

UNIVERSIDADE TÉCNICA DE LISBOA

INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMBUSTÃO DE BIOMASSA EM FORNALHAS CICLONE

JOSÉ NUNES

(Licenciado)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Lisboa 1993

UNIVERSIDADE TÉCNICA DE LISBOA
INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMBUSTÃO DE BIOMASSA EM FORNALHAS CICLONE

JOSÉ NUNES
(Licenciado)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Lisboa 1993

RESUMO

Neste trabalho pretendemos efectuar o estudo experimental da combustão de resíduos de baixa granulometria, nomeadamente serradura de pinho numa fornalha cuja a geometria é do tipo ciclone.

Apresenta-se o equipamento da instalação experimental que foi projectada, desenhada e construída propositadamente para a realização deste trabalho.

Descrevem-se as técnicas de medida e a instrumentação utilizada na realização da medida das variáveis do sistema de queima.

Apresenta-se o programa de cálculo em FORTRAN 77, elaborado para a realização do tratamento de dados e de balanços de energia à fornalha.

Analizam-se os resultados experimentais e calculados, obtidos nos vários ensaios, salientando-se das conclusões a gama de funcionamento estável da fornalha, compreendida entre 879.8 a 2151.8 KW/m³ para a serradura de pinho, a baixa perda de carga em toda a gama de funcionamento, o índice de poluentes muito reduzido e a possibilidade da fornalha ciclone poder ser utilizada como gerador de gases quentes utilizáveis em processos de secagem, produção de água quente e vapor de processo.

PALAVRAS CHAVE

Biomassa;
Resíduos;
Fornalha ciclone;
Controlo da combustão;
Combustão estável;
Rendimento da combustão;
Carga térmica;
Balanço de energia;
Índice de poluentes;
Gerador de gases quentes.

ABSTRACT

In this work is intended to develop an experimental study on the combustion of residues of low granulometry, namely, pine sawdust in a furnace whose geometry is of the cyclone type.

The equipment of the experimental installation which was planned, designed and built purposely to accomplish this work, is described.

The techniques of measurement and the instrumentation used to accomplish the measurement of the variables of the burning system are described.

A program in FORTRAN 77, developed in order to accomplish the analysis of data and the energy balances in the furnace, is presented.

The experimental and estimated results, which were obtained during several experiments, are analysed; from the conclusions drawn it is emphasized the range of stable combustion of the furnace ranging from 879.8 to 2151.8 KW/m³ for the pine sawdust; a low pressure loss in all of the working range; a very low rate of pollutants; and the possibility of using the cyclone furnace as a generator of hot gases in drying processus, in the production of hot water and process steam generation.

KEY WORDS

Biomass;
Residues;
Cyclone furnace;
Combustion control;
Stable combustion;
Efficiency of combustion;
Thermal charge;
Energy balance;
Rate of pollutants;
Hot gases generator.

AGRADECIMENTOS

A realização e conclusão da Tese de Mestrado que agora apresentamos, só foi possível com a colaboração de pessoas e instituições que, a diferentes níveis, nos prestaram a sua preciosa ajuda. Não podemos pois deixar de, a todas elas, manifestar os nossos sinceros agradecimentos.

Começaremos por expressar o nosso reconhecimento à instituição onde trabalhamos, na pessoa do seu Presidente, o Sr. Prof. Vergílio António Pinto de Andrade, pelas condições e meios postos à nossa disposição, fundamentais para a realização deste trabalho.

Ao Sr. Prof. Mário Nery R. Nina, nosso orientador, queremos igualmente manifestar o nosso agradecimento pelo estímulo e conselhos científicos que, ao longo do desenvolvimento deste trabalho e de forma amigável, sempre nos proporcionou, quer no IST quer em visitas à ESACB.

Ao Instituto Superior Técnico e à Secção de Termodinâmica Aplicada, que cedeu parte da instrumentação, indispensável para a realização deste trabalho, o nosso apreço.

O nosso reconhecimento sincero ao Sr. Eng^o António José Pires da Fonseca pelas ajudas e sugestões e inesgotável paciência postas no decurso da construção da instalação experimental.

Agradecemos também ao Sr. João Francisco Jerónimo da Silva, a colaboração e zelo com que acompanhou a realização do trabalho experimental, endereçando uma palavra de reconhecimento a todo o pessoal das oficinas da Escola Superior Agrária de Castelo Branco (ESACB).

Estamos também reconhecidos aos proprietários da serração M. Cameira & Oliveira LDA, sediada em Castelo Branco pela forma amigável como nos disponibilizaram os resíduos lenhosos utilizados na realização deste trabalho.

Desejamos ainda expressar os nossos agradecimentos aos técnicos, José António Carvalho Anacleto, Helder Pedro Pires Ribeiro e Ana Maria Vaz, pela colaboração prestada na elaboração gráfica deste trabalho.

ÍNDICE

RESUMO		IV
ABSTRACT		V
AGRADECIMENTOS		VI
ÍNDICE		VII
LISTA DAS TABELAS		IX
LISTA DAS FIGURAS		X
LISTA DAS FOTOGRAFIAS		XII
SIMBOLOGIA		XIII
CAPÍTULO 1	- INTRODUÇÃO	1
1.1	- Apresentação do tema e breve revisão bibliográfica	1
1.2	- Razões justificativas do trabalho	6
1.3	- Objectivos do trabalho	8
1.4	- Estrutura da tese	10
CAPÍTULO 2	- DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL	12
2.1	- Introdução	12
2.2	- Sistema de alimentação de ar de combustão	13
2.3	- Sistema de alimentação de combustível	14
2.4	- Fornalha ciclone	16
2.5	- Sistema de exaustão de fumos	19
2.6	- Sistema de ignição por chama piloto	19
2.7	- Operação da instalação	20
	FIGURAS	22
	FOTOGRAFIAS	28
CAPÍTULO 3	- INSTRUMENTAÇÃO E TÉCNICAS DE MEDIDA	32
3.1	- Introdução	32
3.2	- Caracterização do ar atmosférico	33
3.2.1	- Temperatura do ar atmosférico	33
3.2.2	- Humidade do ar atmosférico	34
3.2.3	- Caudal do ar atmosférico	34
3.3	- Caracterização do combustível	39
3.3.1	- Poder calorífico do combustível	39
3.3.2	- Granulometria do combustível	41
3.3.3	- Humidade do combustível. Método de secagem	42
3.3.3	- Caudal de combustível	43

	3.4	-	Caracterização da combustão	45
	3.4.1	-	Temperatura dos gases à saída da fornalha	45
	3.4.2	-	Concentração de espécies químicas nos gases	50
	3.5	-	Temperatura da superfície exterior da fornalha	52
	3.6	-	Caracterização de outras grandezas	53
	FIGURAS			56
CAPÍTULO	4	-	METODOLOGIA DOS BALANÇOS DE ENERGIA	61
	4.1	-	Introdução	61
	4.2	-	Balanços de energia à fornalha. Erro de fecho global do balanço de energia	62
	4.3	-	Programa de tratamento dos dados e balanços de energia	65
	FIGURAS			67
CAPÍTULO	5	-	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO	68
	5.1	-	Introdução	68
	5.2	-	Gama de funcionamento estável da fornalha. Rendimento da combustão	69
	5.3	-	Influência do excesso de ar	77
	5.4	-	Influência da humidade do combustível	78
	5.5	-	Influência da granulometria do combustível	80
	5.6	-	Temperatura de saída do ciclone	82
	5.7	-	Reprodutibilidade das medidas	84
	5.8	-	Utilização de outros combustíveis	84
	5.9	-	Influência do orifício de remoção de cinzas	88
	FIGURAS			90
CAPÍTULO	6	-	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO	97
	6.1	-	Introdução	97
	6.2	-	Conclusões	98
	6.3	-	Sugestões para trabalho futuro	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS				101
ANEXOS				110
	ANEXO 1		Listagem do programa de tratamento de dados e balanços de energia	111
	ANEXO 2		Listagem dos resultados dos ensaios	125
	ANEXO 3		Lista de variáveis do programa	152

LISTA DAS TABELAS

CAPÍTULO 3

3.1	Diferenças entre o excesso de ar medido no venturi e calculado através de análise de gases	38
3.2	Classificação da granulometria do combustível	41
3.3	Comparação das temperaturas obtidas pelos dois sistemas de medida	49
3.4	Listagem das variáveis analisadas e dos métodos utilizados	55

CAPÍTULO 5

5.1	Resultados medidos e corrigidos correspondentes ao caudal de ar, marpe=0.0083 Kg/s	71
5.2	Resultados medidos e corrigidos correspondentes ao caudal de ar marpe=0.0096 Kg/s	71
5.3	Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar marpe=0.0117 Kg/s	73
5.4	Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar marpe=0.0126 Kg/s	73
5.5	Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar marpe=0.0135 Kg/s	74
5.6	Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar marpe=0.0143 Kg/s	74
5.7	Resultados dos ensaios realizados com serradura fina de pinho com humidade HR=32%	81
5.8	Resultados dos ensaios realizados com aparas de pinho com humidade HR=14%	81
5.9	Resultados dos ensaios realizados para verificação da reprodutibilidade das medidas	85
5.10	Resultados dos ensaios realizados com serradura de madeira exótica com humidade HR=21%	87
5.11	Resultados dos ensaios realizados com uma mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona com humidade HR=14%	87
5.12	Resultados dos ensaios realizados com o orifício de remoção de cinzas aberto e fechado	88

LISTA DAS FIGURAS

CAPÍTULO 2

2.1	Esquema da instalação experimental	22
2.2	Esquema do sistema de alimentação de ar	23
2.3	Esquema do sistema de alimentação de combustível	24
2.4	Características geométricas do ciclone standard	25
2.5	Vista da fornalha em corte	26
2.6	Esquema do sistema de exaustão de gases	27

CAPÍTULO 3

3.1	Aparelhos deprimogêneos: a) tubo de venturi; b) placa de orifício	56
3.2	Curvas de calibração do sistema de alimentação de combustível	57
3.3	Esquema do sistema de medida de temperatura dos gases (1º sistema)	58
3.4	Esquema do sistema de análise de gases e de medida de temperatura (2º sistema)	59
3.5	Esquema do sistema de medida de temperatura da superfície exterior da fornalha	60

CAPÍTULO 4

4.1	Evolução da temperatura de superfície da fornalha e dos gases durante o arranque	67
-----	---	----

CAPÍTULO 5

5.1	Variação do rendimento da combustão com a carga térmica e humidade do combustível	90
5.2	Variação do rendimento da combustão com o excesso de ar	91
5.3	Variação da temperatura dos gases com a carga térmica e a humidade do combustível	92
5.4	Variação da temperatura dos gases com o excesso de ar ($m_{\text{comb}} = 1.17 \text{ g/s}$)	93
5.5	Variação da temperatura dos gases com o excesso de ar ($m_{\text{comb}} = 2.04 \text{ g/s}$)	94
5.6	Curvas características do funcionamento da fornalha para vários combustíveis	95
5.7	Variação da temperatura dos gases com a carga térmica para vários combustíveis	96

LISTA DAS FOTOGRAFIAS

CAPÍTULO 2

2.1	-	Instalação experimental	28
2.2	-	Sistema de alimentação de combustível	29
2.3	-	Fornalha ciclone	30
2.4	-	Instrumentação	31

SIMBOLOGIA

Ab	Área da entrada tangencial de ar secundário (m ²)
Am	Área da entrada tangencial maior de ar (m ²)
Ap	Área da entrada tangencial menor de ar (m ²)
At	Área transversal da sonda (m ²)
As	Área de superfície da sonda (m ²)
A2	Área da secção menor do instrumento deprimogêneo (m ²)
Carga	Carga térmica da fornalha (KW/m ³)
C _c	Coefficiente de contracção
cp	Calor específico (KJ/Kg K)
cpg	Calor específico do gás (KJ/Kg K)
C _v	Coefficiente de velocidade
C0	Poder emissivo do corpo negro (W/m ² K ⁴)
d	Diâmetro da partícula (m)
D	Coefficiente de difusão (m ² /s)
Dc	Diâmetro interno do corpo cilíndrico (mm)
De	Diâmetro do cilindro de exaustão de gases (mm)
Dv	Diâmetro maior do venturi (mm)
dv	Diâmetro menor do venturi (mm)
Dp	Diâmetro maior da placa de orifício (mm)
dp	Diâmetro menor da placa de orifício (mm)
E	Coefficiente de emissividade
Ed	Energia disponível na fornalha (KJ/Kg)
El	Energia libertada na fornalha (KJ/Kg)
ERRO	Erro de fecho global do balanço de energia (%)
g	Aceleração da gravidade (m ² /s)
Har	Coefficiente de convecção (W/m ² K)
HC	Humidade do combustível na base húmida (%)
HP	Altura manométrica do venturi (mm)
Hpr	Entalpia dos produtos da combustão (KJ/Kg)
Hre	Entalpia dos reagentes (KJ/Kg)

HS	Altura manométrica da placa de orifício (mm)
I	Intensidade da combustão ($W/m^3 \text{ KPa}^{-2}$)
L	Comprimento (m)
Lc	Comprimento do corpo cilíndrico (mm)
m	Caudal mássico (Kg/s)
M	Número de Mach
Mg	Caudal de gás (Kg/s)
MH ₂ OPH	Percentagem mássica de água proveniente do hidrogénio do combustível (%)
P	Pressão no interior da fornalha (KPa)
PC	Percentagem mássica do carbono do combustível (%)
PCI	Poder calorífico inferior do combustível húmido (KJ/Kg)
PCI0	Poder calorífico inferior do combustível seco (KJ/Kg)
PCS	Poder calorífico superior do combustível seco (KJ/Kg)
PH	Percentagem mássica do hidrogénio do combustível (%)
PO	Percentagem mássica do oxigénio do combustível (%)
PS	Percentagem mássica do enxofre do combustível (%)
Qarp	Potência correspondente à entalpia do ar primário (KW)
Qars	Potência correspondente à entalpia do ar secundário (KW)
QCO	Potência correspondente às perdas de CO (KW)
Qcomb	Potência libertada durante a combustão (KW)
Qd	Potência disponível na fornalha (KW)
Qfcomb	Potência correspondente à entalpia do combustível (KW)
Qgas	Potência correspondente à entalpia dos gases (KW)
QH ₂	Potência correspondente às perdas de H ₂ (KW)
Ql	Potência libertada na fornalha (KW)
Qpc	Potência correspondente a perdas por convecção (KW)
Qpr	Potência correspondente a perdas por radiação (KW)
Rend	Rendimento da combustão (%)
roar	Massa específica do ar (Kg/m ³)
roh ₂ o	Massa específica do fluido manométrico (Kg/m ³)
S	Comprimento do tubo de saída (mm)
T	Temperatura do combustível (C)
Ta	Temperatura ambiente (C)

TA1	Temperatura medida dos gases (K)
TCHA	Temperatura de superfície da chaminé (K)
Tf	Temperatura da substância (C)
TFLUID	Temperatura corrigida (K)
TREF	Temperatura de referência da sonda (K)
T0	Temperatura de referência (C)
Ks	Condutibilidade térmica (W/mK)
w	Velocidade da partícula (m/s)
Vol	Volume da fornalha (m ³)
Zc	Comprimento do corpo cônico (mm)
α	Coefficiente de descarga da placa de orifício
β	Relação de diâmetros do aparelho deprimogêneo
β_1	Coefficiente de transferência de massa (m/s)
ϵ	Coefficiente de compressibilidade do ar
ϵ_1	Emissividade da superfície da fornalha
ν	Viscosidade do fluido (m ² /s)

INTRODUÇÃO

1.1 - APRESENTAÇÃO DO TEMA E BREVE REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A maior parte das indústrias necessitam nas suas operações, de vapor saturado (na sua grande maioria) ou de vapor sobreaquecido ou água quente ou sobreaquecida ou de fluido térmico ou ar quente, pelo que têm que dispor de um gerador de calor.

Estes geradores de calor incluem um sistema de queima, por intermédio do qual se gera a energia necessária para obter as condições dos fluidos acima referidos.

Fora da indústria, assiste-se hoje também a uma exigência cada vez maior no que respeita ao conforto humano pelo que tem vindo a aumentar o interesse na instalação de sistemas de aquecimento em hospitais, escolas e outras instituições públicas.

Nestes dois casos e em muitos outros, o sistema de queima apresenta-se como uma peça fundamental, pois é através da energia libertada durante a combustão de um determinado combustível, que se consegue obter aquelas condições.

Desde o fim da 2ª Guerra Mundial até 1973, ano da 1ª crise petrolífera, o combustível mais utilizado foi o thick-fuel-oil e só nos casos em que existiam, numa indústria, resíduos lenhosos resultantes do processo fabril, é que se utilizavam esses resíduos como combustível (Documentação Europeia, 1990).

Os problemas energéticos, causados pelo aumento do preço dos combustíveis derivados do petróleo e pela incerteza de aprovisionamento, originaram para além de outras medidas, a procura de fontes de energia alternativa, preferencialmente com carácter renovável dentro das quais a biomassa se apresenta com grande importância.

No que toca à biomassa, Portugal apresenta recursos interessantes pois uma quantidade muito elevada de resíduos, provenientes das diferentes operações silvícolas nas várias espécies que compõem o património florestal, encontra-se anualmente disponível.

Através de um estudo realizado pela empresa A. D. Little (1985), o potencial de resíduos da floresta disponíveis em Portugal para fins energéticos, foi estimado em 3.3 milhões de toneladas verdes anuais (cerca de 1.8 milhões de toneladas secas).

São ainda de contabilizar os resíduos provenientes das indústrias da madeira (serrações, carpintarias, etc.) que originam, segundo a mesma fonte, aproximadamente 2.46 milhões de toneladas verdes (1.23 milhões de toneladas secas).

Para além dos elevados recursos florestais, é também de considerar a contribuição em termos energéticos, que poderá resultar do aproveitamento dos resíduos resultantes da actividade agrícola, como sejam: as cascas de amêndoa, de noz, de uva, assim como o bagaço de azeitona, a madeira das podas, a palha, etc., os quais poderão ser utilizados localmente pelas indústrias geradoras na produção da sua própria energia.

Actualmente a valorização energética desta biomassa efectua-se através de cinco técnicas diferentes: a combustão directa, a pirólise, a gaseificação, a destilação e a liquefacção (Lede et al., 1980-b).

A aplicação da destilação e da liquefacção, não tem sido muito grande e acarreta algumas reservas, já que a primeira apresenta um rendimento termodinâmico muito baixo e a segunda é um processo que funciona em estado piloto, não se apresentando ainda por isso rentável no ponto de vista das aplicações energéticas (Lede et al., 1980-b).

A gaseificação consiste na transformação da biomassa em gases, com baixo e médio valor energético. Trata-se de um processo termoquímico, onde uma reacção, em presença de um agente oxidante, realizada em fases sucessivas consoante a temperatura aumenta, conduz em primeiro lugar a uma pirólise entre os 300-500 °C, com libertação de matéria volátil e formação de carvão, seguida da fase de reacção gasosa dos voláteis, a cerca de 600 °C, e gasificação final, a 700 °C, do carvão.

A combustão directa da biomassa é a técnica de valorização energética mais generalizada. Fundamentalmente, ela processa-se em três fases: i) secagem; ii) libertação de matérias voláteis e sua combustão; iii) combustão do carbono fixo (Juanico, 1989).

Para a realização da combustão têm sido utilizadas fornalhas equipadas com grelhas inclinadas fixas, quando se trata de combustível com certa dimensão, grelhas planas com alimentação inferior por parafuso sem-fim para combustível granulado e finalmente sistemas de injeção de pó, em suspensão, com ou sem grelha fixa plana ou

inclinada, sistema este ainda pouco utilizado (Robert, 1984; Juanico, 1989).

O interesse que surgiu nos últimos anos em utilizar estes combustíveis, de carácter renovável fez reviver processos abandonados há bastante tempo. São exemplos os fornos de caldeiras industriais para combustão de resíduos de madeira, de palha, de bagaço de azeitona, etc., as instalações de carbonização e de gaseificação, as instalações para utilização energética e química de biomassa, etc. Podemos referir por exemplo, os trabalhos realizados por Gulic et al. (1980), sobre a combustão de material lenhoso, fazendo reaparecer a grelha desenhada por Pomerancev há mais de 50 anos, na U.R.S.S..

