

Павел НОСКЕВИЧ

Павел КОЛЯТ

Горный институт ВШБ,
кафедра энергетики, Острава

НОВЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ТОПКАХ КОТЛОВ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Резюме. Настоящая статья является попыткой описания динамики процесса сгорания при помощи экспериментально-аналитического метода. Обсуждается влияние факторов, определяющих кинетику сгорания, на процесс образования SO_x и NO_x . Сформулированы также критерии какие должны выполнять устройства влияющие на смешение топлива с воздухом. Экспериментально утверждено, что предлагаемый метод описания процесса сгорания более пригоден к новейшим котельным агрегатам и обеспечивает возможность сгорания низкосортных энергетических топлив посредством усовершенствования процесса сгорания, т.е. оптимальный подбор типа и конструкции горелок.

ЧССР приняла обязательство сократить эмиссию сернистого газа до 1993 года не менее, чем на 30 %, и подготовлено международное соглашение по сокращению эмиссии окислов азота NO_x , токсичных металлов и аэрозолей.

В связи с этим в чехословацкой энергетике осуществляется переход на производство оборудования для сжигания, которое обеспечивает меньшую эмиссию. Качество сжигаемого на наших электростанциях топлива существенно изменилось относительно проектированных свойств, в частности, повысилась зольность, и снизилась теплотворная способность. Не менее важен также вопрос кислотности зольных остатков с растворимыми солями и токсичными веществами, которые при гидравлической транспортировке попадают в грунтовые воды.

Путем усовершенствования конструкции и аэродинамики топков и горелок при сжигании менее качественных топлив можно при сохранении производительности котла достичь сокращения твердых и газообразных эмиссий.

Существующие методы идентификации, предназначенные для оценки процесса сгорания, являются медленными и требуют сложной аппаратуры. Некоторые производственные анализаторы нужда-

ются в сложном обслуживании и неточны. В связи с этим на кафедре энергетики сосредоточено внимание на нетрадиционных методах, вытекающих из анализа турбулентных явлений передачи в процессе горения.

В следующей ниже части кратко описаны результаты исследовательских работ. Было обнаружено, что турбулентные процессы передачи в области горелок влияют на качество процесса сгорания и на образование твердых и газообразных эмиссий.

Турбулентные процессы передачи в топках котлов

Турбулентные процессы передачи в топках котлов обуславливают качество процесса сгорания. Для их определения необходимо контролировать в точке изменения скоростей, концентраций и температур во времени с относительно высокой частотой. С учетом современных возможностей измерительной техники не представляется возможным измерение концентрации, так как отсутствует подходящая аппаратура с немедленным анализом проб, или она слишком медленно действует. Для измерения высоких температур можно применить радиационные пирометры, способные следить за изменениями температур с частотой от нескольких герц, которые, однако, нельзя использовать при низких температурах. Ввиду необходимости измерения локальных температур пламени, пирометр должен быть расположен в охлаждаемом зонде длиной 6 + 10 см, а его оптическая часть должна быть защищена от занесения /рис. I/.

Наиболее подходящим является контролирование изменений скорости потока во времени путем измерения пульсаций давления. Моментальная величина измеряемой скорости w в направлении потока представляет собой сумму средней скорости \bar{w} и флуктуационной скорости w' . Скорости w соответствует величина динамического давления p_d

$$p_d = \frac{\rho}{2} \bar{w}^2 + \underbrace{\rho \bar{w} \cdot w'}_{p_d} + \frac{\rho}{2} w'^2 \quad /I/$$

в котором первый член выражает составляющую давления, сглаженную во времени, а остальные два члена - флуктуационную составляющую. Из уравнения /I/ можно выразить флуктуационную скорость w' при условии, что известны температура, состав про-

дуктов сгорания и скорость \bar{w} . Действительно следующее уравнение:

$$w' = \sqrt{\bar{w}^2 + 2/\rho \cdot p_d'} - \bar{w} \quad /2/$$

Затем можем определить интенсивность турбулентности

$$\epsilon = \frac{w'}{\bar{w}} \quad /3/$$

Кинематическая турбулентная вязкость, которая является основной величиной передачи, понимается как энергетическая величина, определяемая, кроме свойств протекающего вещества, также положением, скоростью и ее флуктуацией в данном месте. Этому соответствуют соотношения, которые предложили для ее определения Прандтль, Карман и Райхард. Они исходят из флуктуационных составляющих скоростей w'_x , w'_y и длины интервала смешивания l . Указанные методы дают неудовлетворительные результаты в областях с нулевым градиентом скорости, и их нельзя применить в области горелки, где профиль скорости переменный, и имеется несколько экстремумов. Согласно Прандтлю [5], интервал смешивания можно понимать как путь, соответствующий флуктуационному смещению. Из измерений пульсаций давления известны флуктуационная скорость и частота пульсаций. Можно предполагать, что действительно следующее уравнение:

$$v_T = k \frac{\bar{w}^2}{l} \quad /4/$$

где величина константы k определяется экспериментально.

Для проверки этого метода было проведено измерение в продольно симметричном свободном потоке при $Re = 30500$. Для этого случая имеется достаточно данных. С применением метода Райхарда измеренные скоростные профили потока в диапазоне x/b / b - исходный диаметр / = 5 + 30 были трансформированы на безразмерные координаты ψ , ξ .

Отдельные скоростные профили определяют по уравнению

$$\psi = \exp(-0,694 \xi^2) \quad /5/$$

где $\psi = \frac{w_{x\max}}{w_x}$ и $\xi = y/y_{0,5w_{x\max}}$

После подстановки уравнения Райхарда [6] получим следующее уравнение:

$$\Delta T = \alpha_T \cdot \nu_{\text{дmax}} \cdot \frac{\int_0^{\xi} \nu \cdot \xi \cdot d\xi}{0,694 \cdot \xi^2} \quad /6/$$

которое можно решить расчетно во всем диапазоне.

