е.Ю., Маняхин Ю.И. Модернизация паровых и водогрейных котлов путем внедрения циклонных предтопков. В сб. «Материалы совещания теплотехнических кафедр Сибири и Дальнего Востока»: Институт теплофизики СОАН, Новосибирск 1999 г.
114. Штым А.Н., Рудницкий В.А., Казмерковский В.И, Штым К.А, Доценко Л.Ф. Перевод котла БКЗ-120-100ГМ на сжигание газа и нефти-сырца в воздухо-охлаждаемых циклонных предтопках.// Электрические станции.- 2000.№6.-с. 20-22

115. Штым А.Н., Штым К.А. Модернизация паровых и водогрейных котлов с установкой циклонных предтопок для сжигания мазута и газа.// Энергетик.-2010.№10.-с.25-28
116. Штым, К.А. Модернизация котлов КВГМ-100-150 на циклонно-вихревое сжигание газа / К.А. Штым, Т.А. Соловьева // Теплоэнергетика. – 2015. - №3. – С. 48-50
117. Штым, К.А. Особенности теплообмена в топках котлов с вихревыми предтопками / К.А. Штым, Е.Ю. Дорогов, Т.А. Соловьева. // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 13-22.
118. Штым, К.А. Установки когенерации на о. Русский / К.А. Штым, А.К. Полей // Энергетик. – 2015. - №1. – С. 11-13
119. Штым, К.А. Исследование аэродинамики в топке котла с циклонно-вихревыми предтопками / К.А. Штым, С.В. Головатый, А.В. Лесных // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 23-30
120. Штым, К.А. Котельные установки с топливно-реверсивными циклонно-вихревыми предтопками / К.А. Штым // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 3-12
121. Штым, К.А. Анализ влияния третичного дутья на образование оксидов азота в топке котла БКЗ-210-140 / К.А. Штым, С.В. Головатый, А.В. Лесных // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 75-80

122. Штым, К.А. Снижение выбросов окислов азота в котлах с циклонно-вихревыми камерами / К.А. Штым // Научное обозрение. – 2013. - №1. – С. 143-148
123. Штым К.А Модернизация паровых и водогрейных котлов на основе циклонного сжигания мазута. В сб. «Подготовка кадров и экологические проблемы энергетики» Екатеринбург: Изд-во УГТУ, 1997 г.- С.91-93.
124. Штым К.А. Оптимизация работы циклонно-вихревых предтопок на котле ДЕ 25-24/380 АО «Приморский сахар». В сб. «Труды ДВГТУ № 120» Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 1998 г. С. 80-84.
125. Штым К.А. Анализ снижения срока службы поверхностей нагрева на котлоагрегатах ПТС АО Дальэнерго. В сб. «Вологдинские чтения» Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 1998 г. С.31-33.
126. Штым К.А. Модернизация и исследование паровых и водогрейных котлов с циклонными предтопками ДВГТУ. дис. канд. техн. наук.- Владивосток, 2000.-250с.
127. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1970. – 330 с.
128. Юдаков А.А. Закрученные газодисперсные потоки в технологических аппаратах. Владивосток: Дальнаука, 2000. 278 с.
129. Ekman V.W. On the influence of the earth`s rotation on ocean currents. – Ark. Mat. Astr., 1905, vol.2, p.1-52.
130. Howard L.N. Fundamentals of the theory of rotating fluids. – J. Appl. Mech., 1963, vol.30, p.481-185.
131. Pat. 6,021,724 United States, Int. Cl.⁷ F23D 1/02; F22B 37/00, Cyclone furnace for retrofit applications / Manvil O. Dahl and oth. // New Orleans. Babcock & Wilcox Company; McDermott Technology, Inc., Appl № 08/966,110; filed: Nov. 7, 1997; date of patent: Feb. 8, 2000.
132. Pat. 7,926,432 B2 United States, Int. Cl.⁷ F23D ½(20060101), Low NO.sub.x cyclone furnace steam generator / Gerald J. Maringo; and oth. // Babcock &

Wilcox Power Generation Group, Inc., Appl № 11/720,506; filed: Feb. 6, 2006; date of patent: Apr. 19, 2011.