Deste interesse, resultou também o aparecimento e o desenvolvimento de novos equipamentos para a realização dos processos de valorização energética visando desta forma alargar a sua utilização aos novos combustíveis, aumentar a eficiência dos processos e reduzir a poluição atmosférica.

Incluído nestes equipamentos, surge o ciclone, habitualmente conhecido por separador de partículas (Strauss, 1975, Theodore et al., 1976, e Remil, 1990), que nos últimos anos, tem vindo a ser utilizado na realização de operações de alta temperatura (Vol'F Kovich et al. 1962, Reh, 1977). Incluído nestas últimas operações, Jacobs et al. (1975), Szekelly et al. (1976) e Villermaux (1979) apresentaram este dispositivo como reactor químico. As suas excelentes performances no que respeita à transferência de massa foram mostradas por Beenakers et al. (1976) e no que respeita à transferência de calor por Klucovsky et al. (1962) e Szekely et al. (1966), assim como os pequenos tempos de residência das partículas.

Na combustão do carvão, o ciclone tem sido utilizado há já bastante tempo. Um colector de partículas foi utilizado por Sakae et al. (1956), na gaseificação.

Mas tem sido na combustão de partículas de carvão que o ciclone tem sido bastante mais utilizado.

O interesse da sua utilização como câmara de combustão resulta do facto de este equipamento apresentar um design adequado para aumentar a velocidade de combustão e conseguir temperaturas elevadas, assegurando dessa forma a combustão completa do combustível, com fusão da cinza em carvões de baixa qualidade.

Considerando a relação para o coeficiente de transferência de calor de uma partícula esférica, emersa num fluxo de ar:

$$\frac{\beta_1 d}{D} = 2 + 0.03 \left(\frac{Wd}{v} \right)^{0.54} \left(- \frac{v}{D} \right)^{0.33} + 0.35 \left(\frac{Wd}{v} \right) \left(\frac{v}{D} \right)^{0.356} \quad (1.1)$$

válida para número de Reynolds entre 0.3 e $3 \cdot 10^5$ e números de Prandtl entre 0.6 e $8 \cdot 10^3$, apresentada por Baskákov (1982) e da emissão calorífica, durante a passagem de um gás ($Pr = 1$) através de uma camada densa de esferas ou partículas de forma arbitrária, segundo a formula de V. N. Timofeev,

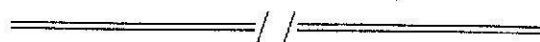
$$\frac{\beta_1 d}{D} = 0.61 \left(\frac{Wd}{v} \right)^{0.67} \quad (1.2)$$

para número de Reynolds maiores que 200, conclui-se que o coeficiente de transferência de massa β_1 entre o fluido e a superfície de uma partícula aumenta com a diminuição do diâmetro da partícula e com o aumento da velocidade w com que esta se movimenta pelo fluxo (Baskakov, 1982).

A utilização da câmara ciclone permite realizar simultaneamente os dois fenómenos acima referidos para a intensificação dos processos de combustão.

A utilização de câmaras de combustão tipo ciclone tiveram também sucesso na incineração de desperdícios sólidos (Agrest, 1966; Schmidt, 1970) e na queima de gases combustíveis com baixo poder calorífico, produzidos pelos vários processos químicos, (Syred et al., 1975, 1977; Najim et al., 1980, 1981).

Recentemente, Lede et al. (1980-a) e Villiermaux et al. (1980-b), constataram as excelentes características que possui o reactor ciclone para a realização da pirólise rápida de serradura de pinho.



Dadas as enormes disponibilidades de resíduos florestais, que se verificam nas

regiões fortemente florestadas como é o caso da região de Castelo Branco e dadas as óptimas performances geométricas que apresenta o ciclone para a realização de operações de valorização energética de alguns combustíveis achamos interessante a sua utilização para a realização da combustão directa de resíduos lenhosos de baixa granulometria como sejam, serradura, aparas, fitas e ainda de resíduos resultantes da exploração agrícola tais como bagaço de azeitona e casca de uva.

Neste sentido, projectamos, desenhamos e construímos um sistema de queima que inclui uma fornalha do tipo ciclone.

Com este sistema de queima pretendemos determinar experimentalmente a aptidão deste tipo de fornalhas para a combustão directa de resíduos lenhosos resultantes da indústria de madeira disponíveis na região de Castelo Branco.

Para além da fornalha tipo ciclone, fazem parte do sistema de queima, o sistema de alimentação de combustível, o sistema de alimentação de ar e outros equipamentos auxiliares.

A reduzida dimensão das partículas do combustível utilizado, permite que a sua alimentação à câmara de combustão se faça na forma "pulverizada".

Para caracterizar experimentalmente as variáveis do sistema de queima, nomeadamente temperatura do ar e temperatura dos gases de combustão, caudal de ar e caudal de combustível, composição dos gases de combustão, humidade do ar e humidade do combustível e granulometria do combustível, dotámos a instalação com um conjunto de instrumentos de medidas e utilizamos várias técnicas de medida.

A instalação experimental foi construída e instalada na Escola Superior Agrária de Castelo Branco.

O equipamento principal da instalação de queima, foi construído nas oficinas da Escola Superior Agrária. A sua construção começou no início de Fevereiro de 1992 e terminou no final do mês de Julho do mesmo ano.

A decisão de localizar a instalação experimental, na Escola Superior Agrária, resultou sobretudo de dois motivos. O primeiro motivo resultou do grande interesse que esta instituição mostrou pelo assunto, facilitando e disponibilizando o espaço e o apoio necessário à sua realização.

O segundo motivo baseia-se no facto de nesta região se encontrarem enormes

quantidades de resíduos industriais e agrícolas, disponíveis para serem utilizados como combustível, facilitando deste modo a realização do trabalho, para além de o tornar mais interessante e poder vir a proporcionar um maior impacto na indústria local.

1.2 - RAZÕES JUSTIFICATIVAS DO TRABALHO

A biomassa é considerada a nível mundial como uma das principais fontes de energias renováveis, sendo de assinalar que a sua principal contribuição tem sido o fornecimento de material para queima ou para usos industriais.

O facto de o País possuir escassos recursos energéticos, leva-nos a concentrar esforços para o aproveitamento dos poucos que possuímos e como tal não deveremos desperdiçar o potencial económico que a biomassa representa e que, à escala regional ou local, pode ter uma expressão de relevante importância.

O enorme interesse que a utilização desta forma de energia tem suscitado, assim como o volume significativo de resíduos disponíveis para aproveitamento energético, implica que se realizem estudos sobre todas as fases que envolvem o processo de valorização energética em questão, entre as quais podemos destacar a recolha, transporte e armazenamento do combustível e fundamentalmente o sistema de queima.

Apesar da combustão directa da biomassa ser a técnica de valorização energética há mais tempo utilizada, o seu estudo só mereceu atenção em meados deste século. O primeiro trabalho geralmente citado sobre a inflamação e a combustão de materiais lenhosos data de 1946 e foi essencialmente motivado pela necessidade de poder controlar incêndios em edifícios (Miller et al., 1986).

Mais tarde a este objectivo, veio juntar-se a procura de soluções para o controle de incêndios florestais (Rothermel et al. 1966; Andersen 1969; Frandsen et al. 1971; LeMott et al 1971; Rothermel 1972 e Ralph et al. 1986).

A conjugação destas duas orientações fez com que os estudos actualmente disponíveis se refiram apenas à inflamação e à combustão de amostras de média e

grande dimensão.

Entre estes estudos são de destacar os trabalhos realizados por Bramford e al. (1946), Akita (1946), Sauer (1956), Simms (1960), Garg et al. (1971), Kardylewsky et al. (1985) Griffiths et al. (1985), Abduragimov et al. (1986), Ghandi et al. (1986) e Isakov et al. (1986).

A partir da crise energética mundial de 1973, originada pelo embargo à exportação do petróleo bruto decidida pela maior parte dos países do médio oriente, a utilização da biomassa como combustível começou a merecer enorme interesse, pelo que originou a realização de novos estudos.

Contam-se entre estes estudos, os trabalhos realizados por Adams (1977), Tilman (1978, 1987), Tuttle et al. (1978), Gulic et al. (1980), Junje (1980), Lappa et al. (1980), Anglesio et al. (1984), Beaumont (1985 e 1986), Beaumont et al. (1986) e Lahaye et al. (1990), relativos à combustão de partículas de combustível de pequena e média dimensão.

Ainda nesta área mas relativo à emissão de poluentes atmosféricos, contam-se os trabalhos de Junge (1975, 1977 e 1979) e Adams (1977) respeitantes à emissão de partículas e de Edwards (1974), Pershing et al. (1978), Winter et al. (1983) e Munro (1983) sobre a formação de NOx.

No que diz respeito ao estudo da combustão de material lenhoso de baixa granulometria, poucos trabalhos foram realizados sendo no entanto de destacar, os trabalhos efectuados por Lede et al. (1980-a), McGregor et al. (1985), Villermaux (1979 e 1982), Villermaux et al. (1980-b) na apresentação de novos reactores para a realização da pirólise e gaseificação e por Deglise et al. (1980), Fung (1985), Gaylard (1985), Lede et al. (1980-b), Villermaux et al. (1980-a) e Araújo et al. (1989) na apresentação de novos modelos de volatilização térmica e estudos paramétricos (humidade, granulometria do combustível e temperatura do reactor), sobre os produtos resultantes da gaseificação e pirólise.

A constatação da existência de poucos trabalhos experimentais sobre a queima directa desta grande parcela de biomassa que são os resíduos de baixa granulometria e atendendo ao benefício económico e à redução dos problemas de poluição que resultará se esta utilização se tornar viável, levou-nos a desenvolver, aprofundar e a testar um dos

tipos de fornalha mais prometedora.

1.3 - OBJECTIVOS DO TRABALHO

Tratando-se a biomassa de um recurso renovável a sua utilização como combustível, em regiões onde a floresta é abundante e a sua exploração efectuada em condições adequadas, é de todo interessante.

A região da BEIRA INTERIOR apresenta uma das maiores manchas florestais do País e da sua exploração resulta anualmente, próximo de 465 000 toneladas verdes de biomassa (Nunes,1991).

Nesta região encontram-se instaladas 75 unidades industriais no sector da madeira e segundo dados por nós recolhidos em mais de 90% destas industrias, estas geram anualmente cerca de 80 000 toneladas verdes de serradura e aparas para além de outros tipos de resíduos como sejam, fitas e serrafos (Nunes,1991).

Este potencial de resíduos encontra-se praticamente disponível para ser utilizado como combustível uma vez que constatamos que só uma pequena parte tem actualmente algum aproveitamento.

A utilização deste volume de resíduos como combustível por parte das industrias regionais, conduzirá a uma melhor rentabilização da floresta bem como a um benefício económico da factura energética que têm que suportar anualmente, dado que estão totalmente dependentes da energia eléctrica que lhes é fornecida pela EDP e dos combustíveis derivados do petróleo.

O objectivo principal deste trabalho, é o de analisar experimentalmente um sistema de queima com uma fornalha do tipo ciclone, que permita utilizar eficazmente os resíduos acima referidos como combustível.

Neste sentido, para atingir o nosso objectivo propomo-nos realizar as seguintes tarefas:

- 1 - Projectar, construir e ensaiar a montagem experimental e a instrumentação.
- 2 - Elaborar um programa de tratamento de dados.
- 3 - Efectuar o cálculo de balanços de energia.
- 4 - Caracterizar e otimizar a combustão em fornalha do tipo ciclone, através do estudo do rendimento da combustão e da estabilidade da chama ao ser utilizado este tipo de combustíveis, fazendo uso de técnicas e de instrumentos de medida que possibilitam a realização de medidas das seguintes variáveis:
 - valores médios da temperatura dos gases da combustão e das concentrações de CO₂, O₂, CO, NO₂, NO e SO₂ na secção de saída da fornalha.
 - distribuição da temperatura da superfície exterior da fornalha.
- 5 - Quantificar o efeito das propriedades do combustível (humidade, granulometria, tipo) no rendimento do ciclone.

O funcionamento de um sistema de queima que utiliza biomassa como combustível depende de muitos factores mas são sobretudo, o poder calorífico, a humidade, a densidade, as matérias voláteis e a granulometria do combustível as variáveis que mais influência têm na combustão, para além do excesso de ar de combustão.

Os combustíveis que vamos utilizar apresentam grandes percentagens de matérias voláteis (cerca de 80%), contêm uma pequena percentagem de cinzas (normalmente inferior a 2%) e uma pequena percentagem de enxofre (menos de 1%), (Déglise et al. 1980; Robert, 1984).

Contudo, apresentam normalmente uma taxa de humidade elevada (normalmente 20 a 50%) e o seu poder calorífico varia fortemente com a humidade.

Dadas as características que acabamos de descrever para este tipo de combustíveis, pretendemos também neste estudo, determinar a influência dos principais parâmetros (humidade e granulometria do combustível e excesso de ar) sobre a combustão, quando esta se realiza neste tipo de fornalha, como indicado no ponto 5.

1.4 - ESTRUTURA DA TESE

O presente trabalho divide-se em seis capítulos. No capítulo dois, descrevemos o equipamento da instalação experimental, que serviu de base para a realização deste estudo. Este capítulo começa com uma breve introdução e contém mais seis secções. Nas secções 2.2 e 2.3, descrevemos o equipamento correspondente ao sistema de alimentação de ar e sistema de alimentação de combustível, respectivamente. A câmara de combustão e os detalhes sobre o sistema de remoção de cinzas são descritas na secção 2.4. Nas secções 2.5 e 2.6, descrevemos o sistema de exaustão de fumos e o sistema auxiliar de ignição da combustão, respectivamente. Finalmente, na secção 2.7, fazemos uma descrição do princípio de funcionamento da instalação.

Os instrumentos de medida e as técnicas experimentais utilizadas nas várias medidas e a descrição das principais imprecisões que afectam as medidas obtidas, são analisadas no capítulo três. Este capítulo começa com uma breve introdução e está dividido em 6 secções. Na secção 3.2, descrevemos os instrumentos de medida e técnicas utilizadas na obtenção das medidas das variáveis que caracterizam o ar atmosférico, nomeadamente o caudal de ar, a humidade do ar e a sua temperatura. A descrição do equipamento e das técnicas utilizadas na realização das medidas das variáveis que caracterizam o combustível, nomeadamente, a granulometria, a humidade, e o caudal mássico, apresenta-se na secção 3.3. Em 3.4, apresentamos o equipamento e técnicas usadas na realização das medidas da temperatura média dos gases e dos valores médios da concentração de espécies nos gases de combustão à saída da fornalha. Em 3.5 descrevemos os instrumentos e técnicas utilizadas na realização das medidas de

temperatura da superfície exterior da fornalha. Finalmente em 3.6 apresenta-se a descrição de outras variáveis que mereceram o nosso interesse pelo facto de terem surgido durante a realização dos ensaios.

No capítulo quatro, descrevemos a metodologia utilizada na realização dos balanços de energia à fornalha. Este capítulo que se divide em três secções, descreve na secção 4.2, a metodologia dos balanços de energia e do seu erro de fecho. Na última secção, apresenta-se o programa infomático, realizado em Fortran 77 que serviu de base ao tratamento dos dados bem como ao cálculo dos balanços de energia.

Os resultados experimentais obtidos durante a realização dos ensaios e os valores calculados das grandezas que caracterizam a combustão são apresentados e analisados no capítulo cinco.

Finalmente, apresentamos no sexto e último capítulo as conclusões finais obtidas durante a realização do trabalho, para além de apresentarmos novas ideias e aspectos importantes que não exploramos por falta de tempo mas que devem ser futuramente para complementar o assunto.

DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

2.1 - INTRODUÇÃO

No presente capítulo descrevemos o equipamento da instalação experimental que serviu de base à realização deste trabalho. A instalação experimental foi projectada e construída nas oficinas da Escola Superior Agrária de Castelo Branco.

À semelhança de qualquer sistema de queima fazem parte da instalação, o sistema de alimentação de ar, o sistema de alimentação de combustível, a fornalha e o sistema de exaustão de fumos.

Na secção seguinte, descrevemos o sistema de alimentação de ar. Trata-se de um sistema que para além de fornecer o ar que é utilizado na combustão vai servir também para introduzir o combustível no interior da câmara de combustão.

Em 2.3, descrevemos o sistema de alimentação de combustível. Trata-se de um sistema adequado para utilizar partículas de tamanho variável, desde serradura muito fina até aparas com dimensões não superiores a 7 milímetros, condição esta exigida pela entrada da fornalha que tem uma largura de 8 milímetros. Contudo a fornalha está dotada de uma segunda entrada com largura igual a 60 mm permitindo assim a alimentação de combustível de tamanho maior.

A fornalha é do tipo ciclone e as suas características geométricas foram baseadas no ciclone standard, mais conhecido por separador de partículas (Theodore et al. 1976, Strauss, 1975 e Remil, 1990).

A fornalha foi dimensionada para fornecer uma potência térmica média entre 20 a 30 KW quando alimentada com serradura para a qual foi considerado um poder calorífico inferior médio da ordem de 4380 Kcal/Kg, valor este estimado através da expressão de Mendeljejev.

Todos os materiais utilizados na fornalha foram seleccionados por forma a suportar as temperaturas atingidas durante a combustão, sendo estes: o aço inox e o barro refractário.

Para além dos sistemas fundamentais acima referidos, são de assinalar outros sistemas nomeadamente o sistema de remoção de cinzas e o sistema auxiliar de ignição sem os quais não seria possível o funcionamento da instalação.

A utilização do sistema de ignição resulta da necessidade de uma fonte de energia externa para iniciar a combustão e estabilizar a chama durante a fase de arranque a frio.

No final do capítulo fazemos uma descrição sobre a forma como se efectua o arranque da instalação e também qual o procedimento na fase da sua paragem.

O esquema completo da instalação experimental que se encontra localizada na Escola Superior Agrária é apresentado na figura 2.1.

O aspecto da instalação experimental, pode ser constatado na fotografia 1.

2.2 - SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE AR DE COMBUSTÃO

O ar necessário para a combustão foi fornecido por um ventilador centrífugo, modelo AP, tipo 601 E3 da Metec, accionado por um motor eléctrico trifásico de 1.5KW. Este ventilador tinha uma capacidade para alimentar um caudal de 6 metros cúbicos de ar por minuto, com uma pressão estática de 600 milímetros de coluna de água.

Este sistema englobava igualmente uma conduta de ar proveniente do ventilador que era posteriormente ramificada em duas: uma de ar primário e outra de ar secundário.

A conduta de ar primário foi construída de material plástico, com um diâmetro de 51 milímetros.

A conduta de ar secundário foi constituída do mesmo material e possuía um diâmetro interno de 38 milímetros.

O combustível entrava na conduta de ar primário, através de um tubo de 38 milímetros que ligava a conduta de ar ao tubo do parafuso sem-fim. O ar tinha tendência a penetrar nesse tubo e provocar fugas através do silo. Para que desta forma não ocorressem fugas de ar da conduta primária para o exterior, bastava manter sempre o silo abastecido com combustível.

Para medirmos os caudais de ar, colocamos em ambas as condutas um elemento deprimogêneo e um manómetro diferencial para nos fornecer a coluna de líquido deslocado.

A regulação dos caudais de ar, conseguiu-se por intermédio de válvulas de globo colocadas em cada conduta.

Na localização destas válvulas tivemos em consideração os comprimentos mínimos de troço recto, exigidos para a colocação dos aparelhos deprimogêneos, conforme se descreve em 3.2.3.

Todas as ligações foram apertadas com braçadeiras metálicas e com vedantes para impedirem a ocorrência de fugas de ar das condutas para o exterior.

Todo o sistema de alimentação de ar com excepção do ventilador, encontrava-se apoiado num suporte metálico, a uma altura de 1.2 metros do solo.

O esquema do sistema de alimentação de ar pode ser observado na figura 2.1.

2.3 - SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

O sistema de alimentação de um combustível depende fundamentalmente das características físicas do combustível, nomeadamente da sua granulometria.

A alimentação de combustível cujo o tamanho de partículas seja grande pode ser efectuado de vários processos, ou seja, por gravidade, através de um sistema mecânico descontínuo, por correia transportadora, utilizando um parafuso sem-fim ou ainda um sistema manual, (Robert, 1984). No caso de o combustível ser um sólido pulverulento o sistema normalmente utilizado para a sua admissão à câmara de combustão é um sistema pneumático. Outros sistemas de alimentação de sólidos são analisados em Chem. Eng. Deskbook (1978).