Результаты измерений обобщены на рис. 2. Сплошной линией показаны результаты измерений пульсаций давления, пунктиром — результаты согласно [7], а штрих-пунктиром — результаты согласно [6].

Если известны величины ламинарных параметров передачи и турбулентной кинематической вязкости, то можно использовать проверенное предположение:

$$n_T = \frac{\tau}{\nu} \sim \frac{a_T}{a} \sim \frac{D_T}{D} \quad /7/$$

Сравнение характеристики турбулентной кинематической вязкости по относительному пути сгорания π/b и ширине потока у отрегулированных и неотрегулированных режимов сгорания в топке котла 200 МВт типа БСНУА представлено на рис. 3.

Измерение пульсаций давления

Для измерений в топках применяются индуктивные мембранные датчики фирмы S.E. Labs из Англии. Из выпускаемых фирмой датчиков удовлетворяют два наиболее чувствительных типа SE 1150/WG для диапазонов давления 0 + 2500 Па и 0 + 6250 Па. Они нечувствительны к температурам в диапазоне 0 + 40 °С и к вибрациям. Собственная частота составляет 300 Гц.

Контролируемый сигнал давления /рис. 1/ поступает к датчику по каналу различной длины и формы. При прохождении сигнала происходит его деформирование и затухание. Поэтому необходимо определить характеристику этого канала и динамические свойства зонда [4]. Датчик давления подключен при помощи кабеля к измерительному преобразователю пульсаций давления. К его выходам по току и напряжению подключен измерительный прибор для регулировки усиления и многоканальное записывающее устройство. С записи в интервале $I \pm 5$ мс отсчитываются величины давления. Затем следует статистическая обработка $I \pm 2$ с

записи с применением вычислительной техники и расчет средней частоты пульсаций. Интервалом отбора данных управляет микрокомпьютер - табл. 1. Программное обеспечение позволяет устанавливать параметр измерения, записывать величины в оперативную память и их обрабатывать 3. Микрокомпьютер использует микропроцессор типа "Intel 8085" с тактовой частотой 6,15 МГц и оперативную память 128 кб. Аналого-цифровой преобразователь имеет 8 каналов с выходом 0 + 5 В. Точность преобразования составляет 256 уровней во всем диапазоне ± 1 бит, а скорость преобразования составляет не более 120 мкс /1 канал/. Для измерения одного варианта требуется измерение в не менее чем 50 точках. Следовательно, объем информации представляет 1 Мб емкости памяти, что требует применения магнитных гибких дисков со скоростью передачи 250 + 500 кб/с. Программное обеспечение управления действующей модели представлено на блок-схеме в табл. 2.

Этот способ оценки используется также при измерении пульсаций температур с применением в котлах сгорания конвертеров и сталеплавильных печей, где продукты сгорания имеют температуру до 1900 °С и загрязнены твердыми или жидкими зольными остатками, шлаком или выбросами железа.

Определение турбулентных величин из фликтуационной энергии

Для обеспечения отдельного регулирования сгорания у отдельных горелок выгодно использовать измерение фликтуаций температуры. Их измеряют радиационными пирометрами, которые вместе с датчиками давления /рис. 1/ помещены в охлаждаемом зонде. Излучение попадает в объектив пирометра через центральное отверстие диаметром 11 мм в охлаждаемом торцевом фланце. Радиационный пирометр диаметром 45 мм разработан для контроля изменений температуры с частотой порядка до 10^3 Гц. Он снабжен кремниевым диодом, служащим в качестве датчика. Фокусное расстояние составляет 120 мм. Выходное напряжение 1 + 20 мВ регулируется компенсирующим потенциометром для выбранного диапазона 900 + 1400 °С. Избирательная спектральная чувствительность кремниевого диода имеет выразительный острый максимум при длине волны $\lambda = 0,001$ мм, таким образом, датчик может регистрировать излучение светящегося пламени, в частности, в области горелки.

Удобство применения этого пиromетра для регистрации флуктуаций температур в пламени состоит в подходящей частотной характеристике и характеристике затухания, у которой вплоть до частоты 3 Гц кривая амплитуд без искажений. Для практической оценки была проведена динамическая калибровка датчиков [3].

Предполагая, что процессы в топке стационарны и эргодические, можно при помощи статистической динамики [9] из отсчетов флуктуаций температур или давлений вычислить следующие величины:

- а/ среднее арифметическое отсчетов, из которого определяется температура \bar{t} ;
- б/ стандартное отклонение от квадрата изменений температур или давлений;
- в/ автокорреляционные функции R_{xx} или R_{yy} ;
- г/ спектральную плотность мощности $S(f)$, то есть косинусные преобразования Фурье автокорреляционных функций R_{xx} и R_{yy} ;
- д/ интегралы спектральных плотностей мощности, которые являются мерой среднеквадратичных величин флуктуационных энергий, определенных из пульсаций температур или давлений $e^{-2}(f)$ /в диапазоне частот от 0 до f /;
- е/ из квадрата средней общей флуктуационной энергии /для всего диапазона частот/ можно определять интенсивность турбулентности

$$\xi = \sqrt{\frac{e^{-2}}{\bar{e}}} \quad \sqrt{8/}$$

Среднюю основную энергию затем определяют по уравнению:

$$\bar{e} = \bar{c}_p \cdot \bar{t} \quad /9/$$

где \bar{c}_p - средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении в диапазоне температур от 0 до t / $^{\circ}\text{C}$ /.