133. Rayleigh. On the Dynamics of Revolving Fluids. – Proc. Roy. Soc., ser.A. vol. 93, 1917, p. 148-154.
134. Rose W.G. A swirling round turbulent jet. – Trans. ASME, 1962, Ser. E, vol.29, p.615-625.
135. Smith J.L. An experimental study of the vortex in the cyclone separator. – Trans. ASME, 1962, ser. D, vol. 84, p. 602-608.
136. Weber H.E., Keenan J.H. Head loss in flow through a cyclone dust separator or vortex chamber. – J. Appl. Mech., 1957, vol. 24, # 1, p. 16-21.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение №1

Модернизированные котлы с циклонно-вихревыми предтопками

	ТИПЫ КОТЛОВ	год модерн.	Мощность котла		ПРЕДПРИЯТИЕ
			До мод. Гкал/ч(т/ч)	После мод. Гкал/ч(т/ч)	
1.	Шух.-Берл. № 1	1972	20	20	Котельная "Дальзавода" г. Владивосток
2.	Шух.-Берл. № 2	1973	20	20	Котельная "Дальзавода" г. Владивосток
3.	Шух.-Берл. № 3	1974	20	20	Котельная "Дальзавода" г. Владивосток
4.	Шух.-Берл. № 4	1975	20	20	Котельная "Дальзавода" г. Владивосток
5.	Шух.-Берл. № 5	1976	20	20	Котельная "Дальзавода" г. Владивосток
6.	ДКВР-20- 13	1979	20	20	Котельная "БОР"
7.	ДКВР-13- 13	1980	10	20	Котельная Арсеньевского рудника
8.	ЭЧМ-25/35 № 7 газификаци я	1982 2012	35	50	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
9.	ДКВР-4-13	1982	4	4	Котельная "Дальхимснабсбыт" п. Угловая
10.	ДКВР-20- 13	1982	20	20	Котельная ЖБИ-3 п. Заводской
11.	ДКВР-10- 13	1982	10	20	Котельная "Хрустальныйский ГОК"

12.	БКЗ-75 № 2 газификаци я	1984 2012	75	100	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
13.	ДКВР-20- 13 № 1	1984	20	28	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
14.	ДКВР-6,5- 13	1984	6,5	9,5	Котельная НСРЗ, г. Находка
15.	ДКВР-20- 13 № 2	1985	20	28	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
16.	ДКВР-20- 13 № 3	1985	20	28	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
17.	ЭЧМ-25/35 № 6 газификаци я	1986 2012	35	48	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
18.	БКЗ-75 № 3 газификаци я	1986 2012	75	100	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
19.	БКЗ-75 № 4 газификаци я	1986 2012	75	100	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
20.	В and W № 1А	1986	20	30	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
21.	В and W № 1Б	1986	20	30	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
22.	ТП-20М № 1	1986	20	35	ПТС г. Владивосток ВПЦБ "Снеговая"
23.	ТП-20М № 2	1986	20	35	ПТС г. Владивосток ВПЦБ "Снеговая"
24.	ТС-35 № 1	1986	35	45	Котельная ОАО "Спасскцемент"
25.	ТП-20М № 3	1987	20	35	ПТС г. Владивосток ВПЦБ "Снеговая"