Dadas as características físicas dos combustíveis que pretendíamos utilizar, isto é, combustíveis de baixa granulometria, a forma que nos pareceu mais adequada para ser feita a sua alimentação à fornalha foi na forma "pulverizada".

O sistema de pulverização que utilizamos baseou-se num princípio idêntico ao que foi usado por Lede et al. (1980-a) na alimentação de pequenos caudais e que foi inicialmente desenvolvido por Dauvergue (1965), consistindo essencialmente no arrastamento das partículas provocado por um fluido transportador.

O caudal de combustível foi introduzido na conduta de ar primário e foi arrastado pelo ar, entrando na fornalha já misturados.

A introdução do combustível naquela conduta efectuou-se através de um alimentador do tipo parafuso sem-fim. A opção por este tipo de alimentador resultou do facto de se tratar de um sistema adequado para a alimentação contínua e uniforme do combustível.

Para além do ventilador de ar, este sistema foi composto ainda por um silo, um motor eléctrico e a conduta de ar primário.

O silo que se destinou a armazenar o combustível, foi construído de chapa metálica e tinha um volume de 0.0875 metros cúbicos.

O parafuso sem-fim, destinou-se a efectuar o transporte do combustível do silo para o interior da conduta de ar primário e foi construído em varão de aço com diâmetro igual a 15 milímetros onde foram soldadas várias hélices de diâmetro 40 milímetros com um passo de 20 milímetros.

O parafuso sem-fim foi introduzido no interior de um tubo metálico e foi accionado por intermédio de um motor eléctrico de 0.75 KW de potência com variador de velocidade.

Para impedir a aderência do combustível entre si e às superfícies metálicas, colocámos um misturador na secção inferior do silo. Este órgão também accionado pelo motor eléctrico assumiu grande importância, fundamentalmente nos casos em que se utilizou combustível com elevados teores de humidade.

A variação do caudal de combustível, conseguiu-se através de um variador de velocidade que o motor eléctrico tinha incorporado.

O variador de velocidade permitiu que o sem-fim girasse entre 16 a 134 rotações por minuto, permitindo desta forma alimentar um caudal de combustível desde 1.30 gramas por segundo até 4.5 gramas por segundo, aproximadamente, dependendo este da humidade e do tamanho do combustível.

O sistema de alimentação de combustível encontrava-se apoiado numa estrutura metálica com altura de 1.2 metros.

Na figura 2.3, apresentamos o esquema do sistema que construímos para a alimentação do combustível à fornalha.

Na fotografia 2, pode ser observado o conjunto de acessórios que compõem este sistema.

2.4 - FORNALHA CICLONE

A fornalha que construímos e serviu de câmara de combustão, tem as suas características geométricas semelhantes às do ciclone standard representado na figura 2.4, conforme referimos em 2.1.

A fornalha foi construída através de um conjunto de componentes feitos isoladamente e que neste caso foram : o ciclone, a tampa superior do ciclone, o cilindro de saída de gases de combustão, as condutas para entrada de combustível e a conduta de entrada de ar secundário.

O seu volume útil para combustão (tendo em conta a espessura de refractário e

retirado o volume ocupado pelo tubo de saída), definido pelo volume do tronco cilíndrico e o volume do tronco cónico é de 0.030731 metros cúbicos.

As dimensões relevantes da fornalha são as seguintes:

Diâmetro interno do corpo cilíndrico	$D_c = 250$	mm
Diâmetro do cilindro de exaustão de gases	$D_e = 125$	mm
Comprimento do corpo cilíndrico	$L_c = 500$	mm
Comprimento do corpo cónico	$Z_c = 450$	mm
Área da entrada tangencial maior de ar	$A_g = 6600$	mm ²
Área da entrada tangencial menor de ar	$A_p = 880$	mm ²
Área da entrada tangencial de ar secundário	$A_b = 706.8$	mm ²
Comprimento do tubo de saída	$S = 156.25$	mm

Conforme referimos em 2.1, todos os componentes da fornalha acima referidos, foram construídos em aço inox com uma espessura de 2 milímetros.

O seu interior foi revestido com uma espessura de 25 milímetros de barro refractário para redução das perdas de calor para o exterior, conforme se pode observar na figura 2.5.

Na aplicação do barro refractário no interior da fornalha surgiram problemas pelo facto de se tratar de uma espessura pequena e muito frágil. Para aumentarmos a sua resistência tivemos que misturar o barro refractário com cimento na proporção de 5/1, respectivamente, o que resolveu o problema.

Conforme se observa na figura 2.6, a alimentação de combustível e ar primário, pode efectuar-se nas duas entradas tangenciais, opostas entre si, situadas na parte superior do corpo cilíndrico do ciclone. Estas entradas têm áreas tangenciais diferentes, mas foi unicamente utilizada a de menores dimensões. Esta opção resultou de pretendermos as condições em que as partículas entrassem na fornalha com a velocidade elevada. É claro que a opção desta condição limitou-nos a possibilidade de utilizar combustíveis com partículas de maiores dimensões.

A saída dos gases de combustão da fornalha efectuou-se pela parte superior,

através do tubo cilíndrico que se encontrava situado no eixo, conforme se pode constatar na figura 2.6.

Este tubo cilíndrico, introduzido no interior da fornalha tem um comprimento de 156.25 mm e destina-se a promover o aumento e a uniformização do tempo de residência das partículas no interior da câmara de combustão.

A remoção das cinzas, efectuou-se na parte inferior da fornalha, isto é, pelo vértice do ciclone através de um orifício de 62.5 mm de diâmetro.

Neste orifício foi soldada uma válvula de cunha que se movimentava manualmente conforme se pretendesse o orifício fechado ou aberto.

Colocamos uma janela de 50 mm de diâmetro na tampa da fornalha, para dar acesso a uma fonte externa de energia para iniciar a combustão.

Após o fornecimento da energia necessária à obtenção da combustão estável, esta janela fechava-se através de uma borboleta metálica que colocamos rebitada na tampa do ciclone.

Uma outra janela de 30 mm de diâmetro, com um vidro transparente, foi colocada na tampa, no lado oposto da anterior.

Esta janela destinava-se a facultar o acesso visual ao interior da fornalha, para se poder averiguar a estabilidade da combustão e a forma dos perfis de chama que se desenvolviam durante a combustão.

A câmara possuía também uma outra entrada de ar tangencial, colocada ao meio do corpo cilíndrico.

As ligações das condutas, da tampa e da válvula de cunha de remoção de cinzas à fornalha, foram todas efectuadas por intermédio de parafusos e em todas as juntas colocamos amianto para impedir fugas de gases para o exterior da fornalha.

Para introduzir as sondas de temperatura e de análise de gases no interior da fornalha e à saída, efectuamos orifícios que tinham a possibilidade de serem também fechados por intermédio de borboletas metálicas.

A fornalha manteve-se sempre na vertical, apoiada num suporte metálico.

Um aspecto da fornalha que acabamos de descrever, pode ser observado na fotografia 3.

2.5 - SISTEMA DE EXAUSTÃO DE FUMOS

Conforme descrevemos no ponto 2.4, os gases de combustão, saíram da fornalha por intermédio do cilindro que se encontrava no eixo do ciclone.

Estes gases ao saírem da fornalha, entraram na chaminé onde foram canalizados para o exterior.

A chaminé com um diâmetro de 160 mm, foi construída com chapa metálica e foi colocada na vertical.

A sua entrada construímo-la de forma cónica para permitir também a entrada de ar atmosférico de diluição, por forma a que temperatura dos gases à sua saída não fosse muito elevada.

A extracção dos fumos da fornalha foi facilitada pelas condições aerodinâmicas que se verificaram no seu interior sendo no sentido da sua expulsão para a chaminé.

Substâncias nocivas foram quase inexistentes na combustão destes combustíveis e partículas arrastadas pelos gases foram muito reduzidas pelo que não houve a necessidade de instalar qualquer equipamento para o seu tratamento e despoeiramento.

Na figura 2.6, encontra-se representado o esquema do sistema de exaustão de fumos da instalação.

2.6 - SISTEMA DE IGNIÇÃO POR CHAMA PILOTO

No arranque ou acendimento da combustão deste tipo de combustíveis houve a necessidade em se utilizar uma fonte externa de energia.

O processo mais indicado que encontramos para este início foi acendimento por chama piloto, no qual se podia utilizar como combustível auxiliar, um gás ou o gasóleo.

No nosso caso concreto, o sistema que utilizamos para iniciar a combustão foi um maçarico alimentado a partir de uma botija de gás propano.

A introdução do maçarico na câmara de combustão efectuou-se através da janela que se encontrava na tampa, conforme descrevemos em 2.4.

A vantagem desta fonte de energia, resulta por se tratar de um sistema simples, barato, fácil de operar e com a potência necessária.

Visto tratarem-se de combustíveis sólidos com humidade, outros processos de acendimento, tais como eléctricos, não se apresentavam viáveis.

2.7 - OPERAÇÃO DA INSTALAÇÃO

A instalação experimental que acabamos de descrever, tem como fornalha um ciclone tangencial, no interior do qual ocorrem os processos de combustão do combustível. O combustível, proveniente de diversas unidades de transformação de madeira, foi depositado no silo e posteriormente transportado por meio de um parafuso sem-fim até à conduta de ar primário onde foi arrastado para o interior do ciclone.

No funcionamento da instalação, destacaram-se duas fases distintas, o arranque e a paragem.

Após nos certificarmos que o silo continha o combustível suficiente para a instalação funcionar e que a conduta de ar secundário estava fechada tínhamos as condições necessárias para efectuar o arranque.

Nesta fase começou-se por ligar o ventilador de ar e regular a válvula de globo colocada na conduta de ar primário por forma a que o caudal de ar primário que nela circulava estivesse compreendida entre 9.6 g/s e 12.6 g/s, o que correspondia a uma

altura da coluna de água no manómetro diferencial de 4 a 7 mm, durante alguns segundos. Isto garantia uma lavagem inicial do ciclone e das condutas.

Seguidamente, acendeu-se o maçarico a gás propano e introduziu-se a chama no interior da câmara de combustão através da janela que se encontrava na tampa.

O caudal de ar primário não devia ser superior ao valor máximo apontado, para não provocar perturbações na combustão do gás do maçarico e ao mesmo tempo não consumir muita da energia libertada, o que dificultava o aquecimento da fornalha. Por outro lado não convinha ser inferior ao limite mínimo apontado para que a combustão do gás no interior da fornalha ficasse sem oxigénio o que daria origem ao apagamento do maçarico.

O aquecimento da fornalha, efectuado desta forma, demorava aproximadamente 4 minutos. Após ter decorrido este tempo, ligava-se o sistema de alimentação de combustível e regulava-se o caudal para um valor próximo de 0.00175 Kg/s. A energia libertada da combustão do combustível sólido, juntamente com a energia libertada da queima do gás propano, provocavam um aquecimento elevado da câmara de tal forma que a partir de aproximadamente 2 minutos (para combustível com baixo teor de humidade), a combustão tinha capacidade para prosseguir sem necessidade da fonte externa.

Este instante poderia ser constatado pela chama que se observava na saída dos gases de combustão da câmara.

Após ter terminado a fase de arranque, ajustavam-se de seguida os caudais de ar e de combustível para as condições que se pretendia.

A paragem da instalação, efectuava-se com o corte do caudal de combustível. Para tal, bastava desligar o motor eléctrico que accionava o parafuso sem-fim que fazia o transporte de combustível para o interior da conduta de ar primário.

Após o corte de combustível, o caudal de ar que estava a ser utilizado deveria manter-se durante 2 a 3 minutos, para que os restos de combustível que restavam no interior da fornalha e no interior da conduta de alimentação pudessem ser completamente queimados, evitando-se desse modo os riscos de acendimento inesperado.