Для наглядности на рис. 4 представлены зависимости спектральной плотности мощности $S(f)$ и квадрата средней флуктуационной энергии $e^{-2}(f)$, определенной из пульсаций температур, от частоты для отдельных мест топки котла 200 МВт типа "ЕЛБ" при мощности блока 200 и 170 МВт. При мощности блока 200 МВт $S_{200/2}$, $S_{200/I}$, $S_{200/II}$ изображают характеристики в месте 2 на отметке +10,96 м, у горелки МО 11-1,

у горелки МС 12 на отметке +14,87 м - II. У горелки уже спектральная плотность мощности пренебрежимо мала при частоте выше 25 Гц, а в месте 2 - при частоте 3,5 Гц. Таким образом, и квадрат средней флюктуационной энергии $\overline{e_{200/II}^2}$, $\overline{e_{200/I}^2}$ от 25 Гц, а $\overline{e_{200/2}^2}$ от 3,5 Гц практически не изменяется.

Наибольшая величина флюктуационной энергии наблюдается при 200 МВт у горелки МС 11 /место I/, а наименьшая - у горелки МС 12, так как скорость горения в данном месте наибольшая, а у МС 12 - наименьшая. В точке измерения 2 преимущественная часть топлива выгорела, и скорость горения минимальна.

На рис. 5 вынесена зависимость квадрата общей средней флюктуационной энергии по пути сгорания. При мощности 170 МВт /МС 12 не работает/ - $\overline{e_{170}^2}$ флюктуационная энергия в точке I у горелки является низкой и повышается до максимума в точке II. Пролетное сгорание может вызвать шлакование стенок. Хорошие условия зажигания и сгорания у мощности 200 МВт - $\overline{e_{200}^2}$.

Для определения частотного анализа сигнала из пульсаций температур и давлений в эксплуатационных условиях можно выгодно использовать двухканальный анализатор типа "2034" фирмы "Brüel & Kjaer" с частотным диапазоном от 1 Гц до 25,6 кГц.

Турбулентная передача массы в области горелки

В области горелки происходит воспламенение угольного порошка, перемешивание первичной смеси со вторичным воздухом, и развивается турбулентный поток, обуславливающий рециркуляцию горячих продуктов сгорания. Вначале кинетический характер горения проходит через переходную область к фазе диффузионного горения. Скорость реакции возрастает с увеличением температуры смеси и достигает максимума там, где начинает проявляться ограничение скорости диффузии O_2 к топливу. Однако, в то же время, рециркулирование продуктов горения снижает объемную концентрацию O_2 и замедляет скорость горения. Роль турбулентной передачи массы вследствие диффузии следует из того, что процесс горения угольного порошка всегда развивается вплоть до области диффузионного горения, где скорость передачи массы является определяющей.

Оценка проводится в областях горелок котлов у всех блоков 200 и 500 МВт в ЧССР перед реконструкциями и после реконструкций и изменений. При помощи 2-го закона Фика для изменений концентрации топлива во времени и измеренных крайних и исход-

ных условий в топках [2] рассчитаны временно-пространственные характеристики, из которых можно сделать выводы о качестве процесса сгорания, о правильности выбора конструкции горелки и формы точки, а также о достижении минимальных эмиссий.

На основании измеренных величин процесса выгорания топлива и величин турбулентной передачи решают уравнение передачи массы с учетом изменения длительности пребывания частиц топлива в точке. Относительная концентрация топлива ω в общем случае зависит от относительного пути сгорания x/b и времени τ . Она определяется формой 2-го закона Фика:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} = D_T \cdot \frac{\partial^2 \omega}{\partial (x/b)^2} - \frac{1}{b^2} \quad /10/$$

при начальном условии:

$$\omega(x/b, 0) = f(x/b) \quad 0 \leq x/b \leq 12 \quad /11/$$

и крайних условиях:

$$\left[a \frac{\partial \omega}{\partial x/b} + b \cdot \omega \right]_{x/b=0} = M_1(\tau) \quad /12/$$

$$\left[a' \frac{\partial \omega}{\partial x/b} + b' \cdot \omega \right]_{x/b=12} = M_2(\tau) \quad /13/$$

где a, b, a', b' - заданные константы, а $M_{1,2}$ - заданные функции времени.

Результат решения показывает соотношение между относительной концентрацией топлива по относительному пути сгорания $x/b = 0 + 12$ с изменением времени горения $\tau = 0 + 5,53$ с - рис. 6 - /Д 3 - неотрегулированный режим сгорания, Л 1 - отрегулированный режим сгорания без циркулирования продуктов горения, К 1 - отрегулированный режим сгорания с рециркулированием/.

В рассчитанных характеристиках характерны две области. Первая от $x/b = 0$ до инфлексной точки характеризуется низкими температурами и малой скоростью горения (кинетический режим). Расход O_2 в несколько раз меньше, чем количество, поступающее к поверхности топлива в результате диффузии. Горение определяется скоростью реакции и не зависит от условий подачи O_2 . В области инфлексной точки скорость реакции горения достигает величины, соответствующей максимальной скорости подачи O_2 к поверхности реакции, и скорость горения

начинает зависеть не только от скорости реакции, но и от скорости подачи O_2 и отвода продуктов горения. В диффузионной области скорость горения определяется турбулентной диффузией, и необходимо интенсивно подводить O_2 из вторичного воздуха.

Чем ближе инфлексная точка к горелке, тем короче путь зажигания и длина пламени. Меньший диапазон поля времени указывает на лучшие аэродинамические условия и, следовательно, на высшую скорость горения. Диапазон поля времени указывает также на резервы в аэродинамике, которые можно использовать либо путем интенсификации конструкции горелки, либо изменением аэродинамических условий.