26.	ТС-35 № 2	1987	35	45	Котельная ОАО "Спасскцемент"
27.	ТС-35 № 3	1987	35	45	Котельная ОАО "Спасскцемент"
28.	КВГМ-100 № 1 газификация	1988 2012	100	116	ПТС г. Владивосток котельная "Северная"
29.	ПТВМ-100 № 5	1988	100	100	НТЭЦ г. Новосибирск
30.	ПТВМ-100 № 6	1988	100	100	НТЭЦ г. Новосибирск
31.	ПТВМ-30 № 5	1988	30	36	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
32.	ПТВМ-30	1988	30	30	Котельная СРЗ п. Славянка
33.	КВГМ 50	1988	50	50	Котельная СРЗ п. Славянка
34.	КВГМ-100 № 2 газификация	1989 2012	100	112	ПТС г. Владивосток котельная "Северная"
35.	ЭЧМ-25/35 № 8 газификация	1989 2012	35	46	ПТС г. Владивосток котельная "2 Речка"
36.	Б-35-40 № 1	1989	35	50	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
37.	Б-35-40 № 2	1989	35	50	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
38.	Комбашен № 3	1989	120	120	АТЭЦ, п. Артемовский
39.	КВГМ-100 № 1	1990	100	108	БТЭЦ г. Благовещенск
40.	ПТВМ-30 № 8	1990	30	36	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень

41.	Б-35-40 № 3	1990	35	50	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
42.	КВГМ-100 № 2	1991	100	110	БТЭЦ г. Благовещенск
43.	Б-35-40 № 4	1991	35	50	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
44.	КВГМ-100 № 3 газификация	1992 2012	100	104	ПТС г. Владивосток котельная "Северная"
45.	ПТВМ-180 № 3	1993	180	204	ХТЭЦ-3 г. Хабаровск
46.	КВГМ-100 № 4 газификация	1994 2012	100	114	ПТС г. Владивосток котельная "Северная"
47.	КВГМ-20 № 3	1995	20	20	Котельная "ГПТУ" ОАО "Восточный порт"
48.	В and W № 5	1995	120	120	АТЭЦ, п. Артемовский
49.	КВГМ-100 № 5 газификация	1996 2012	100	120	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
50.	КВГМ-100 № 8 газификация	1996 2008	100	103	ХТЭЦ-2 г. Хабаровск
51.	КВГМ-100 № 9 газификация	1996 2008	100	103	ХТЭЦ-2 г. Хабаровск
52.	ПТВМ-30 № 7	1997	30	42	Котельная ДВЗ "Звезда" г. Б-Камень
53.	ДЕ-25-24/380 № 3	1997	25	28	ТЭЦ, ОАО "Приморский Сахар"

54.	БКЗ-120 ГМ № 8	1998	120	150	ОТЭЦ, г.Оха о. Сахалин
55.	КВГМ-100 № 6 газификаци я	2000 2012	100	120	ПТС г. Владивосток ВТЭЦ-1
56.	КВГМ-30 № 3	2000	30	30	Котельная "Береговая" п. Врангель
57.	КВГМ-20 № 2	2000	20	20	Котельная "ГПТУ" ОАО "Восточный порт"
58.	КЕ-35 № 5	2000	35	35	котельная ОАО "Ярославский ГОК"
59.	ПТВМ -100 № 2	2003	90	100	Якутская ТЭЦ
60.	ДЕ-25-14 № 4	2006	25	28	ТЭЦ, ОАО "Владморрыбпорт"

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ОАО "НПО ЦКТИ"
(аккредитован Госстандартом России № РОСС RU0001. 22МХ02)

Лист 1
Всего листов 6

УТВЕРЖДАЮ
Первый зам. Генерального директора
Чавчанидзе Е.К.



ПРОТОКОЛ № 05 - 054 - 146 - 2003

Типовые испытания котла ПТВМ-100-2В(ст.№2) с циклонными
предтопками Якутской ТЭЦ при сжигании природного газа

Санкт-Петербург
2003г.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ИСПЫТЫВАЕМОЙ ПРОДУКЦИИ

1.1. Котел водогрейный ПТВМ-100 с воздухоохлаждаемыми циклонно-вихревыми предтопками.

Разработчик предтопка – Центр «Модернизация котельной техники», г. Владивосток,
Черт. № 155-010000000СБ.

Изготовитель предтопка – «Сибэнергомаш», г. Барнаул.