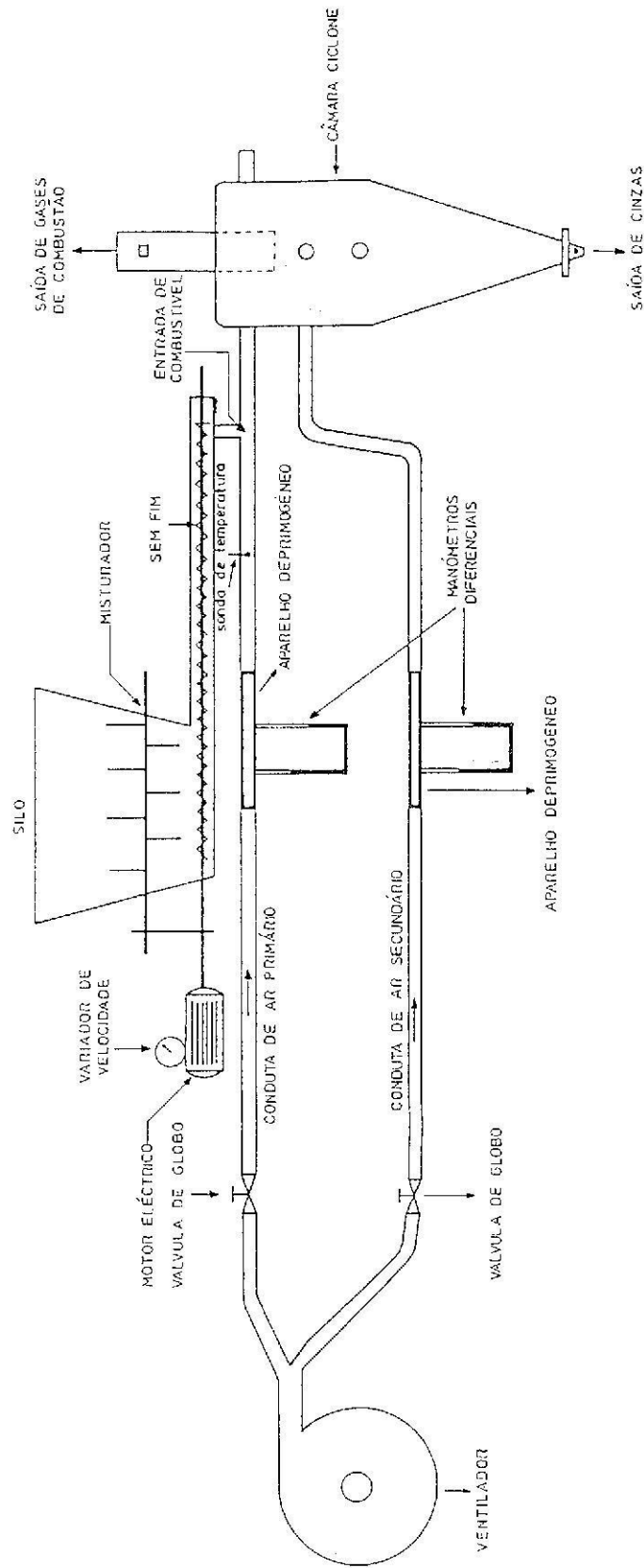


FIGURA 2.1 - Esquema da instalação experimental

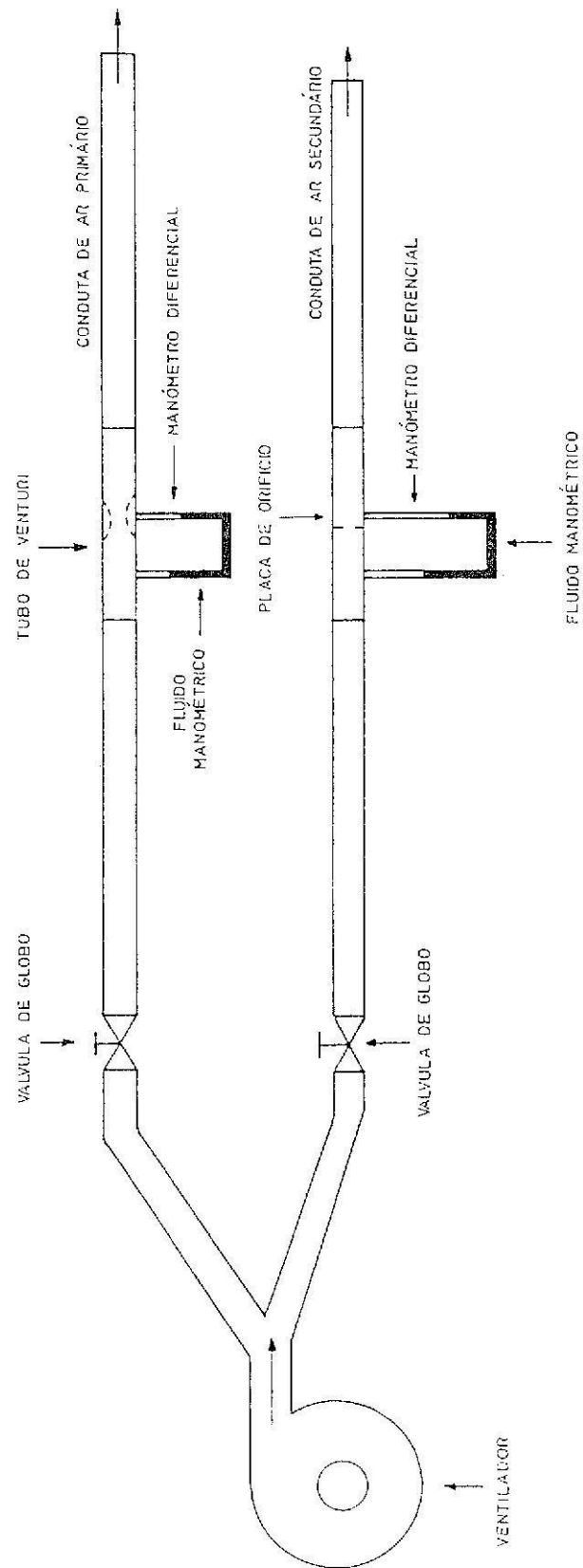


FIGURA 2.2 - Esquema do sistema de alimentação de ar

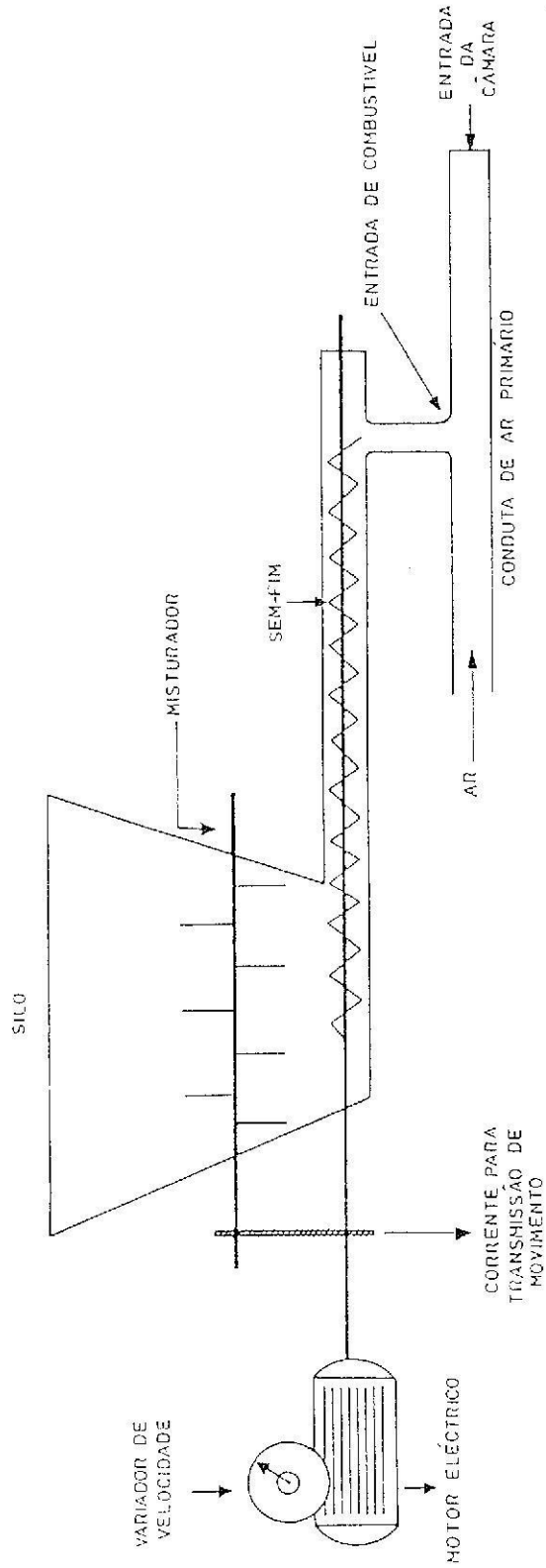


FIGURA 2.3 - Esquema do sistema de alimentação de combustível

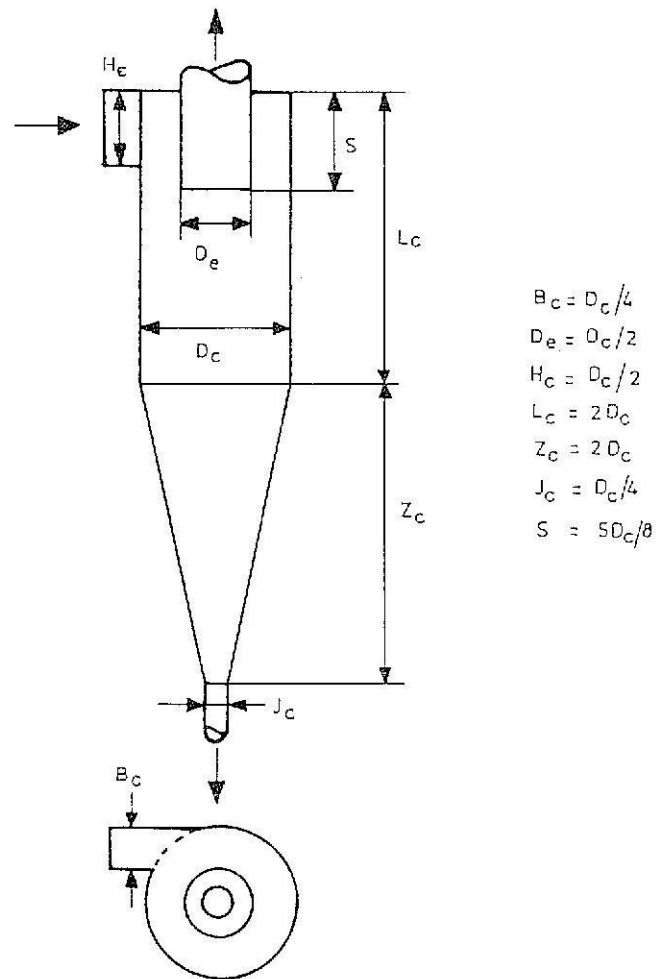


FIGURA 2.4 - Características geométricas do ciclone standard

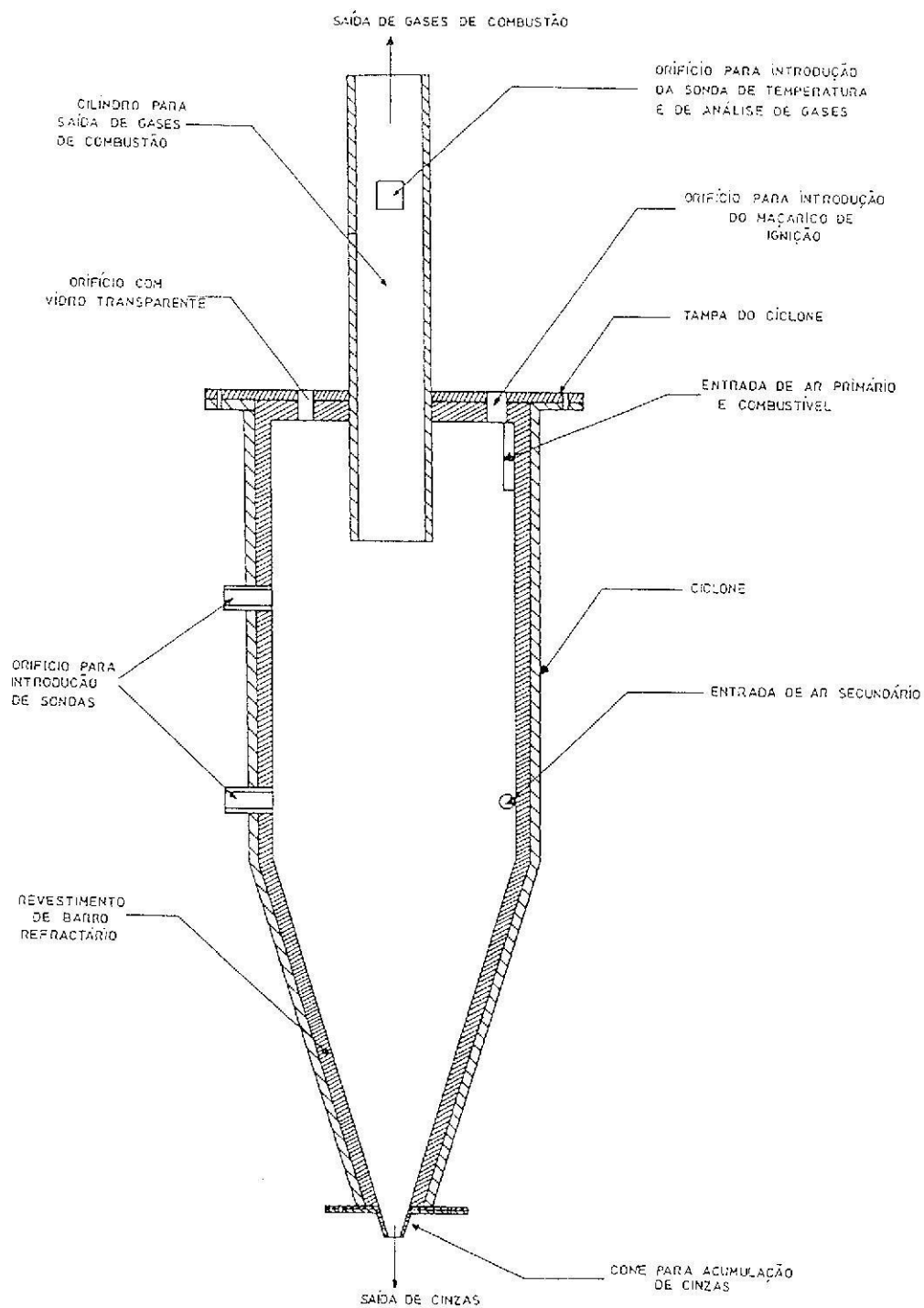


FIGURA 2.5 - Vista da fornalha em corte

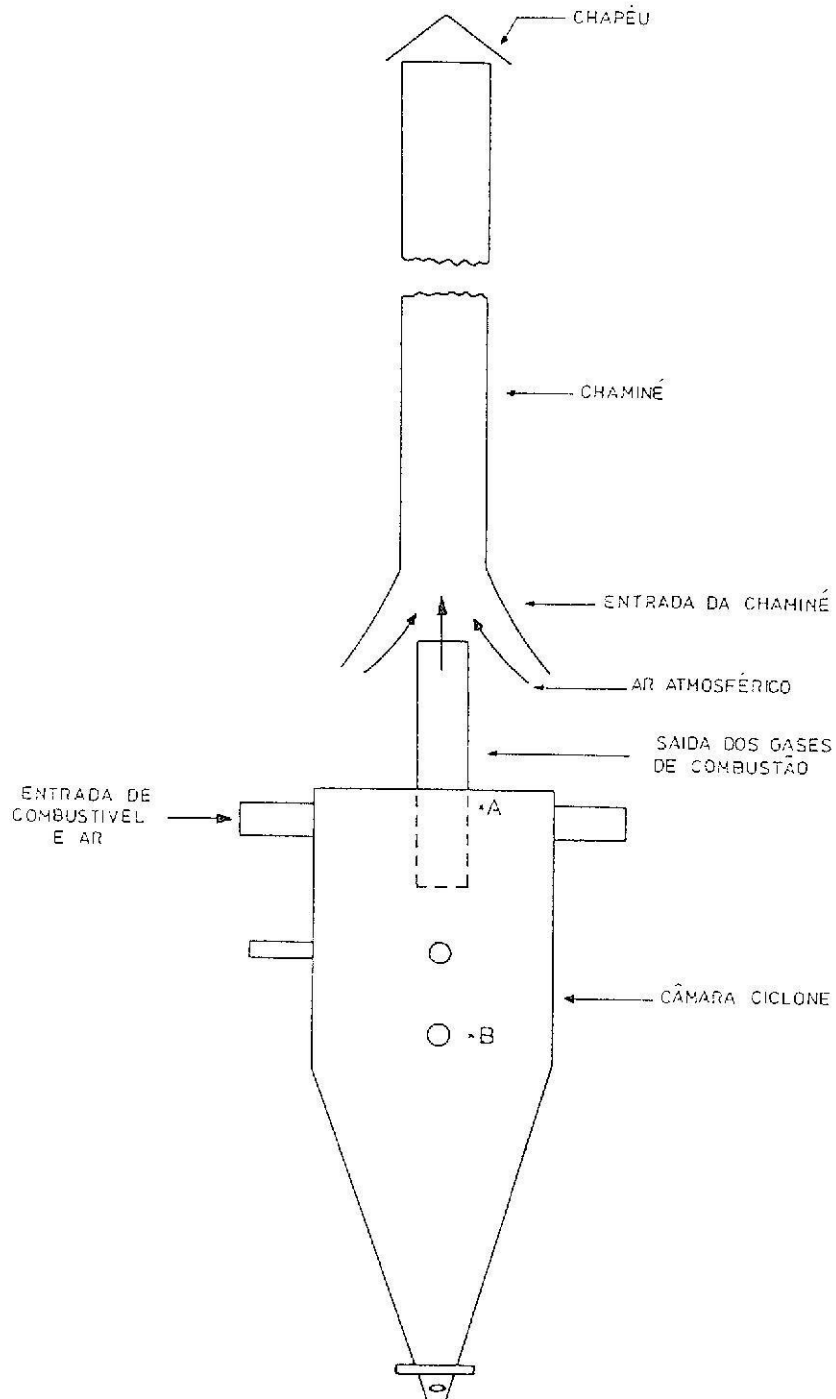
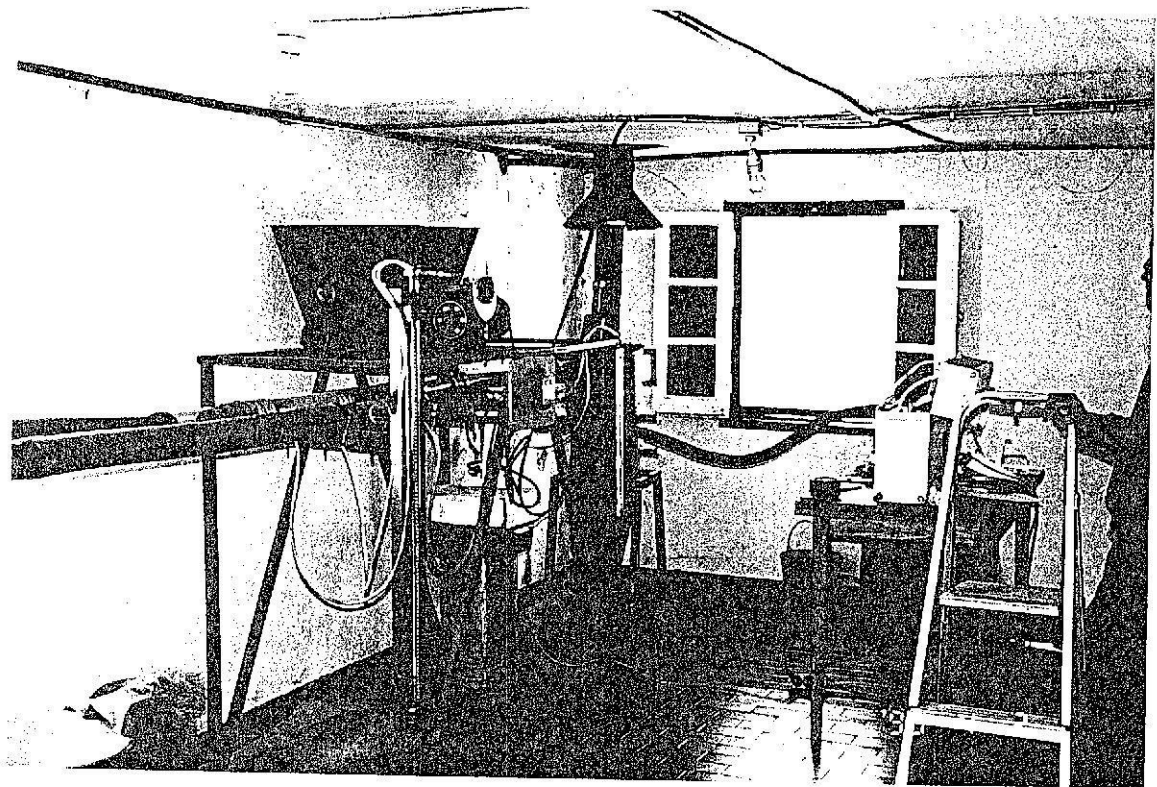
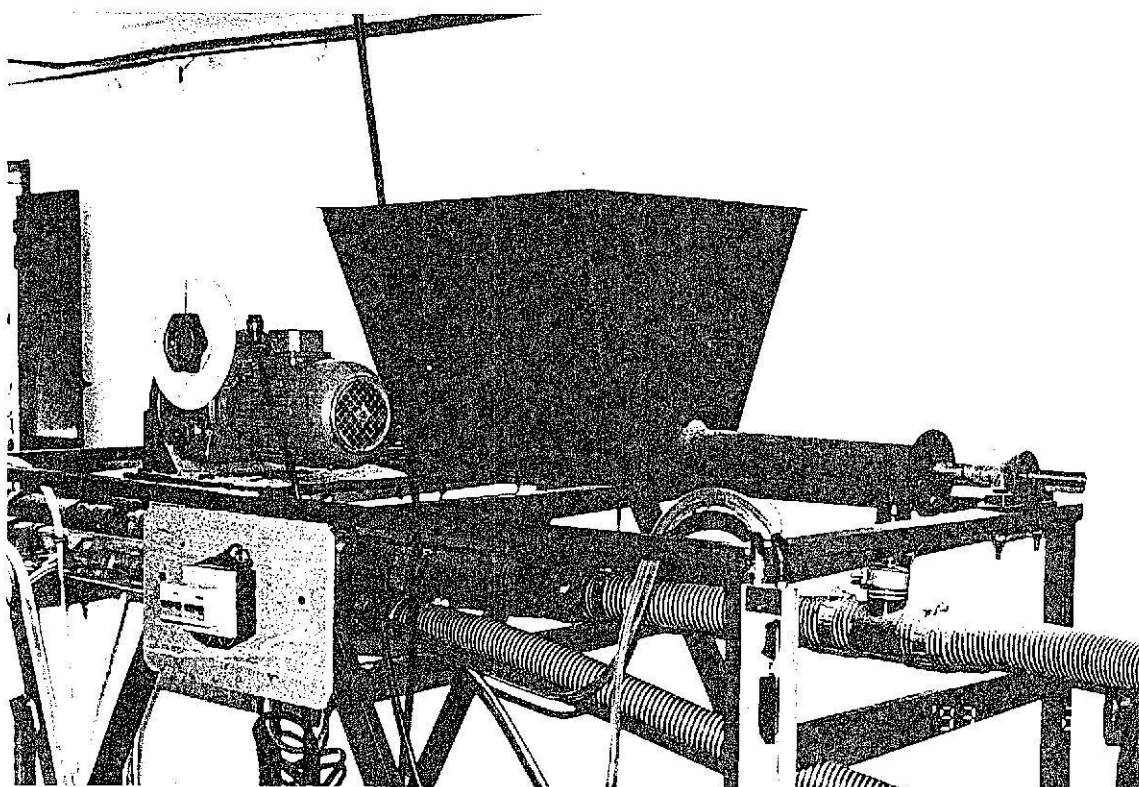


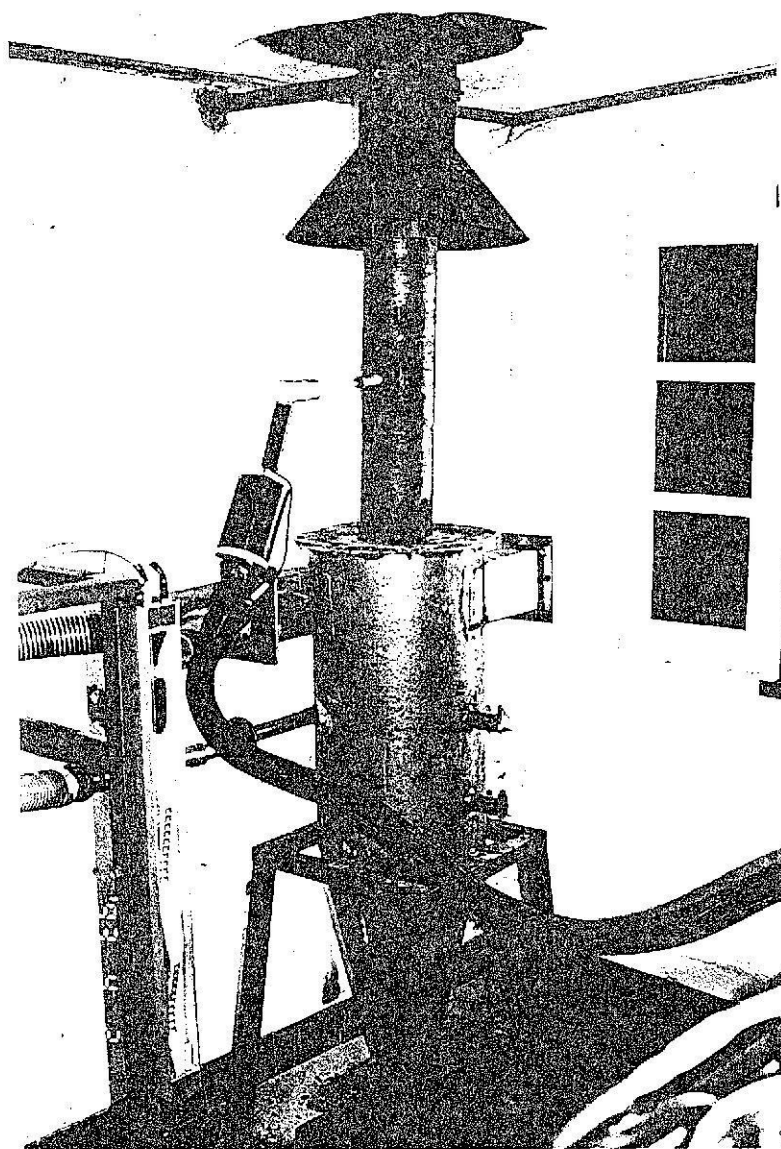
FIGURA 2.6 - Esquema do sistema de exaustão de gases



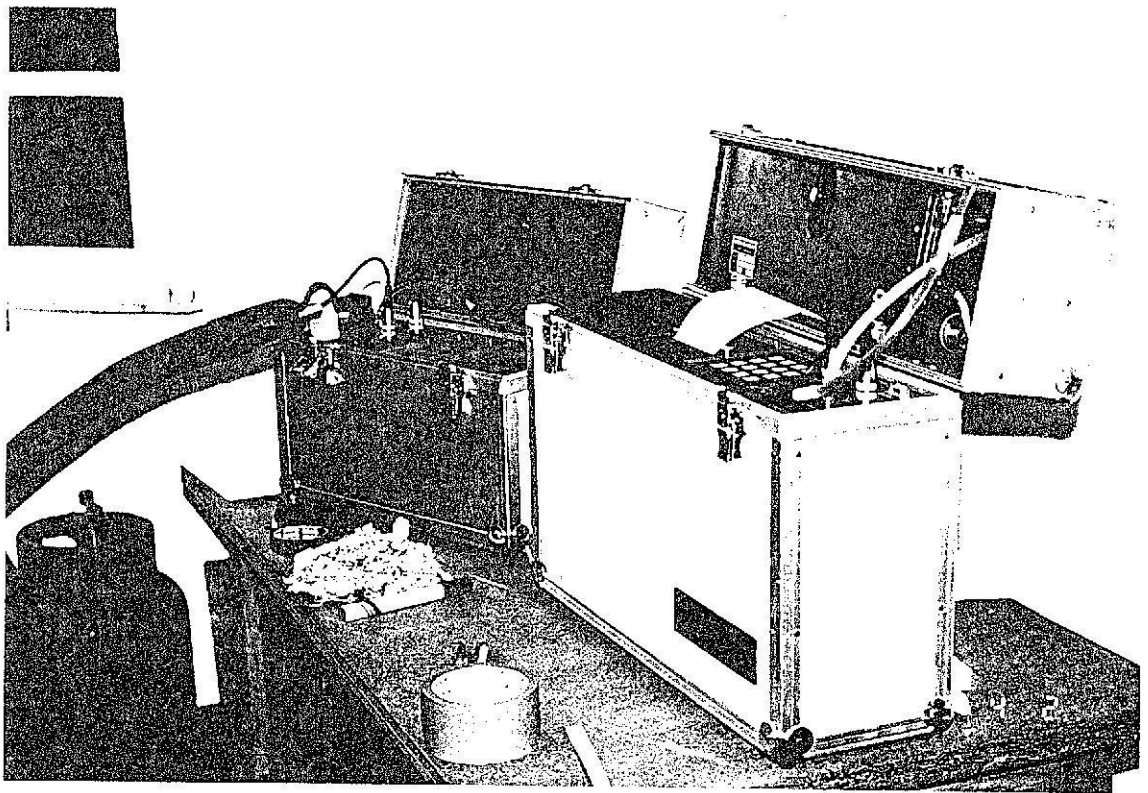
FOTOGRAFIA 2.1 - Instalação experimental



FOTOGRAFIA 2.2 - Sistema de alimentação de combustível



FOTOGRAFIA 2.3 - Fornalha ciclone



FOTOGRAFIA 2.4 - Instrumentação

INSTRUMENTAÇÃO E TÉCNICAS DE MEDIDA

3.1 - INTRODUÇÃO

No presente capítulo, descrevemos o equipamento instrumental utilizado nas medidas das várias grandezas que serviram de base para caracterizar o sistema de combustão.