Чем выше скорость горения при минимальном избытке воздуха, тем ниже также и скорость образования NO_x . Воздух в первую очередь расходуется на реакцию с летучими горючими веществами и с тонкими фракциями топлива, затем - на образование SO_2 , и только оставшаяся часть определяет образование NO_x [1]. Здесь уже недостаточно O_2 /если горелка правильно отрегулирована/, и далее происходит восстановление NO_x углеводородными радикалами с образованием промежуточных продуктов, таких как NH_3 , HCN и молекулярного азота.

Таким образом, существенным является то, что можно путем управляемого горения создать условия для восстановления NO_x . После проведенного восстановления необходимо добавить O_2 для догорания топлива. Количество NO_x увеличится только на половину и, следовательно, сокращается количество NO_x в продуктах горения не менее, чем на 50 %.

Проверка правильности этих выводов проводилась в рамках комплексных измерений котла К 4 типа "ECHVA" в сотрудничестве с фирмой "Deutsche Babcock Werke" [8] /измерения проводились при помощи анализатора газов "MSI 2000" с компьютером фирмы "Dräger" X.

Заключение

С целью получения более подробной информации об управляемом процессе горения, обеспечивающем сокращение твердых и газообразных эмиссий, были характеризованы турбулентные процессы передачи в области горелки. На основе определения турбулентных величин передачи был предложен новый метод идентификации процесса горения, основанный на определении турбулентной передачи энергии и массы. Из результатов вытекают следующие выводы:

1. Центр турбулентных явлений передачи находится в области горелки, где качество процесса горения определяется турбулентными величинами переноса. Эти величины определяют универсальность точки и влияют на весь ход котла. При сжигании происходят периодические изменения температур, концентраций, скоростей, свойств топлива и продуктов сгорания. Изменяется зона зажигания и горения и длина пламени. В случае универсально запроектированной точки эти изменения минимальны. Процесс сгорания незначительно изменяется при различных свойствах топлива и всегда обладает высокой степенью выгорания и минимальной эмиссией SO_2 и NO_x .
2. Характеристика турбулентных величин передачи влияет на гранулометрические и физические свойства и на удельное сопротивление золи-уноса и решающим образом определяет эффективность электрических сепараторов.

Из приведенного следует, что новый метод идентификации может способствовать более совершенному изучению процесса горения и оптимальному выбору типа и конструкции горелки, обеспечивающей возможность сжигания менее качественных топлив.

Список использованных обозначений

a	$[m^2 \cdot c^{-1}]$	теплопроводность
b	$[m]$	характеристический размер горелки
c_p	$[Дж \cdot кг^{-1} \cdot К^{-1}]$	удельная теплоемкость при постоянном давлении
e	$[Дж \cdot кг^{-1}]$	удельная флуктуационная энергия
D	$[m^2 \cdot c^{-1}]$	коэффициент диффузии
f	$[c^{-1}]$	частота
p_d	$[Н \cdot м^{-2}]$	динамическое давление
w	$[m \cdot c^{-1}]$	скорость
l	$[m]$	длина интервала смешивания
y	$[m]$	ширина потока
α_T	$[-]$	коэффициент турбулентности
S	$[Дж^2 \cdot c \cdot кг^{-2}]$	спектральная плотность мощности
t	$[^{\circ}C]$	температура пламени
ν_T	$[m^2 \cdot c^{-1}]$	кинематическая вязкость

ρ	[кг·м ⁻³]	плотность продуктов сгорания
ω	[кг·кг ⁻¹]	относительная концентрация топлива
τ	[с]	время
ψ, ξ	[-]	безразмерные координаты
Ω_T	[м]	коэффициент расширения потока
x/h	[-]	относительный путь сгорания
	[-]	интенсивность турбулентности

Сокращения

ELE	электростанция Ледвице
ESNVA	электростанция Хвалетце
I	первичный
II	вторичный

Индексы

T	- турбулентный
200/2	- мощность [МВт]/место измерения
'	- флуктуационный

Литература

- [1] ДОБРОЗЕМСКИ Й. и кол.: Эффективное использование менее качественных и небалансовых топлив при минимализации вредных эмиссий в энергетике. Отчет об исследованиях по государственной целевой программе O2 и I2. Острава, ВШБ, 1986.
- [2] КОЛАТ П. и кол.: Исследования порошковых и стабилизационных горелок у котлов большой мощности. Отчет об исследованиях по заданию РЦ-7-10-0280 /элементы сечений паровых котлов/. Острава, ВШБ, 1987.
- КОЛАТ П.: Передача тепла и масс. Курс лекций ВШБ, Острава, 1986.
- НОСКИЕВИЧ П.: Характеристика области горелки порошковых топок. Кандидатская диссертационная работа. Острава, ВШБ, 1987.
- FRANDEL L.: Grundlagen der Feuerungstechnik. TU Karlsruhe, 1964.
- SIMON H.D.: Die Messung von Emissionsschwankungen in turbulenten Diffusionsflammen. Dissertation TU Karlsruhe, 1976
- EBRAHIMI K.: Turbulenz in isothermen freistrahlen und freistrahlfammen. Dissertation TU Karlsruhe, 1979.