Реконструкция газораздающей части - «Сибэнергомаш», г. Барнаул.

Изготовитель газораздающей части - «Сибэнергомаш», г. Барнаул.

Циклонно-вихревой предтопок предназначен для отдельного сжигания дизельного топлива и природного газа в топке котла ПТВМ-100 (ст.№2) Якутской ТЭЦ.

1.2. Предтопки в количестве 2 штук установлены соосно на боковых экранах котла вместо 16 нерегулируемых газомазутных горелок с индивидуальными вентиляторами.

1.3. Циклонно-вихревой предтопок (рис. 1) состоит из распределительного воздушного короба (1), в котором установлены сопловые аппараты (2). Закрутка воздуха осуществляется тангенциально. Раздающий газовый коллектор (3) выполнен двухсекционным. Центральная часть, обеспечивающая радиальный вдув газа за завихритель (4) двумя рядами отверстий $\varnothing 12$ мм, питается индивидуальным газопроводом Ду 80 (5). Кольцевая часть коллектора обеспечивает подачу газа к специальным соплам с насадками, т.е. приторцевую подачу газа в камеру сгорания (6) предтопка. Она питается двумя газопроводами Ду 100 (7).

Сжигание аварийного топлива (дизельного) осуществляется одной форсункой ЦМКТ производительностью 6 т/ч, установленной по оси предтопка.

2. ЦЕЛЬ ИСПЫТАНИЯ.

Испытания котла ПТВМ-100 проводились с целью определения соответствия показателей его работы расчетным и нормативным показателям (ГОСТ 21563-93, ГОСТ 21204-97, ГОСТ 12.1.003-83), а также соответствия фактических размеров конструкторской документации.

3. УСЛОВИЯ ИСПЫТАНИЙ

Испытания котла с циклонно-вихревыми предтопками проведены специалистами ОАО «НПО ЦКТИ» по договору № 178-02/5 от 20 марта 2003г. с участием специалистов АННОО «ЦМКТ» и режимной группы ПТО Якутской ТЭЦ.

Место проведения испытаний водогрейного котла ПТВМ-100-2В (ст.№2) с циклонно-вихревыми предтопками - Якутская ТЭЦ ОАО АК «Якутскэнерго».

Дата проведения испытаний – апрель 2003г.

Испытания проводились по программе и методике, которые соответствуют требованиям ГОСТ 29134-97 «Горелки газовые промышленные. Методы испытаний».

Параметры работы котла (теплопроизводительность, температура и давление прямой и обратной сетевой воды, температура воздуха и уходящих газов, разрежение в топке, давление газа и воздуха перед предтопками, расход газа на котел) определялись по приборам штатного контроля теплового и местного щитов. Состав дымовых газов в контрольном сечении определялся с помощью газоанализатора КГА-8. Уровень звука в зоне обслуживания горелок измерялся шумомером ВШВ-003. Все приборы находились в исправном состоянии и прошли госповерку в установленном порядке в 2002г.

Конструкция предтопка, его отдельных узлов и деталей соответствует требованиям безопасности (исключение самопроизвольных ослаблений соединений, утечки топлива, обеспечение визуального наблюдения за факелом и т.д.).

4. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ПРЕДТОПКА.

Наименование определяемого размера	Ед. измерений	Размер по чертежу	Размер по изготовлению	Соответ
Диаметр амбразуры циклона	мм	1260	1260	Соответ
Количество и диаметр газораздающих труб циклона	мм	1 тр. Ø89 х4 2 тр. Ø108 х4	1 тр. Ø89 х4 2 тр. Ø108 х4	Соответ.
Газораздающие сопла	мм	12 отв.Ø9 12 отв.Ø13 24 отв.Ø20	12 отв.Ø9 12 отв.Ø13 24 отв.Ø20	Соответ
Габариты воздухоподводящего короба	мм х мм	2330 х 630	2330 х 630	Соответ
Габариты циклона: длина	мм	2450	2450	Соответ.
высота	мм	1262	1262	

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ КОТЛА С ЦИКЛОННЫМИ ПРЕДТОПКАМИ.