Iremos também descrever as técnicas utilizadas para a realização destas medidas. Analisam-se em particular, as técnicas utilizadas na caracterização do ar atmosférico, que é utilizado como comburente, do combustível e finalmente da combustão.

Para o poder calorífico superior utilizou-se a expressão 3.3. Trata-se da expressão de Mendeljejev que determina o poder calorífico em função das percentagens mássicas dos elementos que constituem o combustível.

Fazemos também uma análise das principais fontes de imprecisão que surgem nos valores das medidas das várias grandezas, tentando, quando possível, contabilizar os erros que as afectam.

Por se ter observado certas influências nos resultados obtidos experimentalmente apresentamos a discussão de algumas variáveis nomeadamente da saída de inqueimados, da aderência de combustível às paredes internas da fornalha e finalmente da entrada de ar atmosférico no interior da fornalha durante a realização dos ensaios.

Na tabela 3.4 apresentada no final do capítulo encontra-se inscrito sumariamente as variáveis do sistema que analisámos, o instrumento ou técnica utilizada em cada medida e algumas observações que achamos relevantes durante a realização dessas medidas.

3.2 - CARACTERIZAÇÃO DO AR ATMOSFÉRICO

3.2.1- TEMPERATURA DO AR ATMOSFÉRICO

A medida de temperatura do ar atmosférico foi efectuada em dois pontos da instalação. O primeiro ponto localizou-se à entrada do ventilador e a medida de temperatura aí obtida serviu para indicar qual foi a temperatura da sala onde se encontrava a instalação. O segundo localizou-se no interior da conduta do ar primário, próximo da entrada do combustível, e a medida de temperatura aí obtida correspondeu ao verdadeiro valor da temperatura do ar à entrada fornalha.

Para a realização dessas medidas de temperatura podemos utilizar um termómetro de mercúrio, um termohigrógrafo ou um termómetro digital com uma sonda de termopar do tipo K.

Para a medida de temperatura do ar atmosférico no primeiro ponto, o termómetro de mercúrio foi por nós preferido pelo facto de ser fácil a sua instalação no interior da sala, próximo da instalação.

Para a medida de temperatura no interior da conduta utilizamos o termómetro digital com uma sonda de termopar de NiCr-NiAl de 350 micrómetros de diâmetro.

Para efectuarmos a medida da temperatura do ar atmosférico à entrada da câmara de combustão durante a realização dos ensaios, colocamos a sonda de temperatura no interior da conduta, tendo sempre o cuidado, em não perturbar o escoamento de ar e não ocorrerem fugas de ar para o exterior.

Os valores das medidas assim obtidas por estes dois processos são valores médios de temperatura.

Relativamente a eventuais erros ou imprecisões da medida de temperatura, obtida por esta forma não nos pareceu que estes tenham existido e a acontecer apresentaram-se irrelevantes para a análise efectuada do sistema de queima.

3.2.2- HUMIDADE DO AR ATMOSFÉRICO

A humidade do ar atmosférico obteve-se por intermédio de um termohigrógrafo que instalamos no interior da sala onde se encontrava a instalação experimental. O valor da medida da humidade do ar obtida por este processo correspondeu à humidade relativa.

Para além da humidade relativa do ar, este instrumento tinha a possibilidade de nos fornecer ainda a temperatura do ar da sala, como referimos em 3.2.1.

Para obter a humidade específica do ar, fizemos uso de um diagrama psicrométrico e das medidas de temperatura e humidade relativa do ar obtidas com o termohigrógrafo durante a realização dos ensaios.

Antes da utilização do termohigrógrafo efectuamos a sua calibração. Esta calibração consistiu fundamentalmente em colocarmos um pano bastante molhado em cima do aparelho, no momento em que este foi ligado, mantendo-o assim durante aproximadamente 30 minutos. Após esse tempo certificámo-nos que a humidade relativa do aparelho correspondia a um valor acima ou próximo de 96 %, valor este apontado pelas referências do aparelho.

No que respeitou a eventuais imprecisões da medida de humidade do ar atmosférico, não nos pareceu que estas tivessem sido relevantes pelas mesmas razões que apontamos para a temperatura.

3.2.3- CAUDAL DE AR ATMOSFÉRICO

Para medir o caudal de ar que circula nas duas condutas, vários instrumentos são recomendados por Délmée (1983), entre os quais podemos apontar, o rotâmetro,

medidores de turbinas mecânicas e electrónicas, medidores por amostragem, medidor de deslocamento positivo do tipo alternativo e ainda os medidores deprimogêneos onde se incluem a placa de orifício concêntrico, o bocal de vazão, o tubo de venturi, o tubo de pitot e o aerofólio.

Deste conjunto de instrumentos de medida de caudal, optámos por utilizar dois medidores deprimogêneos: um tubo de venturi e uma placa de orifício.

A nossa opção por estes instrumentos, assentou sobretudo, no seu baixo custo, facilidade de instalação e apresentarem valores de medidas de caudal com precisão razoável e baixa perda de carga.

Estes medidores deprimogêneos, medem o caudal nas condutas à custa da medição de uma depressão provocada pelo estreitamento da secção do aparelho.

A medida da depressão existente no instrumento obteve-se por intermédio de um manómetro diferencial que instalamos em cada um deles. A ligação entre as tomadas de pressão do instrumento e o manómetro diferencial foi feita com tubos de plástico com diâmetro de 4 mm .

O tubo de venturi que instalamos na conduta de ar primário, foi constituído de plástico endurecido e obtido por moldação. As suas características geométricas apresentam-se na figura 3.1-a), sendo de realçar o diâmetro maior, D_v igual a 69.7 mm e a sua relação de diâmetros β igual a 0.5.

Dada a sua geometria, as linhas de corrente do fluido, acompanham constantemente as paredes lisas do tubo originando uma perda de carga muito baixa, da ordem de 0.005HP a 0.15HP (Quintela, 1981).

O caudal mássico de ar em cada instante no venturi foi obtido directamente pela expressão (Délmée, 1983) :

$$m = \rho_{ar} * \frac{A_2}{\sqrt{1 - \beta^2}} * \sqrt{2g * \frac{\rho_{h_2o} - \rho_{ar}}{\rho_{ar}} * HP} \quad (3.1)$$

Nesta expressão, HP corresponde à altura de fluido manométrico, ρ_{ar} e ρ_{h_2o} à massa específica do ar e do fluido manométrico, respectivamente.

A expressão anterior resultou de um balanço de massa e energia ao tubo de

venturi e na sua obtenção foi considerado o escoamento estacionário, a ausência de perdas viscosas e o tubo de venturi na horizontal.

Desvios em relação à equação anterior podem ser devidos aos seguintes efeitos: i) os perfis de velocidade nas secções maior e menor do tubo de venturi, não serem planos, conforme nela são assumidos; ii) existência de perdas irreversíveis de origem viscosa; iii) a convergência das linhas de corrente na secção menor do tubo de venturi implica que a área efectiva de passagem do escoamento de ar seja na realidade menor que o correspondente à secção menor do venturi, que é considerada na equação.

Para estes instrumentos, a secção de área mínima de escoamento localiza-se na chamada "garganta", pelo que não existe vena contracta donde resulta que o terceiro efeito, apontado acima, é praticamente nulo, ou seja, o coeficiente de contracção, C_c , igual a 1.

O segundo efeito pode ser corrigido através de um coeficiente de velocidade, C_v , que no nosso caso consideramos igual à unidade por se tratar de um escoamento de ar com um número de Reynolds da ordem de $2 \cdot 10^5$. Este valor é função do número de Reynolds, do diâmetro da conduta e da relação de diâmetros do tubo de venturi (Fox, 1973; ISO, 1980 e Délmée, 1982).

O instrumento de placa de orifício, que instalamos na conduta de ar secundário, encontra-se representado na figura 3.1.

Este instrumento foi também construído de plástico endurecido e obtido por moldação. Das suas dimensões são de realçar, o seu diâmetro maior igual a 69 mm e a relação de diâmetros β , igual a 0.54.

Dada a sua geometria, ocorrem zonas de recirculação antes e depois da contracção originando uma perda de carga irrecuperável que pode ser da ordem de 0.8HS a 0.9HS (Quintela, 1981).

A relação entre o caudal e a coluna do fluido monométrico é do mesmo tipo da do tubo de venturi.

O terceiro efeito, descrito anteriormente como fonte de desvio do caudal real, faz-se sentir agora com grande peso, pelo que neste caso não deve ser desprezado.

Para obter o caudal de ar com a placa de orifício, podemos utilizar a expressão (Emrich, 1981):

$$m = \rho_{ar} * \alpha * A_2 * \sqrt{2g * \frac{\rho_{H_2O} - \rho_{ar}}{\rho_{ar}} * HS} \quad (3.2)$$

onde α é o coeficiente de descarga do instrumento, obtido experimentalmente. Este coeficiente contabiliza os desvios anteriormente mencionados. O valor deste coeficiente é também função do número de Reynolds e da relação de diâmetros β da placa (Fox, 1973; ISO, 1980 e Délmée, 1982).

No nosso caso concreto não utilizamos a placa de orifício uma vez que não realizamos ensaios com utilização de ar secundário.

No cálculo do caudal de ar de combustão, consideramos este como incompressível, i.e. $\epsilon = 1$. Esta consideração, deveu-se ao facto de se terem verificado velocidades moderadas do ar no interior da conduta, obtendo-se desta forma valores baixos para o número de Mach, pois foram sempre inferiores a 0.2, i.e. $M < 0.2$, limite este apontado por Emrigh (1981).

Na instalação dos instrumentos de medida de caudal, tivemos em consideração as recomendações sugeridas pela norma ISO 5167-1980, respeitantes aos comprimentos rectilíneos mínimos exigidos junto a estes instrumentos. Comprimentos rectos inferiores aos recomendados por esta norma, afectam os resultados das medidas do caudal, como se pode constatar pelos trabalhos efectuados por Irving (1978).

O troço recto de comprimento mínimo, necessário para corrigir o perfil de velocidades depende do tipo de perturbação provocada pelos acessórios que se encontram nas condutas e também da relação de diâmetros do instrumento de medida (Delmée, 1983).

Para corrigir a perturbação do perfil de velocidades, provocada pela válvula de globo, o comprimento recto que colocamos montante do tubo de venturi foi de 190 centímetros e a montante da placa de orifício de 190 centímetros. A jusante do tubo de venturi e da placa de orifício, colocamos um comprimento de troço recto de 50 centímetros e 60 centímetros, respectivamente.

Para além de satisfazer o comprimento mínimo de troço recto a montante e a jusante de cada instrumento deprimogêneo, tivemos ainda em consideração os seguintes cuidados, apontados por Délmée (1983): i) mantivemos as condutas sempre na

horizontal; ii) nenhum diâmetro foi diferente do diâmetro médio em mais de 0.33% a montante e 2% a jusante, para a placa de orifício; iii) mantivemos as tomadas de pressão na horizontal; iv) nas ligações dos vários órgãos tivemos o máximo cuidado para não existirem fugas para o exterior; v) os tubos plásticos de ligação entre as tomadas de pressão e o manómetro diferencial, foram sempre mantidos sem qualquer dobra ou outra perturbação, para que o deslocamento do fluido monométrico correspondesse à verdadeira depressão existente no instrumento deprimogêneo.

Na obtenção do valor do caudal de ar utilizando as expressões anteriores, tivemos em consideração a influência da temperatura do ar atmosférico. Aquele valor foi obtido no computador por intermédio do programa informático que apresentamos no anexo 1.

Tendo em conta o cumprimento das recomendações acima referidas e os cuidados descritos em 2.2, relativos ao impedimento de fugas de ar das condutas para o exterior, o erro das medidas dos caudais com estes instrumentos deprimogêneos, segundo Quintela (1981), apresenta-se da ordem dos 2%.

Após a realização dos ensaios constatamos em alguns casos, a existência de diferenças entre o excesso de ar medido no venturi e calculado através de análise de gases de combustão como se pode observar na tabela 3.1.

TABELA 3.1 Diferenças entre o excesso de ar medido no venturi e calculado através de análise de gases

	VALORES MEDIDOS			
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	76.2	40.1	28.7	20.5
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	77.1	43.5	33.5	27.6
COLUNA DE FLUIDO MONO. (mm)	5	5	5	5
DIFERENÇA DE EXCESSO DE AR(mm)	0.05	0.17	0.24	0.35
ERRO DE FECHO DO BALANÇO(%)	1	3.4	4.8	7

Estas diferenças de excesso de ar traduz-se em termos de coluna de fluido manométrico em valores que vão desde 0.05 mm a 0.3 ou 0.4 mm.

Nesta tabela encontram-se inscritos também os erros da altura em milímetros correspondente à diferença entre o excesso de ar medido e o excesso de ar calculado e a altura manométrica medida, erros estes que vão desde 1% até 7% .

Apesar de nós termos tido o máximo cuidado e rigor quando da leitura das alturas manométricas do manómetro diferencial a verdade é que é de admitir a existência destes erros. O manómetro diferencial tinha a escala em milímetros e a leitura foi efectuada a olho nu pelo que é de esperar a ocorrência de erros desta natureza por imprecisão de leitura, sendo o erro estimado em mais ou menos 0.5 mm de coluna de água.

Esta comparação pretende dar uma ideia global do erro de medida do excesso de ar.

Para superar esta causa de imprecisão devíamos usar um instrumento de medida com maior precisão nomeadamente micromanómetros ou manómetros eléctricos que na altura não tínhamos à disposição.

3.3 - CARACTERIZAÇÃO DO COMBUSTÍVEL

3.3.1- PODER CALORÍFICO DO COMBUSTÍVEL

Os resíduos utilizados como combustível, foram todos recolhidos nas indústrias da madeira situadas na região da Beira Interior, mais propriamente na cidade de Castelo Branco.

Sendo o pinheiro bravo a espécie mais abundante nesta região (NUNES, 1991),

são pois os resíduos de pinho aqueles que se encontram em maior quantidade e portanto disponíveis para serem utilizados como combustível. No entanto, convém salientar que muitas indústrias trabalham com outras espécies, nomeadamente com castanheiro, choupo e madeiras exóticas dando origem a uma enorme variedade de resíduos.

Por razões de abundância, os resíduos por nós utilizados foram de madeira de pinho.

Como não dispomos de análises deste material lenhoso, utilizamos a fórmula empírica $[C_6 H_{8,6} O_4]$ baseada na composição química média da madeira (Deglise et al. 1980; Villermaux et al., 1980-b; Robert, 1984; Macedo et al., 1987; Ventura, 1989).

Para o poder calorífico superior do combustível seco, consideramos a expressão de Mendeljejev (utilizada por Gulic et al., 1980):

$$PCS = 4.1868 * (81 * PC + 300 * PH - 26 * (PO - PS)) \quad (3.3)$$

onde PC, PH, PO e PS são as percentagens mássicas dos elementos que compõem o combustível.

Dado que na prática a água sai nos fumos no estado de vapor, o poder calorífico de maior interesse para análise é o poder calorífico inferior.

Para a determinação do poder calorífico inferior da madeira seca utilizamos a expressão:

$$PCIO = PCS - MH_2OPH * 2495 \quad (3.4)$$

onde MH_2OPH é a percentagem mássica de água proveniente do hidrogénio do combustível.

O poder calorífico inferior do combustível húmido varia fortemente com o conteúdo em humidade. Para considerarmos este efeito fizemos uso da expressão (Robert, 1984):

$$PCI = PCIO * \frac{100 - HC}{100} - 24.95 * HC \quad (3.5)$$

onde HC corresponde ao teor de humidade do combustível na base húmida.

3.3.2- GRANULOMETRIA DO COMBUSTÍVEL

Para estudar a influência que a granulometria do combustível exerce sobre a combustão efectuamos a sua distribuição por classes.

Para consegui-lo, construímos um conjunto de três peneiras com aberturas de 7 mm, 2.5 mm e 1.5 mm.

A classificação do combustível por classes consistiu em fazer passar o combustível pelas peneiras por ordem decrescente das suas malhas, princípio este, análogo ao efectuado por Araújo et al. (1989).

A realização das operações de peneiramento foram realizadas manualmente. Ao efectuarmos esta operação tivemos o cuidado de não misturar combustível de classes diferentes pelo que a dimensão do combustível de cada classe foi praticamente uniforme.

A classificação do combustível que utilizamos na realização dos ensaios apresentam-se na tabela 3.2:

TABELA 3.2 Classificação da granulometria do combustível

COMBUSTÍVEL	TAMANHO (mm)
SERRADURA DE PINHO (FINA)	DIÂMETRO < 1.5
APARAS	2.5 < COMPRIMENTO < 7
SERRADURA DE MADEIRA EXÓTICA (FINA)	DIÂMETRO < 1.5
SERRADURA + BAGAÇO DE AZEITONA	DIÂMETRO < 2.5

3.3.3- HUMIDADE DO COMBUSTÍVEL. MÉTODO DE SECAGEM

Na medição da humidade do combustível foram utilizados uma estufa com circulação de ar forçada e uma balança digital do tipo Mettler.

A técnica usada na realização desta medida consistiu basicamente na pesagem de uma amostra de combustível no estado húmido. Após a pesagem da amostra, esta foi introduzida no interior da estufa onde permaneceu aproximadamente 8 a 12 horas a uma temperatura que rondava os 102 graus centígrados.

Decorrido o tempo de secagem da amostra do combustível, esta foi retirada do interior da estufa sendo logo de imediato realizada a sua pesagem.

A diferença entre o peso da amostra de combustível antes e depois da secagem, correspondeu à quantidade de água do combustível.

Efectuando o cociente entre a quantidade de água que a amostra continha e a quantidade de combustível seco correspondente, obtivemos desta maneira a humidade do combustível na base seca.

Para obtermos a humidade desejada do combustível, tentamos utilizar inicialmente um processo que se desenrolava em duas fases. A primeira consistia na secagem completa de todo o combustível húmido, utilizando para o efeito duas estufas com circulação de ar forçada que tínhamos à nossa disposição.

A segunda fase consistia na adição de uma quantidade de água a uma determinada porção de combustível seco bem definida por forma a que no conjunto a humidade fosse a pretendida. Esta mistura realizava-se num recipiente, onde permanecia fechado algumas horas para que a humidade fosse uniforme em todo o combustível.