- 8 ДОБРОЗЕМСКИ Й. и кол.: Измерение аэродинамики сгорания и эмиссий на котле К 4 электростанции Хвалетице. Отчет об исследованиях К-Ю-483-5II/03. Острава, ВШБ, 1987.
- 9 КАРТАК Й. и кол.: Динамика и регулирование паровых котлов. Прага, СНТД, 1981.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Ryszard WILK

NOWE METODY OCENY PROCESU SPALANIA W KOMORACH PALENISKOWYCH
KOTŁÓW DUŻEJ WYDAJNOŚCI

S t r e z z e s z e n i e

Artykuł przedstawia próbę opisu dynamiki procesu spalania metodą eksperymentalno - analityczną. Omówiono wpływ czynników opisujących kinetykę spalania na proces tworzenia się SO_2 i NO_x . W tym zakresie sformułowano także kryteria, jakim powinny odpowiadać urządzenia mające wpływ na mieszanie paliwa z powietrzem. Eksperymentalnie stwierdzono, że proponowana metoda opisu procesu spalania nadaje się lepiej do stosowania w nowoczesnych kotłach i zabezpiecza możliwość spalania gorszych gatunków węgla poprzez usprawnienie procesu spalania, tj. optymalny dobór typu i konstrukcji palników.

NEW METHODS OF EVALUATION OF COMBUSTION PROCESS IN THE
COMBUSTION CHAMBERS OF A GREAT OUTPUT BOILERS

S u m m a r y

This paper deals with the description of a combustion process dynamics by experimental-analytic methods. The influence of factors describing combustion kinetic on SO_2 and NO_x creation process have been discussed. In this devices which have the influence on the mixing of fuel with air were some criterias formulated.

By experimental method was concluded, that this combustion description method is better for a modern boilers. The method gives the possibility of advanced combustion the fuels by modern combustion process, e.g. by optimization of type and construction of burner.

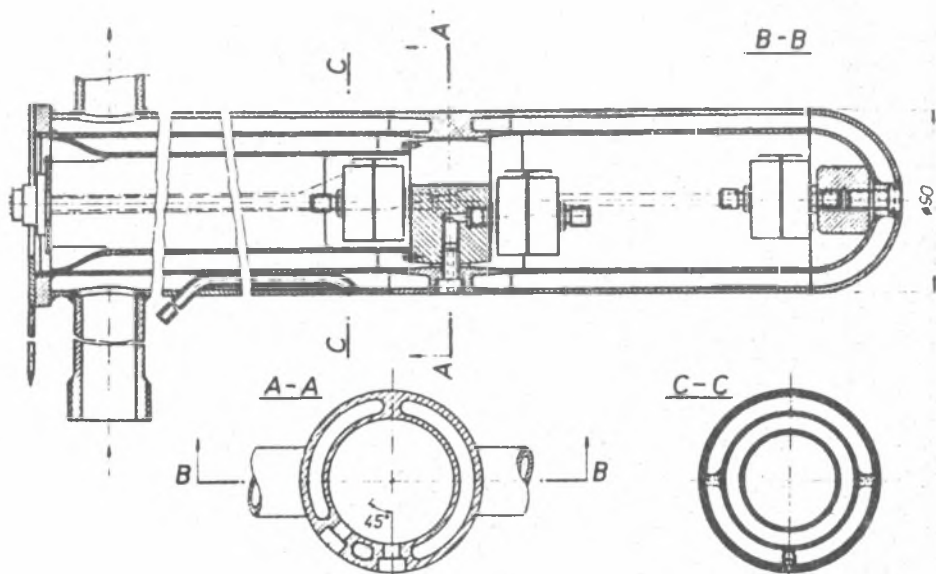


Рис. 1. Зонд с водяным охлаждением для измерения пульсаций температуры и давления в топке.

Fig. 1. Water cooled probe for the measurement of temperature and pressure pulses.