Наименование показателей	Един. изм.	Заявлен. или нормир. величина	Фактическая величина							Примечание
			123	113	102	86	64	53	37	
Агрегат, на котором проводились испытания			Водогрейный котел ПТВМ-100-2В, ст. №2							
Теплопроизводительность котла	МВт	116,3	123	113	102	86	64	53	37	
Расход воды	т/ч		1470	1470	1470	1460	1450	1480	1450	
Давление воды на входе	МПа		1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	1,57	
Давление воды на выходе	МПа		1,47							
Температура воды на входе	°С		55	55	54	54	53	52	52	
Температура воды на выходе	°С		127	121	114	105	91	82,5	74	
Топливо			Природный газ							
Расход топлива (0°С, 101,3 кПа)	м³/ч		13420	12300	11030	9050	6900	5650	3920	

Низшая теплота сгорания на рабочую массу (0°С, 101,3 кПа)	ккал/м ³		8531							
Плотность топлива (0°С, 101,3 кПа)	кг/м ³		0,766							
Количество работающих предтопок	шт		2				1			Прим.1
Давление природного газа перед предтопками	кПа		38,7	32,5	26,6	26,0	39,0	26,5	19,6	
Давление воздуха перед предтопками (среднее)	Па		1400	1325	975	800	1000	750	300	
Разрежение вверху топки	Па		20	20	25	25	30	30	30	
Температура уходящих газов	°С		132	125	116	109	94	88	76	
Температура холодного воздуха	°С		-10	-10	-8	-8	-5	-5	-5	
Минимальный коэффициент избытка воздуха в режимной точке	--		1,21	1,22	1,21	1,2	1,19	1,19	1,18	
Содержание оксида углерода в сухих продуктах сгорания ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	Не более 300 ГОСТ 50831-95	100	30	80	150	110	120	200	Прим.2
Содержание оксидов азота (NOx) в сухих продуктах сгорания ($\alpha=1,4$)	мг/м ³	не более 300 ГОСТ 21563-93	120	115	112	110	98	95	90	°
Температура поверхностей элементов предтопка, предназначенных для ручного управления	°С	Не более 45 ГОСТ 21204-97	37							
Потери тепла с уходящими газами, q_2	%		6,7	6,43	5,85	5,49	4,62	4,34	3,75	
Потери тепла в окружающую среду, q_5	%		0,10	0,11	0,12	0,14	0,19	0,23	0,33	
КПД (брутто)	%		93,2	93,4	94,0	94,3	95,3	95,4	95,9	
Уровень звука	дБА	Не более 80 ГОСТ 12.1.003-83	82	-	-	-	77	-	-	
Уровень звукового давления в октавных полосах частот	дБ	ГОСТ 12.1.003-83, не более								
31,5 Гц		107	89	-	-	-	86	-	-	
63 Гц		95	95	-	-	-	81	-	-	
125 Гц		87	84	-	-	-	82	-	-	
250 Гц		82	80	-	-	-	78	-	-	
500 Гц		78	78	-	-	-	76	-	-	
1000 Гц		75	73	-	-	-	72	-	-	
2000 Гц		73	72	-	-	-	70	-	-	
4000 Гц		71	71	-	-	-	69	-	-	
8000 Гц		69	70	-	-	-	66	-	-	

ПРИМЕЧАНИЯ :