Esta técnica foi utilizada na determinação e obtenção da humidade de pequenas quantidades de combustível por Lede et al.(1980) e Deglise et al. (1980).

No nosso caso, dada a quantidade de combustível que foi necessário utilizar (mais de 2000 Kg) na realização dos vários ensaios e atendendo às reduzidas dimensões das estufas o processo apresentou-se inviável.

Para superar este problema, procedemos à secagem do combustível húmido que recolhemos nas serrações (humidade na base seca que rondava os 80 %), através de um processo natural, isto é, ao ar livre. Para o efeito colocamos o combustível no interior de um recinto coberto, com circulação de ar natural, durante vários dias. Para que a secagem se processa-se mais rapidamente, espalhamos o combustível sob a forma de uma camada muito delgada e periodicamente efectuávamos a movimentação das partículas de combustível.

Para obter o combustível com três humidades diferentes (54.8 %, 32 % e 16.2 %), procedemos à sua recolha em dias diferentes. Para conseguir a humidade de 16.2 %, o combustível húmido permaneceu no recinto coberto aproximadamente um mês.

A medida de humidade do combustível após a secagem ao ar livre efectuou-se de acordo com a técnica acima descrita.

Pensamos que os erros nas medidas de humidade obtidas por esta técnica foram bastante reduzidos e a sua existência deveu-se em parte a alguma imprecisão da nossa parte durante as operações de pesagem ou dos próprios instrumentos.

3.2.4- CAUDAL DE COMBUSTÍVEL

Para a realização da medida do caudal de combustível que foi alimentado em cada instante utilizamos uma balança digital do tipo Mettler e um cronómetro.

O processo que utilizamos nestas medidas, consistiu na pesagem da quantidade de combustível alimentado pelo parafuso sem-fim durante um certo intervalo de tempo.

Para o conseguir, colocamos a balança digital, por baixo da saída de combustível do sem-fim, sendo posteriormente accionado o motor eléctrico e simultaneamente o início da contagem do tempo para se efectuar a pesagem da quantidade alimentada durante 1 minuto.

Antes de iniciar a operação de pesagem, tivemos o cuidado de nos certificar se o silo continha quantidade suficiente de combustível para as operações de pesagem e deixamos funcionar o sem-fim durante algum tempo para que este ficasse em condições de efectuar a alimentação continua, evitando-se dessa forma falsos valores nas medidas do caudal.

O valor do caudal de combustível utilizado, resultou da média aritmética de três medidas de caudais obtidas pelo mesmo número de operações de pesagem para cada velocidade de rotação do parafuso sem-fim. Com este processo, pretendeu-se minimizar os erros, resultantes das imprecisões da actuação humana durante a fase de arranque e paragem do sem-fim e o início e fim da contagem do tempo.

Para nos certificarmos que o caudal que foi realmente alimentado à fornalha pelo ar primário, correspondeu ao valor do caudal obtido pelo processo acima descrito e que este não foi afectado pelo funcionamento do ventilador realizamos as mesmas medidas, na saída destinada para remoção de cinzas (fundo do ciclone), mas desta vez com o ventilador a funcionar.

Com as medidas efectuadas, constatamos que os valores obtidos para o caudal eram coincidentes.

Em todos os ensaios que efectuamos a medida do caudal de combustível utilizado foi sempre determinado usando a técnica que acabamos de descrever.

Com o número de rotações do sem-fim e as medidas de caudal correspondente podemos determinar a curva de calibração do sistema de alimentação para cada combustível utilizado.

Na figura 3.2, apresentamos as curvas de calibração do sistema de alimentação para vários combustíveis sendo de destacar a linearidade das curvas e a influência da humidade do combustível e da granulometria sobre o caudal por ele alimentado.

As principais fontes de desvios em relação ao caudal real, resultaram da impossibilidade de se conseguir a simultaneidade entre as fases de accionamento e paragem do sem-fim com o início e fim da contagem do tempo durante as operações de pesagem.

A contabilização deste efeito nas medidas do caudal foi difícil dado que o accionamento do disjuntor foi efectuado manualmente, resultando daí sempre pequenos

desvios em relação ao instante do início e fim da contagem do tempo.

Para minimizar-mos este efeito, a operação de accionamento do sem-fim e a contagem do tempo durante as operações de pesagem, efectuaram-se ambas pelo mesmo operador.

A balança digital permitiu fornecer valores até à centésima parte da grama pelo que as medidas do caudal de combustível são apresentadas com essa precisão. Por outro lado, durante as operações de pesagem, tivemos o cuidado de evitar o movimento do ar ao redor da balança, para não influenciar as leituras da balança, tornando assim as medidas do caudal de combustível mais precisas.

3.4 - CARACTERIZAÇÃO DA COMBUSTÃO

3.4.1- TEMPERATURA DOS GASES À SAÍDA DA FORNALHA

Os métodos ópticos de medida de temperatura de gases de combustão, como a distribuição de Rayleigh, espectroscopia de Raman, espectroscopia de absorção Laser, espectroscopia de infravermelhos e espectroscopia coerente Anti-stokes Raman (CARS), não puderam ser aplicados neste estudo, dado o seu elevado custo e tempo necessário para os dominar.

Dentro das técnicas convencionais, onde se encontra os os termopares de fio fino, descritos por Lockwood et al. (1975), Ballantyne et al.(1977), Hayhurst et al. (1977), Yoshida et al.(1979), Lockwood et al.(1980), Abdalla et al. (1982), Attya et al. (1984), Nina et al. (1985), Heitor et al. (1985, 1986), Nina et al.(1989) e os pirómetros de sucção, descritos por Chedaille et al (1972), El-Banhawy et al.(1981), Bolado (1983) e

Carvalho et al. (1990), verifica-se através da literatura actual, que os pirómetros de sucção são preferidos.

Esta preferência pelos pirómetros de sucção, resulta sobretudo, de estes conseguirem diminuir as perdas por radiação do termopar, que são aliás a maior fonte de imprecisão dos termopares de fio fino e assim apresentarem medidas de temperatura mais próximos dos valores reais.

Um outro factor importante, que contribui para a preferência dos pirómetros de sucção, tem a ver com a fragilidade do fio do termopar, pois quando utilizado em ambientes fortemente agressivos, como os existentes em fornos e fornalhas, tem tendência para partir (Costa, 1992).

No entanto a precisão das medições de temperatura obtidas por intermédio dos pirómetros de sucção está dependente da posição do termopar, da geometria da protecção (Khalil et al., 1977; Attya et al., 1981; Jones et al., 1983) e da velocidade de aspiração, que é de todos os factores, aquele que mais influência acarreta.

Para além destes factores, a precisão dos pirómetros de sucção está ainda dependente do grau de "pureza" dos gases de combustão, acontecendo que em determinadas situações as partículas e outras impurezas, provocam o bloqueamento do pirómetro, inviabilizando assim a sua utilização, (Heitor et al., 1992). Deste modo o método de termopares foi por nós preferida.

Contudo, dadas as condições fortemente agressivas que ocorreram no interior da câmara, nomeadamente partículas de combustível sólido projectadas contra o fio do termopar, este não apresentou a resistência necessária e acabou por partir.

Termopares de 350 micrómetros de diâmetro de NiCr-NiAl, resistiram aproximadamente um minuto no interior da câmara, quando se utilizou serradura fina como combustível.

Para superar o problema da fragilidade dos termopares de fio fino, fomos levados a utilizar um sistema de medida de temperatura constituído por uma sonda de termopar mais robusta.

Assim, para a realização das medidas de temperatura dos gases de combustão à saída da fornalha tivemos oportunidade de utilizar dois sistemas de medida com sondas de temperatura do mesmo tipo mas com geometrias e condições do escoamento diferentes.

O primeiro sistema era formado por uma sonda que possuía um sensor constituído por um termopar de NiCr-NiAl (tipo K) com possibilidade para medir temperaturas até 1300 °C e um termómetro digital.

A sonda possuía 1 metro de comprimento e era feita de um tubo de aço com o sensor colocado na extremidade. O sensor encontrava-se protegido por uma ponta estampada de aço cromado com um diâmetro de 8 mm, preparada portanto para suportar ambientes bastante agressivos. O tempo de resposta desta sonda, ou seja o tempo que a sonda demora a alcançar 99% do valor da mudança de temperatura, era de 150 segundos.

Na figura 3.3 apresentamos o esquema correspondente ao primeiro sistema de medida de temperatura dos gases.

O segundo sistema era formado por um sensor, também constituído por um termopar de NiCr-NiAl (tipo K) com um diâmetro de 0.8 mm colocado à entrada de uma sonda de aspiração de gases para análise de espécies e cuja leitura e tratamento de medidas era efectuado por um computador.

O esquema deste sistema encontra-se representado na figura 3.4.

Dada a diferença de geometria e diferença das condições do escoamento durante a realização da medida de temperatura os valores obtidos pelos dois sistemas foram diferentes. O segundo sistema de medida de temperatura apresentou medidas de temperatura mais elevadas.

As temperaturas mais baixas que se verificaram com a utilização do primeiro sistema, deveram-se à existência de perda de calor por condução ao longo da sonda e perdas de calor por radiação entre a superfície do sensor e a superfície da chaminé por este possuir um diâmetro grande.

Um outro factor importante a considerar foi o facto de a sonda do segundo sistema se encontrar protegida pela extremidade do tubo de aspiração de gases e por outro lado estar favorecida pela velocidade de aspiração de gases o que lhe fez aumentar o coeficiente de convecção entre os gases e a superfície do sensor e também como este se encontrava no interior do tubo de aspiração onde circulavam os gases fez igualmente diminuir as perdas por condução.

Para corrigir o valor da medida de temperatura dos gases de combustão obtida

através da utilização do primeiro sistema efectuamos um balanço de energia ao sensor.

Este balanço traduz-se na igualdade entre a energia recebida pelo sensor por convecção e a energia perdida por radiação e por condução. Desta igualdade resultou a expressão:

$$As \cdot har \cdot (T_{fluid} - TAI) = As \cdot E \cdot C_0 \cdot \left(\left(\frac{TAI}{100} \right)^4 - \left(\frac{TCHA}{100} \right)^4 \right) + \frac{At \cdot Ks}{L} \cdot (TAI - TREF) \quad (3.6)$$

que permite obter a temperatura média corrigida dos gases de combustão à saída da fornalha, T_{fluid} .

Na expressão anterior consideramos a condução de calor axial e a sonda como um tubo cilíndrico com uma área transversal At . Para a sua resolução necessitamos de conhecer a temperatura de referência $TREF$ verificada num ponto da sonda a uma distância L da extremidade do sensor.

Como não nos foi possível conhecer todas as características do material da sonda, efectuamos só a correcção da temperatura devida às perdas por radiação.

Para efectuar esta correcção tivemos que calcular as características do escoamento de gases à saída da fornalha, nomeadamente o número de Reynolds, o número de Nusselt e o coeficiente de convecção, har , entre os gases e a superfície da sonda.

O coeficiente de convecção entre os gases de combustão e a superfície do sensor foi determinado considerando sempre as condições do escoamento durante a realização dos ensaios. As expressões de cálculo encontram-se descritas no programa de cálculo cuja listagem apresentamos no anexo 1.

O valor da temperatura média corrigida, foi obtido por intermédio de um processo iterativo como se pode observar na listagem do programa.

Na tabela 3.3 apresentamos valores das medidas de temperatura, realizadas com as sondas correspondentes aos dois sistemas. Estes valores foram obtidos simultaneamente pois no momento da realização destas medidas colocamo-las muito próximas, no seio do escoamento.

Nesta tabela, encontra-se igualmente a correcção da temperatura medida com a

sonda do primeiro sistema de medida através da expressão 3.6.

O efeito da velocidade de aspiração dos gases de combustão na medida de temperatura quando realizada com o segundo sistema também se apresenta na tabela 3.3.

Para obtermos estes resultados efectuamos várias medidas de temperatura dos gases, com aspiração e sem aspiração durante a realização do mesmo ensaio. Este procedimento foi repetido durante vários ensaios, concluindo-se que o valor da temperatura medida com aspiração dos gases foi em média de 30 graus centígrados superior ao valor da medida de temperatura obtida sem aspiração de gases.

TABELA 3.3 Comparação das temperaturas obtidas pelos dois sistemas de medida

TEMPERATURA (1º SISTEMA) (°C)	TEMPERATURA CORRIGIDA (1º SISTEMA) (°C)	TEMPERATURA (2º SISTEMA) (°C)	
		sem aspiração	com aspiração
-	-	573	607
-	-	597	625
-	-	618	656
-	-	654	680
-	-	768	811
755	852.2	815	859
763	860.57	852	893
831	961.5	922	974
884	1026	973	1033

Tendo em conta os valores de temperatura obtidos pelos vários métodos, para a medida de temperatura do gás à saída utilizamos sempre o segundo sistema de medida com a aspiração do gás. Esta nossa opção deveu-se ao facto de ser este o sistema com o qual o valor de temperatura medida mais se aproximou da temperatura real dos gases uma vez que conseguiu minimizar os erros de medida de temperatura resultantes das

perdas de calor por radiação e condução existentes na sonda.

Para a realização das medidas de temperatura à saída da fornalha introduzimos a sonda num orifício existente na chaminé (ver ponto 2.4) e fixamos a sonda num suporte metálico que permitiu movimento radial ao longo de toda a secção. Dos varrimentos radiais efectuados concluímos que o perfil de temperaturas não variou ao longo da secção pelo que na realização desta medida fixamos o sensor da sonda praticamente ao centro da chaminé.

O computador que fazia parte deste sistema de medida de temperatura estava dotado de um programa estatístico que permitiu efectuar o cálculo do valor médio de temperatura das leituras instantâneas verificadas durante um intervalo de tempo à nossa escolha. Desta forma as temperaturas dos gases à saída da fornalha que apresentamos correspondem à temperatura média obtida com os valores instantâneos verificados durante o tempo que destinamos a cada ensaio e que foi de cerca de 10 a 12 minutos.

Durante as medições de temperatura não foi observado qualquer deposição de combustível na superfície da sonda pelo que a influência deste factor nas medidas de temperatura não foi por nós considerado. Contudo, de vez enquanto limpamos a superfície do sensor através de ar comprimido retirando a fuligem depositada durante a realização dos ensaios.

3.4.2- CONCENTRAÇÃO DE ESPÉCIES QUÍMICAS NOS GASES

A possibilidade em utilizar técnicas ópticas para medir as concentrações de espécies, por exemplo, Dispersão de Raman (Dibble et al., 1987; Masri et al., 1988), Dispersão Rayleigh (Escoda and Long, 1983), CARS (Eckbreth, 1980) e Indução Fluorescência Laser (Beretta et al., 1985; Zizak et al., 1986) foram excluídos pelas mesmas razões que levaram à não utilização destas técnicas para medir temperaturas.

O sistema por nós usado na realização das medidas de espécies químicas nos

gases de combustão à saída da fornalha era constituído por um analisador de gases electrónico (IMR 3000 P), por um secador de gases e uma sonda de aspiração de gases.

A sonda era constituída por um tubo de aço inoxidável com 8 mm de diâmetro e 300 mm de comprimento. Esta sonda era posteriormente ligada a uma conduta flexível com 1.5 m de comprimento.

Para não ocorrer condensação da água no interior da sonda, esta foi mantida a cerca de 60 graus centígrados, valor da temperatura este tipicamente utilizado (Hirji, 1986).

O aquecimento da sonda e da conduta flexível foi obtido por intermédio de um sistema eléctrico existente no secador.

A conduta flexível incorporava próximo da sonda de aspiração um conjunto de filtros com capacidade para reter partículas desde 0.3 micrómetros até 1 mm.

Antes de entrarem no analisador, os gases passavam num pequeno recipiente onde era retida alguma água condensada, por esta não ter sido totalmente retida no secador, por um filtro onde eram retidas partículas muito finas que eventualmente ainda permanecessem na amostra de gases e finalmente por um rotâmetro que se destinava a indicar a passagem do gás aspirado.

Um esquema do sistema de análise de gases é mostrado na figura 3.4.

Este sistema efectuou a análise do gás aspirado através da passagem deste em células electroquímicas existentes no interior do computador. Como resultado desta análise tivemos as concentrações de O_2 , CO, NO, NO_2 e SO_2 . O sistema permitiu ainda efectuar o cálculo de CO_2 .

Para efectuar esta análise o analisador aspirava os gases por intermédio da sonda de aspiração que se introduziu no seio do escoamento de gás na chaminé da fornalha passando estes pelo conjunto de filtros descritos anteriormente e no secador onde se processava a operação de secagem.

No que respeita à calibração do analisador, esta não apresentou qualquer problema uma vez que era realizada pelo próprio instrumento. Esta calibração era efectuada relativamente às condições do ar atmosférico e necessitava de ser feita em períodos de tempo de 10 a 15 minutos.

Este sistema de análise de gases permitiu obter o valor médio dos valores

instantâneos das medidas realizadas durante um determinado intervalo de tempo para cada espécie à semelhança do que descrevemos para a medida de temperatura. Desta forma, os resultados que apresentamos como medidas das concentrações de espécies correspondem ao valor médio das medidas realizadas durante cerca de 10 a 12 minutos.

3.5 - TEMPERATURA DA SUPERFÍCIE EXTERIOR DA FORNALHA

Dada a necessidade em realizar balanços de energia à fornalha para averiguar a consistência dos resultados experimentais, levou-nos a efectuar a medida de temperatura da sua superfície.

Para a realização desta medida, optamos pela utilização de uma sonda de superfície com termopar, pelo facto de a sua utilização ser bastante fácil, prática, e se tratar de um sistema pouco caro contrariamente a outros métodos ópticos ou de cristais líquidos que para além do seu custo elevado apresentam a necessidade de se efectuar a sua calibração.

O sistema que utilizamos para a realização das medidas de temperatura de superfície da fornalha foi composto por uma sonda e um termómetro digital.

Um esquema deste sistema encontra-se representado na figura 3.5.

O sensor que se encontrava localizado na extremidade da sonda, era constituído por um termopar de NiCr-NiAl (tipo K) com capacidade para efectuar medidas de temperatura de superfícies até 650 °C. Este sensor era de arame fino para obter respostas rápidas e estava protegido por uma bainha cerâmica.

O tempo de resposta da sonda, isto é o tempo necessário para obter 99% do valor de temperatura da superfície era de 1.5 segundos.

A precisão das medidas de temperatura obtidas com este sistema foi da ordem de mais ou menos 0.5% da leitura do aparelho mais ou menos 1 °C.

Para a realização destas medidas colocávamos o sensor da sonda sobre a

superfície onde se pretendia medir a temperatura e após o contacto era aguardado um tempo superior ao correspondente ao tempo de resposta da sonda.

Como a superfície exterior da fornalha não se apresentou uniforme durante a realização dos ensaios, para efectuar a medida desta temperatura dividimos esta superfície em 6 zonas distintas: a zona do cilindro destinado para a saída de gases de combustão até ao ponto onde se mede a temperatura dos gases, a tampa do ciclone, a metade superior do corpo cilíndrico da fornalha, a metade inferior do corpo cilíndrico da fornalha, a parte cónica da fornalha e finalmente a parte constituída pelas entradas de combustível.

Em cada uma das zonas anteriores ainda existiram pontos com valores de temperatura diferente. Deste modo para determinar a temperatura de cada zona, admitimos esta como sendo a média aritmética de três medidas realizadas em três pontos distintos aí localizados.

3.6 - CARACTERIZAÇÃO DE OUTRAS GRANDEZAS

Durante a realização dos ensaios teve lugar o aparecimento de determinados fenómenos pelo que, para além das grandezas abordadas até aqui foram ainda tidas em consideração na nossa análise a ocorrência de inqueimados à saída da chaminé e à saída do vértice do ciclone, a entrada de ar atmosférico na fornalha e finalmente a acumulação de combustível nas paredes interiores da fornalha.

Para averiguar a influência destas variáveis efectuamos a pesagem dos inqueimados durante a realização dos ensaios à saída do vértice do ciclone, medimos a espessura da camada de combustível que aderiu às paredes interiores da fornalha e realizamos alguns ensaios com os orifícios da fornalha abertos e fechados no sentido de averiguar as possíveis entradas de ar atmosférico no seu interior.