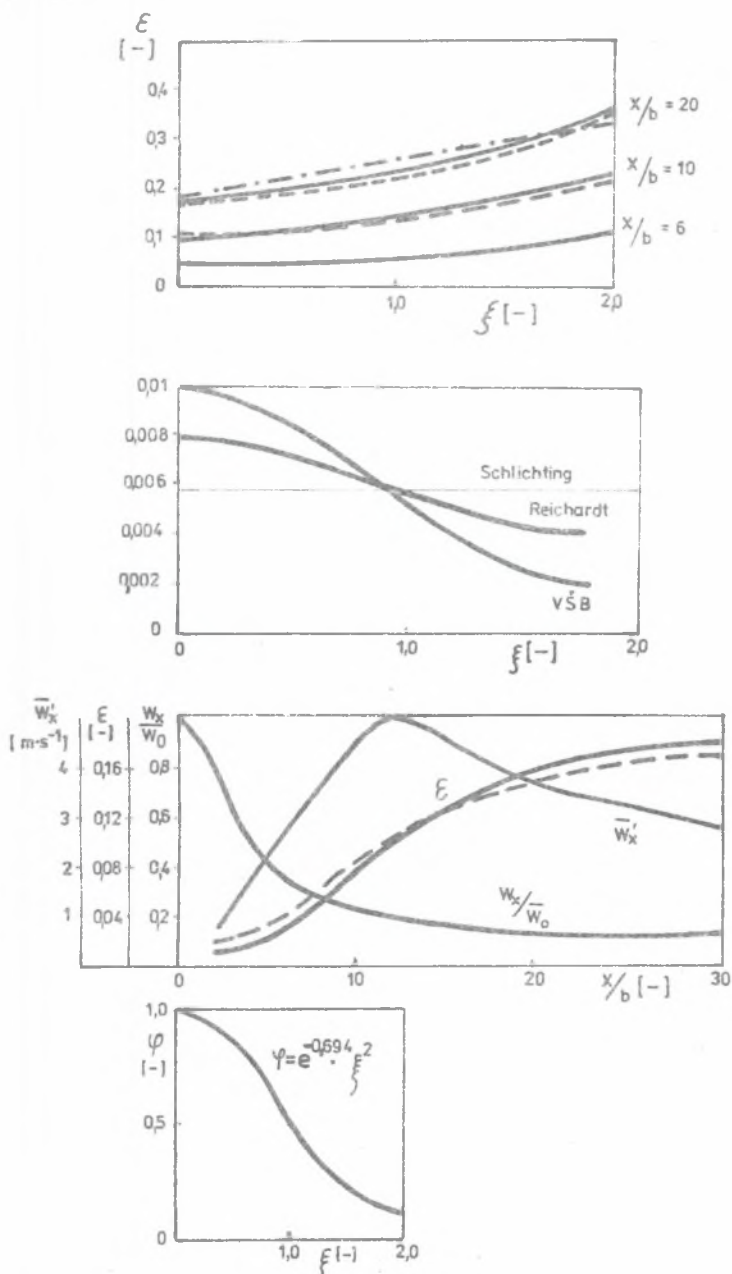


Рис. 2. Результаты измерения продольно симметричного свободного потока при $Re = 30500$ и сравнение с результатами других авторов.

Fig. 2. Measurement results of simetrical free flow for $Re = 30500$. The comparison with the results of other authors.

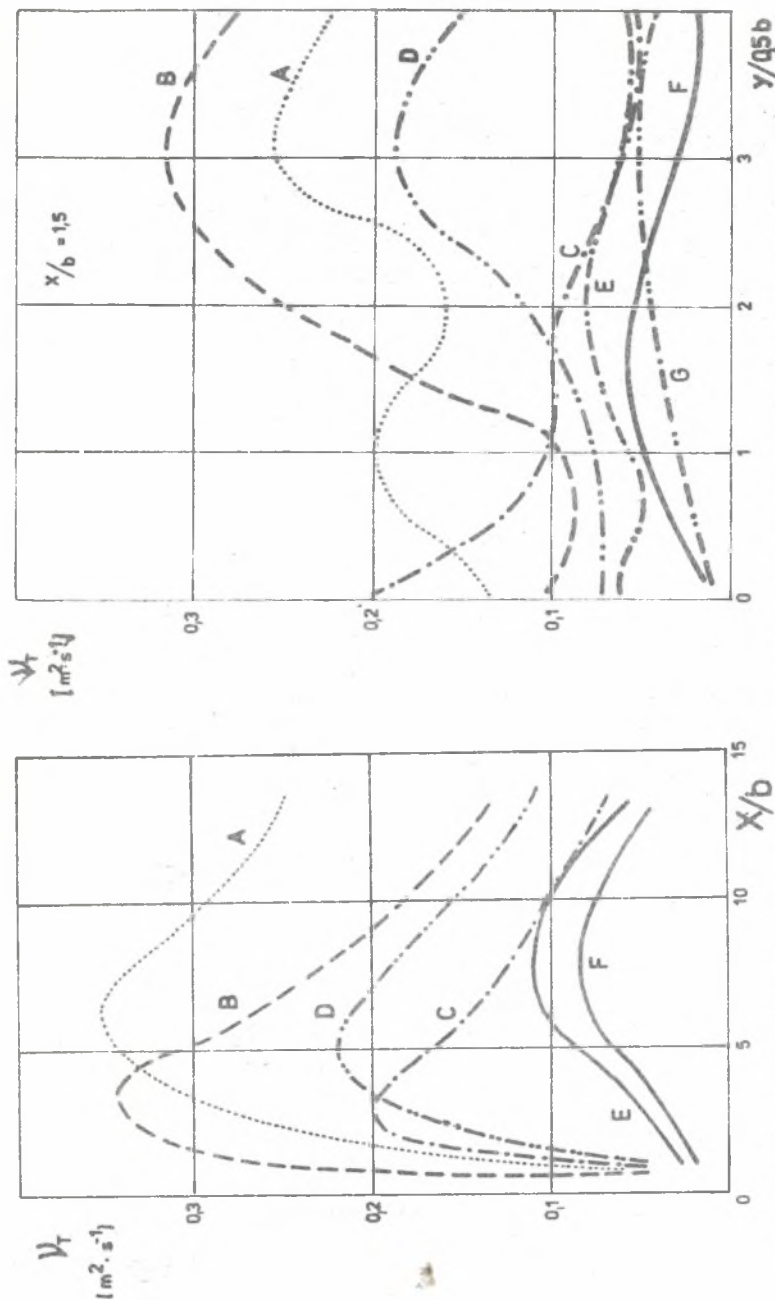


Рис. 2. Характеристика турбулентной кинематической вязкости в топке ЕСНВА после доработки горелок: без рециркулирования А-200 МВт, с рециркулированием В-200 МВт, С-180 МВт; перед изменением: D-195 МВт без рециркулирования, с меньшим избытком воздуха Е-140 МВт, с большим избытком воздуха F-140 МВт, G-135 МВт.

Fig. 3. The performance curve of kinematic viscosity in combustion chamber after reconstruction of ECHVA burners: without A-200 MW and C-180 MW recirculation, with B-200 MW and C-180 MW recirculation; before change: D-195 MW without recirculation, with a smaller air excess with the great air excess F-140 MW, G-135 MW.