1. Нормативный диапазон регулирования теплопроизводительности водогрейных котлов от 30 до 100% (ГОСТ 21563-93) на данном котле с циклонными предтопками обеспечивается комбинированным качественно-количественным способом регулирования нагрузки (при уменьшении теплопроизводительности котла ниже 55% от номинальной один из двух предтопков отключается). До реконструкции регулирование теплопроизводительности котла производилось последовательным отключением горелок.
2. Поскольку ГОСТ 21563-93 не регламентирует выбросы оксида углерода для оценки допустимости полученных выбросов углерода на испытываемом водогрейном котле принят норматив для котельных установок энергетических блоков 80 – 1200 МВт по ГОСТ Р 50831-95.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Котел ПТВМ-100-2В (ст.№2) с циклонными предтопками по черт. № 155-01000000СБ (разработчик – Центр “Модернизация котельной техники» г. Владивосток, изготовитель - ОАО «Сибэнергомаш» г. Барнаул) соответствуют технической документации и требованиям ГОСТ 21563-93, ГОСТ 21204-97, ГОСТ Р 50831-95, ГОСТ 12.1.003-83 (с учетом примечаний 1,2 к таблице технических характеристик).

Разрешается применение котла ПТВМ-100-2В (ст.№2) с циклонными предтопками Якутской ТЭЦ.

Зам. заведующего отделением котельных установок

 Н.Г. Жмерик

Зав. лабораторией сжигания жидких и газообразных топлив

 Н.С. Шестаков

Руководитель работы,
ст. научный сотрудник



В.А. Асосков



Публичное акционерное общество
"Якутскэнерго"

Якутская Теплоэлектроцентраль

Республика Саха (Якутия)
677000, г. Якутск, ул. Ф. Пинаева, 3
Тел. (4112) 21-55-94 Факс (4112) 21-58-88 E-mail:
info@jao.yakutskenergo.ru

25.09.15 № 005/1838

На Вам № _____



УТВЕРЖДАЮ
Директор Якутской ТЭЦ
ОАО «Якутскэнерго»
В.В. Андреевский

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени доктора технических наук Штыма Константина Анатольевича на тему: «Совершенствование циклонно-вихревой технологии сжигания топлива».

Настоящий акт составлен в том, что внедренная на котельной установке ПТВМ-100 ст.№2В Якутской ТЭЦ циклонно-вихревая технология сжигания топлива, и проведенная в рамках модернизации реконструкция поверхностей нагрева и аэродинамического тракта котла, позволила достичь заявленные в задании технико-экономические и экологические показатели при надежной эксплуатации в течении длительного времени, а так же значительно упростить эксплуатацию котла при работе в автоматическом режиме.

Главный инженер

Б.Е. Гаврилов

УТВЕРЖДАЮ

Директор филиала ОАО ДЭК

«Приморская генерация»



Лебедь Д.В.

10.06.2015 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени доктора технических наук Штыма Константина Анатольевича на тему: «Совершенствование циклонно-вихревой технологии сжигания топлива».

Мы, нижеподписавшиеся, директор структурного подразделения «Приморские тепловые сети» Вишняков Д.А. и главный инженер Старцев А.А., составили настоящий акт в том, что внедренная на 12 котельных установках циклонно-вихревая технология сжигания топлива, позволила достичь заявленные заданием технико-экономические и экологические показатели. Повышению эффективности топливоиспользования способствовали мероприятия по развитию поверхностей нагрева и совершенствованию гидравлических схем модернизированных котлов. Универсальность циклонно-вихревых предтопок значительно упростила реконструкцию теплоисточников при переходе на сжигание природного газа, с полной автоматизацией технологического процесса.

Директор структурного подразделения

«Приморские тепловые сети»

A handwritten signature in blue ink, belonging to D.A. Vishnyakov, written over a horizontal line.

Вишняков Д.А.

Главный инженер

A handwritten signature in blue ink, belonging to A.A. Starcev, written over a horizontal line.

Старцев А.А.



ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
КРАСНОЯРСКИЙ КОТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

660013, Россия, Красноярский край, г. Красноярск, ул. Кишиневская, 16
тел. (391) 266-93-86, факс 266-92-83 E-mail: info@kraskz.ru
ИНН 2462023415 КПП 246201001 ОКПО 44573731 ОГРН 1022402060889

Утверждаю:
главный инженер
С.В. Шклавцов



**Котел водогрейный
КВГМ-100 МЦ**

Технические условия
ТУ 3110-001-44573731-2013
(введены впервые)

Дата введения 15.04.2013г.