Como resultado desta análise foi a constatação de inqueimados à saída do vértice

do ciclone, sendo estes em muito pequena quantidade quando se utilizava como combustível a serradura fina com baixo teor de humidade e que estes aumentavam com o teor de humidade e com a granulometria do combustível. Os valores obtidos por pesagem deste tipo de inqueimados apresentamo-los nas tabelas do capítulo cinco. A técnica de pesagem destes inqueimados foi idêntica à que utilizamos na medida do caudal de combustível.

Relativamente aos inqueimados na chaminé, não nos foi possível efectuar a sua quantificação sendo contudo de assinalar que raramente foram observados.

A camada de combustível que aderiu às paredes internas da fornalha apresentou uma espessura variável desde muito fina até cerca de 1.5 centímetros sendo esta dependente da humidade do combustível e da sua granulometria já que durante a combustão das aparas praticamente não se verificou. Na combustão de serradura fina com baixo teor de humidade esta película apresentou espessuras muito reduzidas ao contrário da utilização de serradura com elevado teor de humidade que apresentou uma espessura de cerca de 1.5 centímetros.

Uma particularidade da camada de combustível que aderiu às paredes da fornalha foi o facto de esta não se situar em toda a superfície interna da fornalha mas sim o de se localizar na parte central desta em forma de espiral com uma largura de 10 centímetros, imposta pelas características do escoamento. Desta forma a quantidade de combustível aderido não foi muito elevada em qualquer dos casos.

Um outro factor relevante a ter em consideração foi o facto de se ter constatado que a espessura permaneceu constante ao longo da realização dos ensaios.

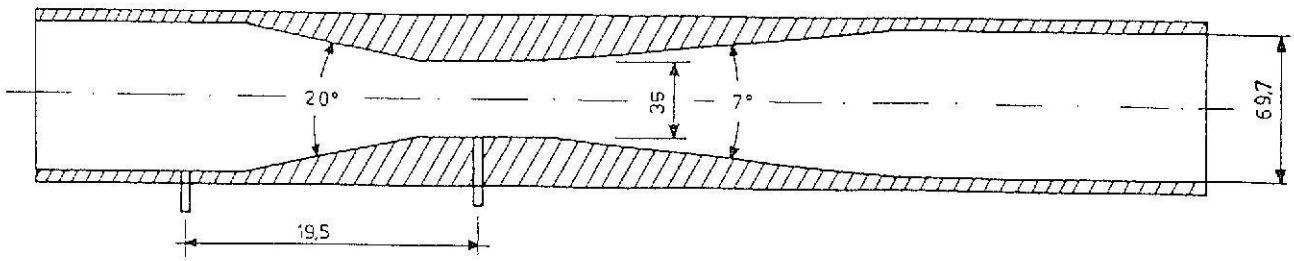
A entrada de ar atmosférico no interior da fornalha durante a realização dos ensaios foi por nós constatada quando estes se efectuaram com pequenos débitos de ar sendo esta responsável pelas diferenças de ar medido e calculado através da análise de gases.

A entrada de ar por nós detectada que mereceu uma análise pormenorizada foi proveniente do orifício de remoção de cinzas que permaneceu sempre aberto durante a realização dos ensaios.

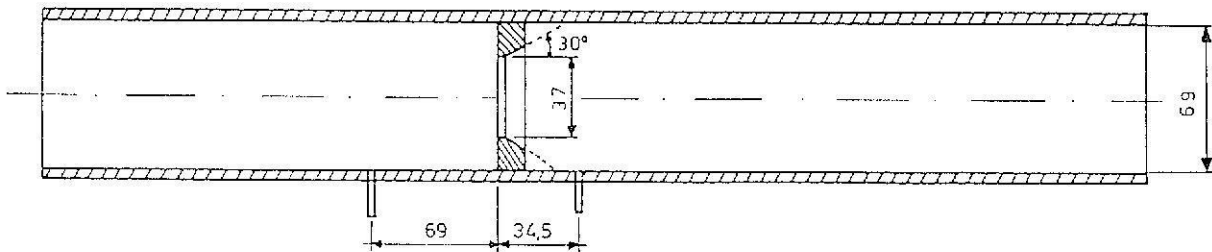
A influência deste orifício nas medidas obtidas experimentalmente apresentamo-la na secção 5.9 do capítulo 5.

TABELA 3.4 Listagem das variáveis analisadas e dos métodos utilizados

GRANDEZA	MÉTODO DE MEDIDA	OBSERVAÇÕES
Poder calorífico do combustível	Estimado através da expressão de Mendeljejev	
Humidade do combustível	Estufa e pesagem	
Caudal de combustível húmido	Número de rotações do sem fim e pesagem	Obtivemos as curvas de calibração do sem-fim
Granulometria	Peneiro	
Caudal de ar de combustão	Venturi e manómetro diferencial	Possível ocorrência de erros na leitura do manómetro diferencial,
Temperatura e humidade do ar	Termómetro de mercúrio e higrómetro	que podem ir de 7 a 10%
Temperatura de saída dos gases	Sonda (Termopar tipoK)	Furam analisadas duas sondas com geometrias diferentes e corrigidos os erros provenientes das de radiação na sonda do primeiro sistema
Temperatura de superfície da fornalha	Sonda (tipo K)	
Composição de gases	Analizador IMR 3000P, Filtro/secador IMR 500P	CO, O ₂ , NO ₂ , NO, SO ₂
Inqueimados na chaminé		Raramente foram observados com excepção nos ensaios em que foram utilizados as aparas e a mistura de serradura + bagaço
Inqueimados no vértice do cone	Pesagem	
Entrada de ar atmosférico na fornalha	Estimado	Constatamos a entrada de ar atmosférico pelo vértice do ciclone quando da realização dos ensaios com baixos caudais de ar de combustão
Acumulação de combustível nas paredes interiores da fornalha	Estimado	Foi observada uma pequena película constante de combustível que dependia da humidade e da granulometria do combustível



a) tubo de venturi



b) placa de orifício

FIGURA 3.1 - Aparelhos deprimogêneos

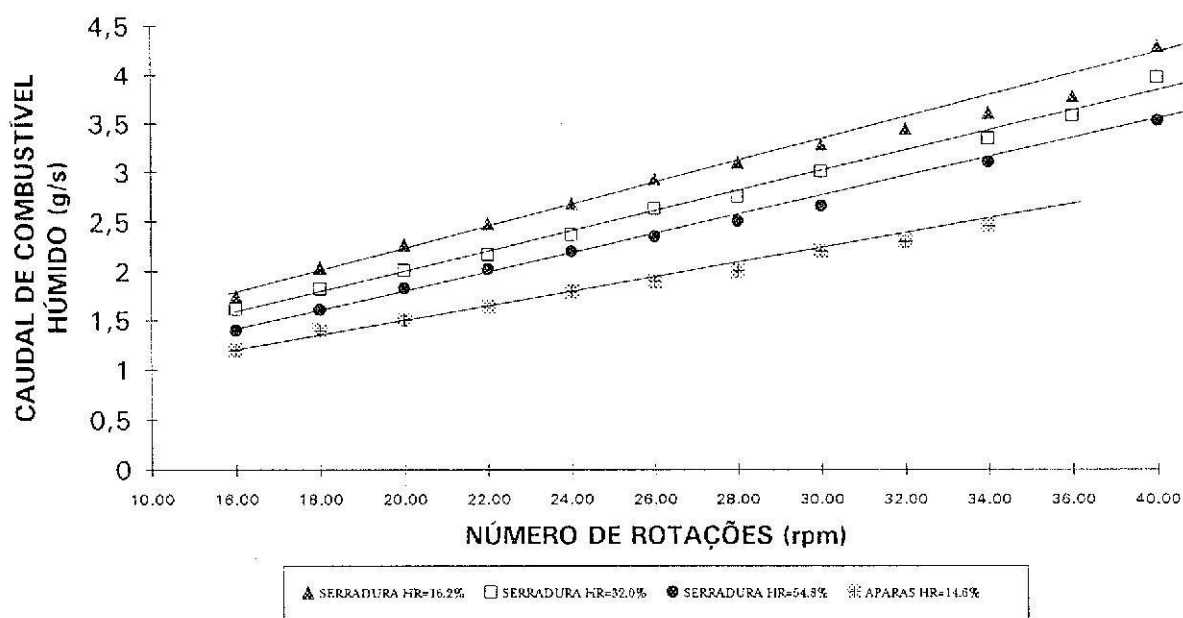


FIGURA 3.2 - Curvas de calibração do sistema de alimentação

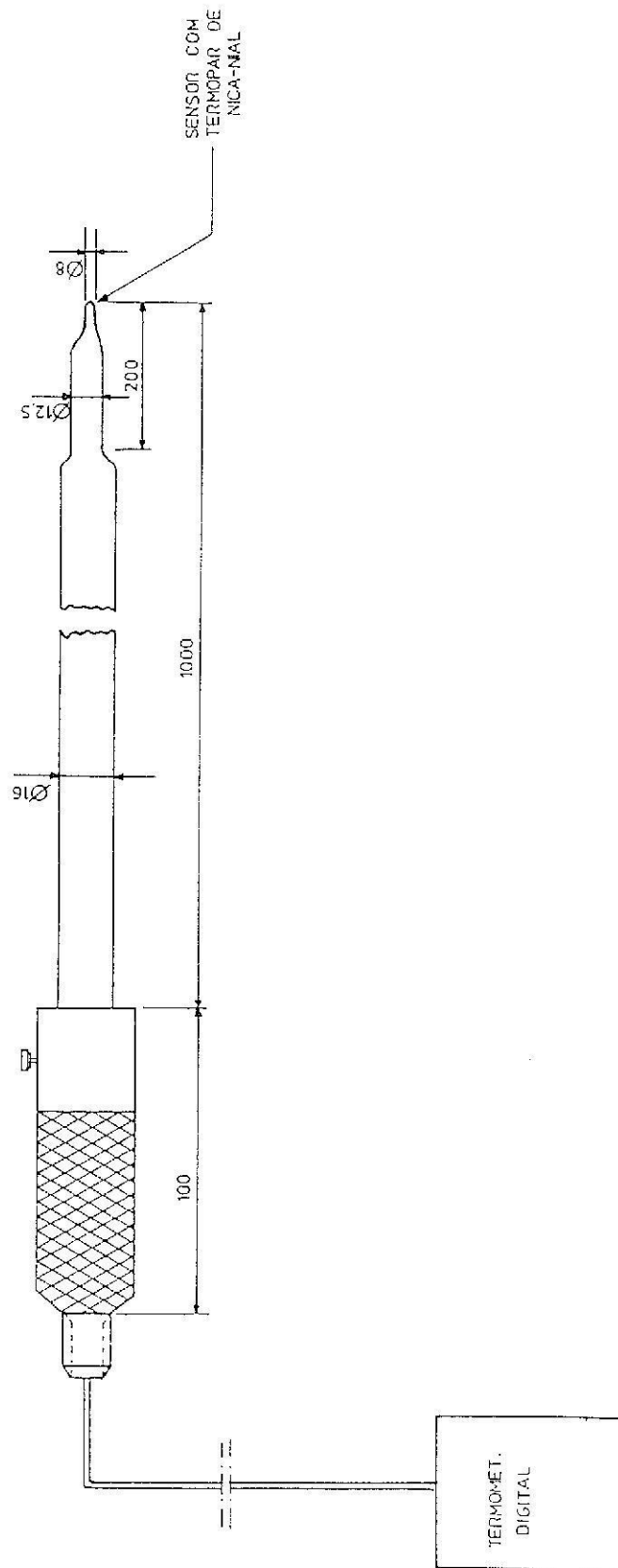


FIGURA 3.3 - Esquema do sistema de medida de temperatura dos gases (1º sistema)

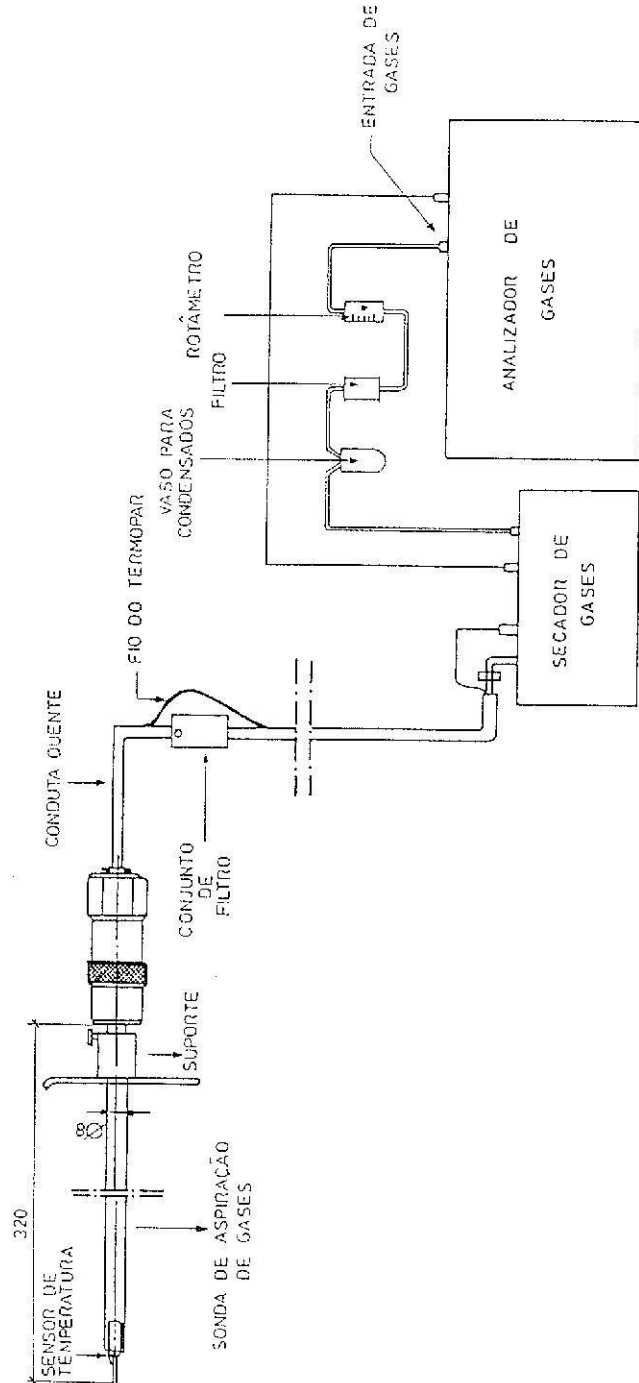


FIGURA 3.4 - Esquema do sistema de análise de gases e de medida de temperatura (2º sistema)

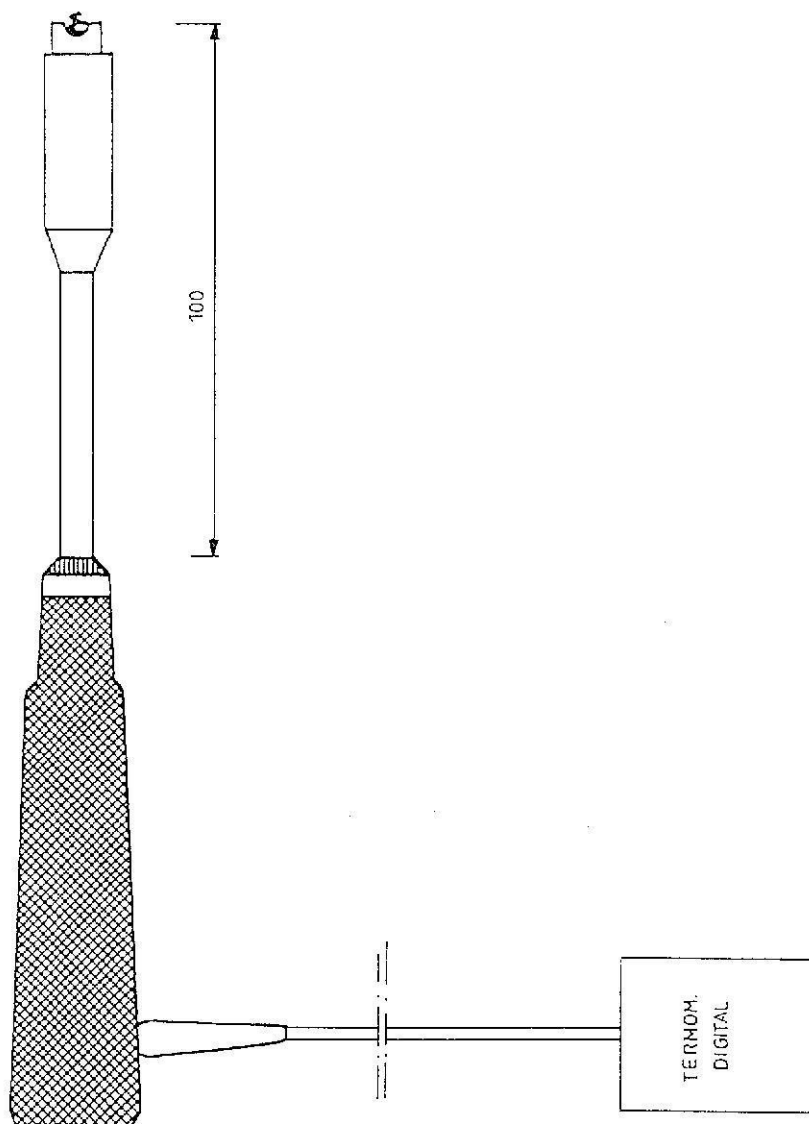


FIGURA 3.5 - Esquema do sistema de medida de temperatura da superfície exterior da fornalha

METODOLOGIA DOS BALANÇOS DE ENERGIA

4.1 - INTRODUÇÃO

A realização de balanços de energia em sistemas térmicos é de extrema importância, sendo mesmo indispensável para se compreenderem as situações de energia que se obtêm na prática. Deste modo, vamos neste capítulo descrever a metodologia adoptada na realização dos balanços de energia à fornalha.

Dada a impossibilidade de contabilizar todos os fluxos de energia e mesmo por causa de determinados erros de medidas que se tornaram impossíveis de determinar discutimos também neste capítulo o erro de fecho global do balanço de energia.

Apresentamos também o programa de computador que efectuamos em FORTRAN 77 e serviu para armazenar em ficheiro os resultados experimentais obtidos durante os ensaios, para efectuar os cálculos das várias grandezas que caracterizam o sistema de queima e ainda para efectuar o cálculo dos balanços de energia à fornalha.

Para a realização do balanço de energia tivemos que efectuar a medida de temperatura da superfície exterior da fornalha. Como a temperatura não se apresentou uniforme em toda a superfície da fornalha tivemos que dividir esta superfície em várias zonas de uma forma que iremos aqui também descrever.

4.2 - BALANÇOS DE ENERGIA À FORNALHA. ERRO DE FECHO GLOBAL DO BALANÇO DE ENERGIA

Para a realização do balanço de energia à fornalha consideramos a primeira lei da Termodinâmica (lei da conservação da energia) em regime estacionário que estabelece a igualdade entre a quantidade de energia disponível e libertada pela fornalha, isto é, $E_d = E_l$, respeitante a uma unidade de massa de combustível.

A potência térmica disponível pela fornalha resultou da quantidade de calor que lhe foi fornecida mais a quantidade de calor que foi gerada durante a combustão. Esta potência é dada pela expressão :

$$Q_d = Q_{arp} + Q_{ars} + Q_{fcomb} + Q_{comb} \quad (4.1)$$

Nesta expressão, Q_{arp} é a potência correspondente à entalpia do ar primário, Q_{ars} é a potência correspondente à entalpia do ar secundário, Q_{fcomb} é a potência correspondente à entalpia do caudal de combustível e finalmente, Q_{comb} a potência libertado durante a combustão.

Para o cálculo da potência correspondente à entalpia do ar de combustão e do combustível foram consideradas as suas características à entrada da fornalha nomeadamente a temperatura e utilizou-se a expressão geral:

$$Q = m * c_p * (T_f - T_0) \quad (4.2)$$

Para o calor específico do combustível consideramos a expressão (Wenzel, 1970):

$$C_p = 0.266 + 0.00116 * T \quad (4.3)$$

com a temperatura do combustível em graus centígrados e o calor específico em cal/g°C.

A potência desenvolvida durante a combustão, Q_{comb} , obteve-se através do produto do poder calorífico inferior do combustível húmido, PCI, referido em 3.3.1 e o caudal mássico de combustível húmido, M_{comb} .