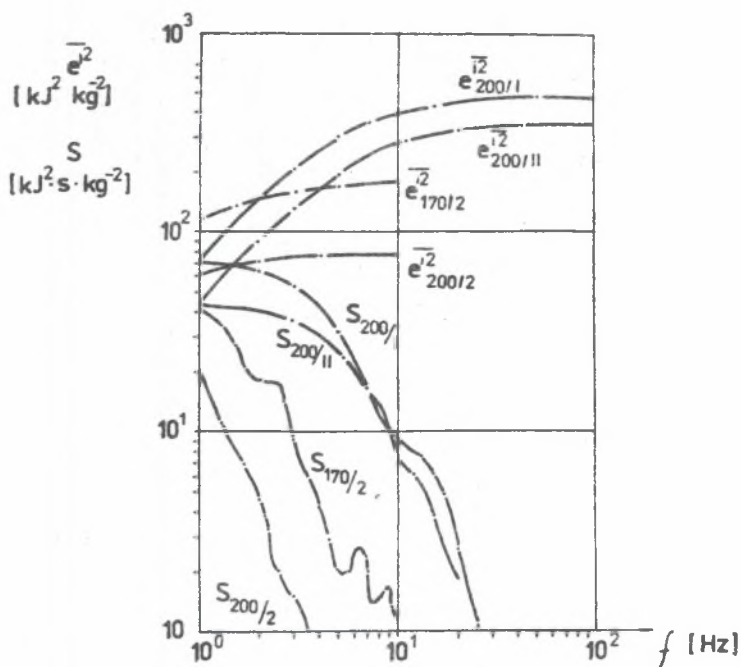


Рис. 4. Кривая зависимости квадрата средней флюктуационной энергии и спектральной плотности мощности от частоты в топке ELE.

Fig. 4. The curve showing a dependence of square power of a mean fluctuational energy and power spectral density on the frequency in combustion chamber.

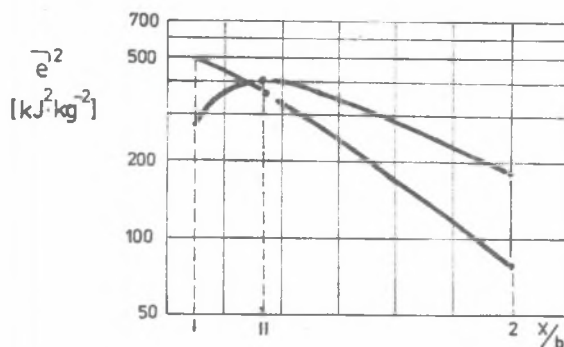


Рис. 5. Характеристика квадрата общей средней флюктуационной энергии по пути сгорания при мощности 170 и 200 МВт в топке ELE (точки измерений)

Fig. 5. The performance of the square power of all mean fluctuational energy on the way length for 170 - 200 MW power in combustion chamber.

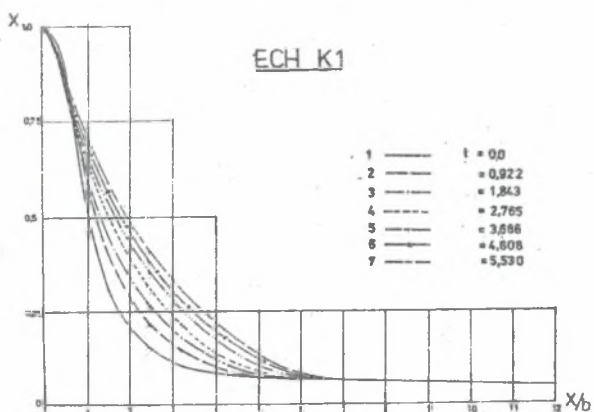
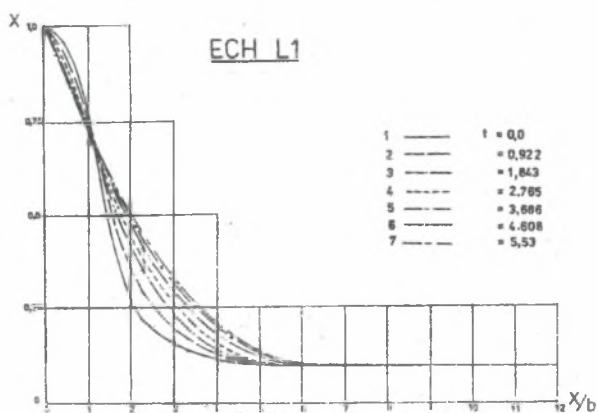
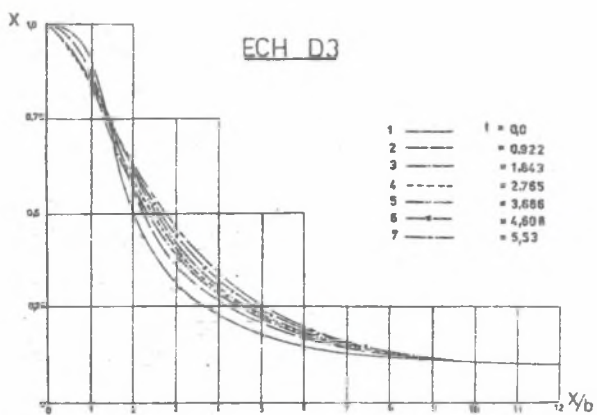


Рис. 6. Пространственно-временные характеристики выгорания топлива у отрегулированных и неотрегулированных режимов сгорания в ECHVA.

Fig. 6. Space-time performance curves of burn out fuel for controlled and non-controlled combustion regimes in ECHVA.

Таблица 1.