Директор ООО «Энергосервис МКТ»



К.А. Штым

Главный конструктор



Красноярск – Владивосток
2013

Исполнитель	Исполнитель
Подпись и дата	Подпись и дата
Исполнитель	Исполнитель



ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ДАЛЬНЕВОСТОЧНАЯ ГЕНЕРИРУЮЩАЯ КОМПАНИЯ»
ФИЛИАЛ «ХАБАРОВСКАЯ ТЕПЛОСЕТЕВАЯ КОМПАНИЯ»
СП «ХАБАРОВСКАЯ ТЭЦ-2»

УТВЕРЖДАЮ:

Директор СП Хабаровская ТЭЦ-2
филиала «ХТСК» ОАО ДГК

Калашников О.В.

10.06.2015 г.



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени доктора технических наук Штыма Константина Анатольевича на тему: «Совершенствование циклонно-вихревой технологии сжигания топлива».

Настоящий акт составлен в том, что внедренная на котельных установках ХТЭЦ-2 циклонно-вихревая технология сжигания топлива, и проведенная в рамках модернизации реконструкция поверхностей нагрева котлов, позволила достичь заявленные в задании технико-экономические и экологические показатели при надежной эксплуатации в течении длительного времени, а так же значительно упростить реконструкцию теплоисточников при переходе на сжигание природного газа и автоматизации технологических процессов.

Главный инженер СП ХТЭЦ 2
филиала «ХТСК» ОАО ДГК

Беляев А.П.

«УТВЕРЖДАЮ»

Главный инженер

ОАО «Владивостокский

морской рыбный порт»

Ющенко А.В.

11.06.2015 г.



АКТ

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени доктора технических наук Штыма Константина Анатольевича на тему: «Совершенствование циклонно-вихревой технологии сжигания топлива».

Настоящий акт составлен в том, что внедренная на котле ДЕ-25-14 циклонно-вихревая технология сжигания мазута, взамен штатного горелочного устройства ГМП-16, способствовала достижению заявленных параметров, как в части номинальной мощности, так по технико-экономическим и экологическим показателям. Котел в течении длительного времени устойчиво несет нагрузку в диапазоне мощностей от 15 до 100% номинальной паропроизводительности с КПД_{бр} не ниже 90%. Циклонный предтопок отличается простотой эксплуатации и не сложен в ремонте.

Главный энергетик

ОАО «Владморрыбпорт»

Просалов А.Н.

СИСТЕМА СЕРТИФИКАЦИИ ГОСТ Р
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ

№ РОСС RU.AB24.H03516

Срок действия с 19.10.2010

по 18.10.2013

№ 0348062

ОРГАН ПО СЕРТИФИКАЦИИ рег. № РОСС RU.0001.11AB24
ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ "СЕРТИФИКАЦИЯ ПРОДУКЦИИ "СТАНДАРТ-ТЕСТ"
 121359, г. Москва, ул. Маршала Тимошенко, д. 4, офис 1, тел. (495) 741-59-32, (499) 726-30-02, факс (499) 726-30-01, info@standart-test.ru

ПРОДУКЦИЯ Газо-мазутный циклонно-вихревой предтопок, ЦВП-25, ЦВП-35, ЦВП-65.
 по ТУ 3696-001-20779221-2010
 Серийный выпуск

код ОК 005 (ОКП):
 36 9630

СООТВЕТСТВУЕТ ТРЕБОВАНИЯМ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ
 ГОСТ 25696-83

код ТН ВЭД России:

ИЗГОТОВИТЕЛЬ Владивостокский филиал ОАО «Дальэнергомонтаж»
 РФ, 690091, г. Владивосток, ул. Фадеева, д. 47

СЕРТИФИКАТ ВЫДАН Автономная некоммерческая научно-образовательная организация ДВГТУ
 Научно-технический и внедренческий центр «Модернизация котельной техники» ИНН: 2536007570.
 Код-ОКПО:20779221
 РФ, 690600, г. Владивосток, ул. Пушкинская, д. 10, корпус А, оф. 114, тел. 8 4232 260-727, факс 8 4232 260-727

НА ОСНОВАНИИ Протокола сертификационных испытаний №831-111 от 19.10.2010г. Испытательной
 лаборатории ЗАО "ТИБР", рег. № РОСС RU.0001.21ML44 от 21.01.2008, адрес: Россия, 125635, г. Москва, ул.
 Ангарская, д. 10.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ Инспекционный контроль: октябрь 2011г., октябрь 2012г.
 Схема сертификации 3.



Руководитель органа _____

подпись

Н.Е. Теренина

инициалы, фамилия

Эксперт _____

подпись

А.Н. Лукьянов

инициалы, фамилия

Сертификат не применяется при обязательной сертификации

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ
СЕРТИФИКАТ СООТВЕТСТВИЯ
(обязательная сертификация)

№ C-RU.LT46.B.00014 ТР 0500798
(номер сертификата соответствия) (учетный номер бланка)

ЗАЯВИТЕЛЬ Автономная некоммерческая научно-образовательная организация ДВГТУ Научно-технический и внедренческий центр «Модернизация котельной техники». Адрес: 690600, г. Владивосток, ул. Пушкинская, д.10 корпус А оф. 114. ОГРН: 1022501289337.

ИЗГОТОВИТЕЛЬ Владивостокский филиал ОАО «Дальэнергомонтаж». Адрес: 690091 г. Владивосток ул. Фадеева 47.

ОРГАН ПО СЕРТИФИКАЦИИ

(наименование и место нахождения органа по сертификации) **ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ "КС СЕРТИФИКАТ"**
105005, г. Москва, Поклоннический переулок, д. 9, тел. 956 83 90, факс 956 83 92; e-mail: zayavki@kssert.ru. ОГРН: 1067746698337.
Аттестат рег. № РОСС RU.0001.11ЛТ46 выдан 13.07.2009г. Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии.

ПОДТВЕРЖДАЕТ, ЧТО ПРОДУКЦИЯ

(информация об объекте сертификации, позволяющая идентифицировать объект)
Газо-мазутный циклонно-вихревой предтопок, ЦВП-25; ЦВП-35; ЦВП-65 выпускаемый по ТУ 3113-001-20779221-2010.

Серийный выпуск.
СООТВЕТСТВУЕТ ТРЕБОВАНИЯМ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГЛАМЕНТА (ТЕХНИЧЕСКИХ РЕГЛАМЕНТОВ)

(наименование технического регламента (технических регламентов), на соответствие требованиям которого (которых) проводилась сертификация)

Технический регламент о безопасности машин и оборудования (Постановление Правительства РФ от 15.09.2009 N 753)

ПРОВЕДЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ (ИСПЫТАНИЯ) И ИЗМЕРЕНИЯ

Протокол испытаний № 13-32-10/10 от 27.10.2010 г.
(Испытательный центр ЗАО «СПЕКТР – К», рег. № РОСС RU.0001.21ММ02 от 12.05.2010, адрес: 156019, Россия, г. Кострома, ул. П.Щербини, дом 9.)

ПРЕДСТАВЛЕННЫЕ ДОКУМЕНТЫ

(документы, представленные заявителем в орган по сертификации в качестве доказательства соответствия продукции требованиям технического регламента (технических регламентов))

Паспорт 49-01.00.00.000 ПС
Схема сертификации 1с.

СРОК ДЕЙСТВИЯ СЕРТИФИКАТА СООТВЕТСТВИЯ с 28.10.2010 по 27.10.2013



Руководитель (заместитель руководителя) органа по сертификации
подпись, инициалы, фамилия *Е.А. Горностаева*

Эксперт (эксперты)
подпись, инициалы, фамилия *Г.Н. Сеницын*