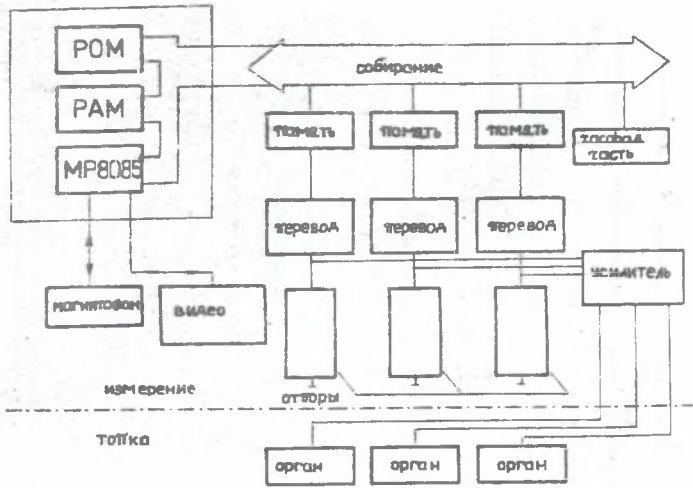
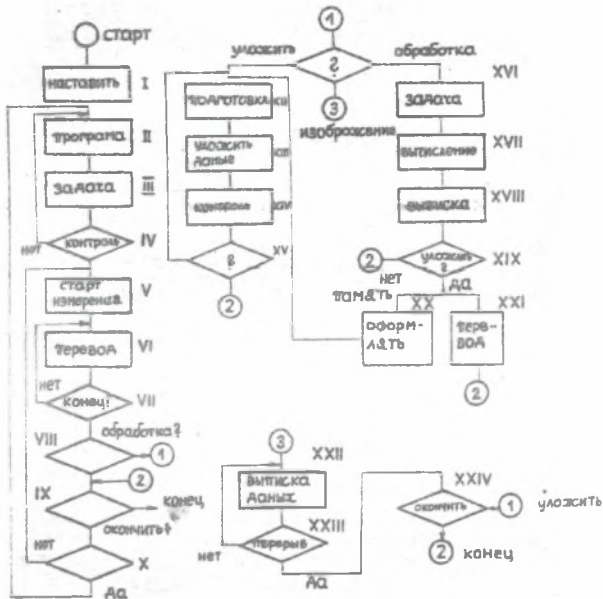


Таблица 2.



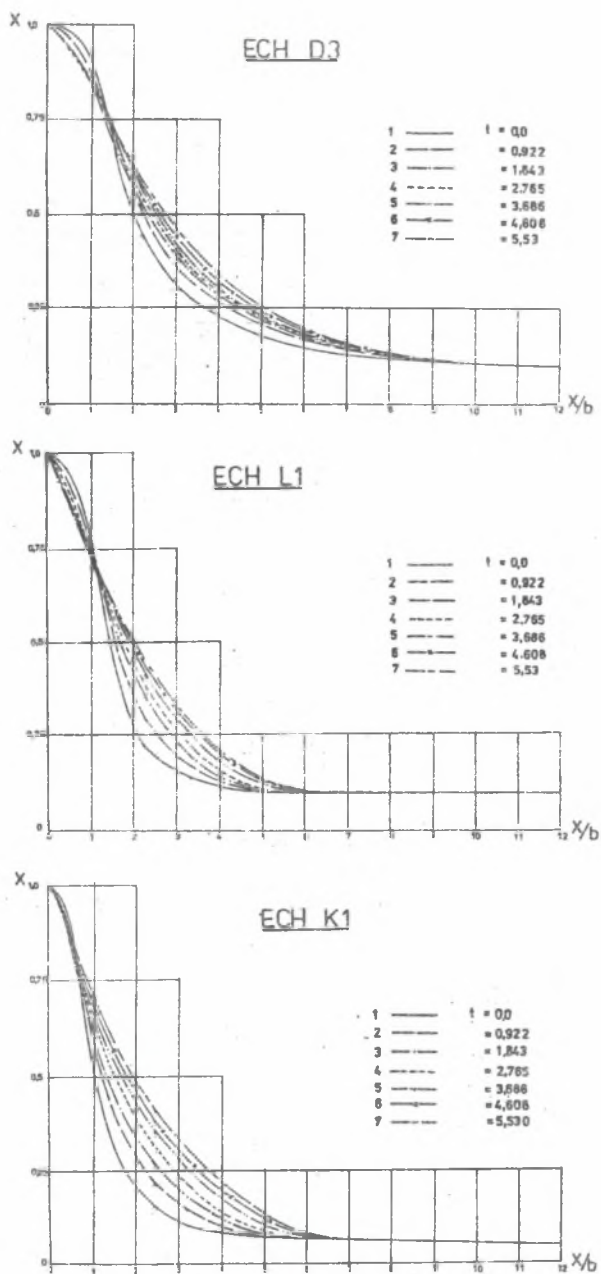


Рис. 6. Пространственно-временные характеристики выгорания топлива у регулируемых и нерегулируемых режимов сгорания в ECHVA.

Fig. 6. Space-time performance curves of burn out fuel for controlled and non-controlled combustion regimes in ECHVA.

Таблица 1.

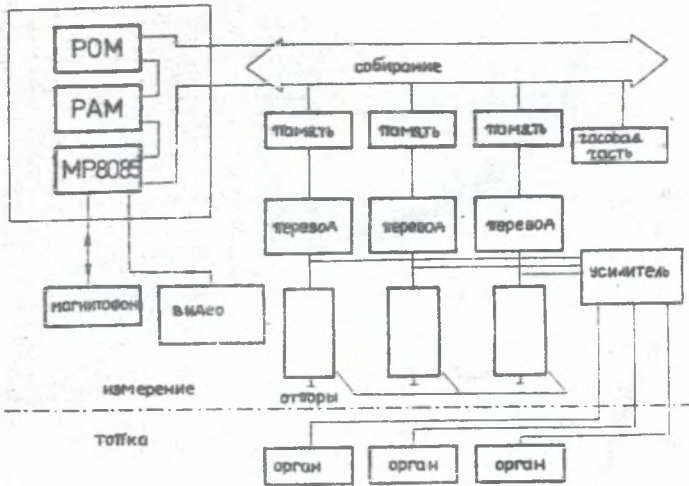


Таблица 2.