Para o cálculo da potência libertada pela fornalha consideramos a expressão:

$$Q_l = Q_{gas} + Q_{pr} + Q_{pc} + Q_{CO} + Q_{H_2} \quad (4.4)$$

Nesta expressão, Q_{gas} é a potência correspondente à entalpia dos gases de combustão à saída da câmara, Q_{pr} , a potência libertada pela câmara por radiação, Q_{pc} , a potência libertada pela câmara por convecção, Q_{CO} e Q_{H_2} , a potência correspondente às perdas químicas nos gases de combustão de CO e H₂, respectivamente.

A potência dos gases de combustão à saída da fornalha, foi obtido por intermédio da equação seguinte:

$$Q_{gas} = M_g * c_{pg} * (T_g - T_a) \quad (4.5)$$

utilizando-se no seu cálculo, valores de caudal de gás, M_g e calor específico de gás, c_{pg} obtidos através do programa, referentes às condições do ensaio e à temperatura média de saída dos gases de combustão, T_g , temperatura esta, obtida por intermédio das medidas realizadas com o sensor de temperatura que fazia parte do segundo sistema de medidas que descrevemos em 3.4.1.

Na quantificação do calor perdido por radiação e por convecção consideramos as expressões gerais da transferência de calor (Ozisik, 1979) que apresentamos descritas na listagem do programa que se encontra no anexo 1.

A combustão no interior da fornalha realizou-se em determinadas zonas

preferenciais, pelo que, a temperatura exterior da superfície da fornalha não se apresentou uniforme. Desta forma para obtermos a sua temperatura correcta tivemos a necessidade de dividir a superfície em seis zonas distintas, onde nas quais consideramos a temperatura aproximadamente uniforme, como descrevemos em 3.5.

Com a medida de temperatura da superfície exterior da fornalha obtida pelo processo acima referido foi possível determinar as perdas de calor por radiação e convecção aplicando as respectivas equações a cada uma destas zonas.

Neste cálculo consideramos a superfície como tendo um coeficiente de emissividade igual a 0.9, i.e., $\epsilon_1 = 0.9$, valor este habitualmente utilizado para este tipo de superfície e geometria (Ozisik, 1979).

Um outro aspecto relacionado com a medida de temperatura da superfície exterior da fornalha diz respeito ao tempo decorrido entre o arranque da instalação e o início da medida. Na verdade, quando iniciamos os ensaios não demos devida atenção a este factor e viemos a descobrir por intermédio dos elevados erros de fecho dos balanços que algo de incorreto se passava. Após a realização de novos ensaios viemos então a descobrir que o aquecimento das paredes da fornalha demorava imenso tempo o que significava que as medidas efectuadas anteriormente não correspondiam à situação estacionária. Desta forma as temperaturas da superfície da fornalha vinham muito baixas para além da própria temperatura de saída dos gases na chaminé.

Após termos detectado esta demora no aquecimento da superfície da fornalha, viemos a realizar de novo os ensaios iniciando sempre as medidas depois de se ter atingido o regime estacionário da temperatura de superfície da fornalha. O tempo para que tal acontecesse dependia da carga térmica indo sempre para além de 45 minutos e mesmo 1 hora.

Na figura 4.1, apresentamos a evolução da temperatura em dois pontos (A e B representados na figura 2.6) da superfície da fornalha.

No cálculo da potência libertada pela fornalha não foi contemplado o calor químico de H_2 nos gases de combustão por este não ter sido analisado e também não foi contemplado o calor perdido nas cinzas por causa da impossibilidade que tivemos em o contabilizar. Deste modo, o seu significado ficou inserido no erro de fecho global do balanço de energia.

Para o cálculo do erro de fecho global do balanço de energia consideramos a expressão:

$$Erro = \left(1 - \frac{Ql}{Qd} \right) * 100 \quad (4.6)$$

Este erro global de fecho traduz não só os termos energéticos não contemplados no balanço mas também a influência de erros de medida dos valores obtidos experimentalmente.

4.3 - PROGRAMA DE TRATAMENTO DOS DADOS E BALANÇOS DE ENERGIA

Para analisar o sistema de queima efectuamos o programa em FORTRAN 77 cuja listagem apresentamos no anexo 1. Este programa teve por finalidade efectuar o tratamento dos dados que englobou as características do ar atmosférico, as características do combustível e ainda outras variáveis do sistema, medidas experimentalmente.

O programa foi dividido em três partes. A primeira consistiu para a introdução dos valores que foram necessários para a caracterização do sistema de queima e corresponderam ao conjunto dos dados. A segunda parte refere-se ao conjunto de cálculos das várias grandezas. Finalmente a terceira parte do programa teve por finalidade armazenar em ficheiro os valores das medidas experimentais de temperatura média e análise de gases no interior da fornalha, efectuada através do varimento radial em duas posições axiais localizadas no tronco cilíndrico do ciclone.

Para além do número e data do ensaio os dados pedidos pelo programa foram a temperatura e humidade específica do ar da sala onde se encontrava a instalação a temperatura do ar à entrada do ciclone, as alturas manométricas de água no venturi e na placa de orifício, nome, tipo, parâmetros, humidade na base seca e caudal húmido do combustível, a temperatura e análise de gases de combustão á saída da câmara e finalmente as temperaturas de superfície das seis zonas do ciclone. Como se verá a seguir o programa permitiu ainda efectuar a correcção da temperatura medida através da sonda de temperatura correspondente ao primeiro sistema de medida que descrevemos em 3.4.1 pelo que necessitamos neste caso de fornecer a temperatura medida por essa sonda.

O programa permitiu após a introdução dos dados acima referidos calcular os caudais de ar primário e secundário através das expressões apresentadas em 3.2.3 com a respectiva correcção de temperatura do ar atmosférico nos aparelhos deprimogêneos, os parâmetros mássicos, poder fumígeno, caudal mássico de combustível seco, o excesso de ar, o poder calorífico inferior do combustível em função da humidade, a temperatura adiabática de combustão, o balanço de energia e o cálculo do rendimento da combustão.

Para além dos cálculos referidos, o programa efectuou ainda a correcção da temperatura dos gases medida com a sonda do primeiro sistema que descrevemos em 3.4.1, através da expressão que resultou do balanço de energia.

Na elaboração do programa tivemos o cuidado de colocar alguns comentários para permitir uma melhor compreensão para além de tornar fácil a leitura das expressões utilizadas no cálculo das várias variáveis do sistema. O significado das variáveis utilizadas no programa encontram-se descritas na lista de variáveis apresentada no anexo 3.

Os resultados foram armazenados em três ficheiros. O ficheiro destinado ao armazenamento das variáveis que caracterizaram o sistema de queima designou-se por DADOS.DAT, os resultados do balanço de energia foram armazenados num ficheiro RES.DAT e finalmente para os valores medidos experimentalmente da temperatura e análise de gases no interior do ciclone tínhamos designado um ficheiro com o nome MED.DAT.

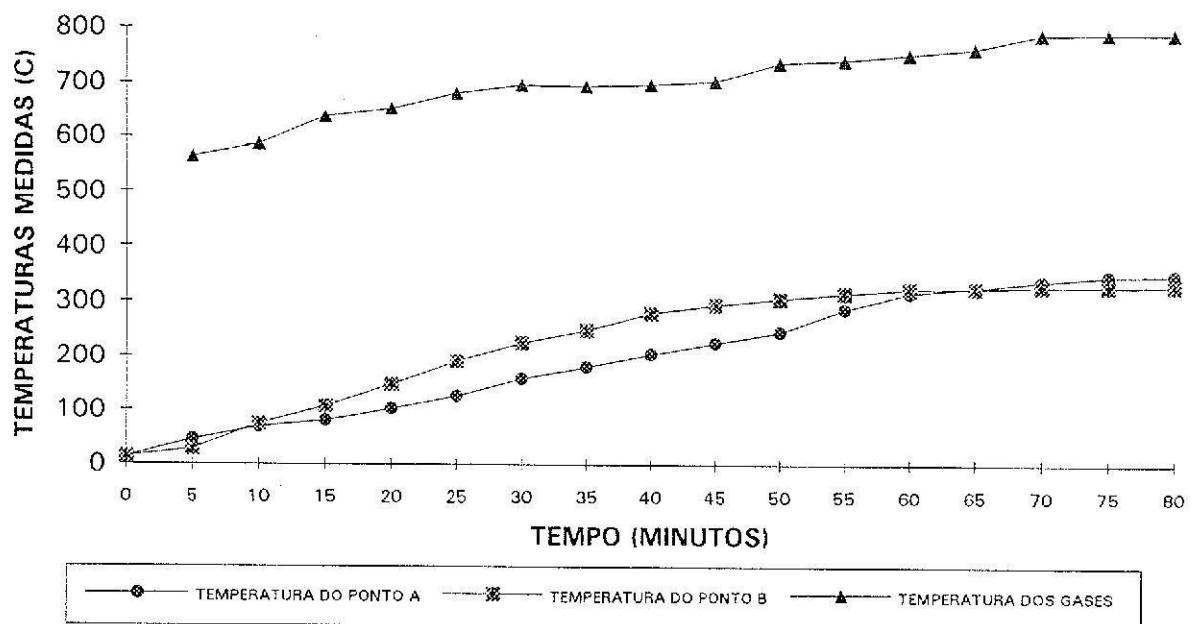


FIGURA 4.1 - Evolução da temperatura de superfície da fornalha e dos gases durante o arranque

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÃO

5.1 - INTRODUÇÃO

No presente capítulo apresentamos os resultados obtidos experimentalmente durante a realização dos ensaios e os valores calculados das variáveis que utilizamos para caracterizar a combustão na fornalha.

A realização destes ensaios foi conduzida no sentido de se poder determinar a potência debitada pela fornalha, o rendimento da combustão e finalmente a estabilidade de chama no interior da fornalha.

Os resultados destes ensaios permitiram-nos também averiguar a influência do excesso de ar, da humidade do combustível e ainda da granulometria do combustível sobre aqueles parâmetros fundamentais.

Para caracterização da combustão na fornalha escolhemos o combustível mais abundante na região, isto é, a serradura de pinho.

Na realização das medidas foram utilizados os instrumentos de medida e as técnicas descritas no capítulo 3.

Para averiguar a aptidão da fornalha para utilizar outros tipos de combustíveis existentes na região realizamos também neste sentido alguns ensaios. Os combustíveis que utilizamos nesta análise foram a serradura de madeiras exóticas, uma mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona extractado e finalmente aparas de pinho.

A operacionalidade do sistema de queima e a fiabilidade dos parâmetros que serviram de base para efectuar a caracterização da combustão e a reprodutibilidade das medidas foram também tidas em consideração pelo que apresentamos também neste capítulo os resultados obtidos na realização de três ensaios em condições idênticas mas realizados em dias diferentes.

Dado se ter verificado a influência de alguns factores sobre as medidas de

algumas variáveis nomeadamente do excesso de ar levou-nos a analisar as condições em que foram efectuados os ensaios por forma a descobrir as causas daquela influência. Deste modo são aqui também apresentados e discutidos os resultados desse estudo.

5.2 - GAMA DE FUNCIONAMENTO ESTÁVEL DA FORNALHA. RENDIMENTO DA COMBUSTÃO

A finalidade da fornalha é o de assegurar uma boa combustão. Para exprimir o sucesso desta operação fomos considerar a relação entre o calor libertado durante a combustão, Q_{comb} e uma dada característica da fornalha, neste caso o seu volume. Esta grandeza, normalmente utilizada neste tipo de análise (Anglesio, 1984), representa a carga térmica da fornalha ou a potência "específica" e é dada pela expressão:

$$Carga = \frac{Q_{comb}}{Vol} \quad (5.1)$$

onde Vol corresponde ao volume interno da fornalha.

Com esta relação fomos averiguar qual a gama correspondente a uma combustão estável no interior da fornalha.

Para esta caracterização utilizamos como combustível a serradura de pinho com uma humidade na base seca igual a 16.2% .

A metodologia adoptada na realização dos ensaios consistiu fundamentalmente em fixarmos um determinado caudal de ar através da indicação da coluna de líquido manométrico da conduta de ar primário para o qual se procedeu à variação do caudal de combustível.

A gama de caudais de combustível que inicialmente pretendemos utilizar era compreendida por dois limites que consistiam para o limite mínimo o valor do caudal de combustível para o qual a combustão tinha possibilidades de se desenrolar e para o

limite superior o caudal de combustível para o qual a combustão se extinguiu. No entanto, tais limites não puderam ser utilizados, porque inferiormente estivemos condicionados pelo número de rotações mínimo do parafuso sem-fim que dessa forma impôs o caudal mínimo verificando-se nessa situação a combustão estável e para o caudal máximo nunca se conseguiu a extinção de chama no interior da fornalha. Face a estas limitações, centramos o nosso estudo dentro de uma gama limitada inferiormente pelo caudal de combustível mínimo e superiormente por um valor de caudal correspondente ao momento que se verificaram determinadas condições do ensaio.

As condições que foram para nós determinantes para definir o limite superior da carga térmica foram a diminuição da temperatura do gás à saída da chaminé após se ter ultrapassado o seu máximo, a existência de uma concentração máxima de 6000 ppm durante algum tempo, pois o analisador de gases só permitiu fornecer medidas de CO até 6000 ppm e finalmente a constatação da saída de fumo muito negro na chaminé da fornalha o que representava a diminuição da eficiência da combustão.

Os ensaios realizados nesta caracterização foram efectuados todos nas mesmas condições.

Após o arranque da instalação segundo a descrição que apresentamos em 2.8 todos as janelas e orifícios da fornalha foram fechados com as respectivas borboletas com excepção do orifício de remoção de cinzas que permaneceu sempre aberto. Esta nossa opção deveu-se ao facto de o sistema que inicialmente tínhamos pensado e que era constituído por uma válvula de cunha que utilizava-mos para o fecho deste orifício se tornar pouco prático. Este sistema era manual exigindo portanto que fosse dada uma certa atenção a esta tarefa dificultando dessa forma a realização dos ensaios.

Na realização dos ensaios tivemos sempre em consideração os tempos necessários para se atingir a estabilização da temperatura da superfície exterior da fornalha como descrevemos em 4.2.

Nas tabelas 5.1 e 5.2 apresentamos os resultados dos ensaios realizados com caudais de ar de 9.6 g/s e 10.7 g/s. Nestas tabelas encontram-se igualmente os valores corrigidos do excesso de ar medido. Esta correcção traduz a influência do orifício de remoção de cinzas sobre a medida do ar de combustão e que discutiremos na secção 5.8.

TABELA 5.1 Resultados medidos e corrigidos correspondentes ao caudal de ar, marpe = 0.0083 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	VALORES MEDIDOS		VALORES CORRIGIDOS	
	31	32		
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00175	0.002	0.00175	0.002
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0083	0.0083	0.0096	0.0096
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	3	3	4	4
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	879.8	1025.6	879.8	1025.5
RENDIMENTO(%)	49	44.3	54.4	49.7
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	-6	-19.4	8.4	-5
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	8.9		8.9	
TEMPERATURA MEDIDA (C)	985	991	985	991
CO ₂ (%)	18.4	19.8	18.4	19.8
O ₂ (%)	2	0.5	2	0.5
CO (ppm)	5690	6000	5690	6000
NO (ppm)	98	36	98	36
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0

TABELA 5.2 Resultados medidos e corrigidos correspondentes ao caudal de ar, marpe = 0.0096 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	VALORES MEDIDOS			VALORES CORRIGIDOS		
	26	27	28	29	30	
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00175	0.002	0.0022	0.00175	0.002	0.0022
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0096	0.0096	0.0096	0.0107	0.0107	0.0107
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	4	4	4	5	5	5
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	879.8	1025.6	1106	879.8	1005.5	1111
RENDIMENTO(%)	54.65	53	48.6	59.5	56.86	54
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	8.3	-7.1	-13	21	5.8	-4.1
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	20.7	7.5	4.5	20.7	4.2	
TEMPERATURA MEDIDA (C)	990	1039	1032	990	1039	1032
CO ₂ (%)	16.7	18.7	19.2	16.7	19.3	20.2
O ₂ (%)	3.7	1.7	1.2	3.7	1.1	0.1
CO (ppm)	1929	4662	6000	1929	5487	6000
NO (ppm)	98	94	100	98	84	93
NO ₂ (ppm)	0		0		0	0
SO ₂ (ppm)	0		0		0	0

Nas tabelas 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 encontram-se os resultados dos ensaios para os quais foram utilizados caudais de ar de 11.7 g/s, 12.6 g/s, 13.5 g/s e 14.3 g/s, respectivamente.

A gama de potência específica ou carga térmica da fornalha para a qual obtivemos combustão estável e eficiente, no interior da fornalha situou-se entre 879,8 e 2151,8 KW/m³.

Tal como referimos anteriormente não nos foi possível utilizar gamas inferiores a 879,8 KW/m³ devido às limitações do número de rotações mínimo do parafuso sem-fim.

Tendo em conta o que referimos anteriormente relativamente ao limite superior da gama de carga térmica este não corresponde à situação de extinção de chama no interior da fornalha, mas sim às condições que se verificaram na combustão e que assumimos como sendo indicadoras da perda de eficiência de combustão como foi o caso da concentração de CO e o fumo muito negro que saiu da chaminé.

Independentemente das condições que assumimos como sendo limitadoras da carga térmica realizamos ensaios em que chegamos a uma carga térmica da fornalha próximo de 3050 KW/m³ sem ocorrer a extinção de chama. Todavia nestas condições a combustão apresentava uma eficiência muito baixa uma vez que o fumo que saiu da chaminé era muito negro, e a temperatura dos gases medida à saída da chaminé desceu imenso.

Dos resultados apresentados nas tabelas anteriores, verificamos que a partir de uma potência específica da ordem de 1246 Kw/m³ a concentração de CO nos gases aumentou consideravelmente. Destes resultados concluímos portanto que a potência específica foi limitada superiormente pela formação de CO.

A estabilização de chama foi facilmente conseguida pela geometria da fornalha que permitiu que esta se fizesse através de rotação, permitindo deste modo elevadas taxas de libertação de calor associadas a processos intensivos de mistura turbulenta. Este tipo de sistema favoreceu a mistura entre produtos (quentes) e reagentes (frios) favorecendo deste modo a estabilidade de combustão, assemelhando-se esta ao reactor de mistura perfeita.

TABELA 5.3 Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar,
marpe = 0.0117 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	SERRADURA DE PINHO (HR 16.2%)					
	1	2	3	4	5	6
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00175	0.00204	0.00222	0.00248	0.00268	0.00293
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0117	0.0117	0.0116	0.0116	0.0116	0.0117
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	6	6	6	6	6	6
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	879.8	1025.6	1116	1246.8	1347.3	1473
RENDIMENTO(%)	63	61.1	58	53.5	50.3	45.3
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	32.6	13.7	3.5	-7	-14.2	-21.2
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	35	14.6	6.3			
TEMPERATURA ADIABÁTICA (C)	1469	1629	1738			
TEMPERATURA CALCULADA (C)	997	1105	1106			
TEMPERATURA MEDIDA (C)	980	1056	1078	1074	1068	1027
CO ₂ (%)	14.9	17.6	18.9	20.3	20.3	20.3
O ₂ (%)	5.5	2.8	1.5	0	0	0
CO (ppm)	158	2253	4911	6000	6000	6000
NO (ppm)	76	90	96	24	25	22
NO ₂ (ppm)	0		0		0	0
SO ₂ (ppm)	0		0		0	0
ERRO DE FECHO DO BALANÇO(%)	1	3	1.8			

TABELA 5.4 Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar,
marpe = 0.0126 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	SERRADURA DE PINHO (HR = 16.2%)									
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.0175	0.00204	0.00227	0.00248	0.00268	0.00293	0.0031	0.00328	0.00428	
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0126	0.0126	0.0126	0.0126	0.0126	0.0126	0.0126	0.0126	0.0125	
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	7	7	7	7	7	7	7	7	7	
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	879.8	1025.6	1141.3	1246.8	1347.3	1474.5	1558.5	1649	2151.8	
RENDIMENTO(%)	62.65	59.25	57.75	55.5	52.24	47.9	44.98	41.38	32.2	
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	42.9	22.4	9.8	0.35	-7.1	-15.14	-19.8	-24.3	-42	
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	44.6	21.16	8.2	2.9						
TEMPERATURA ADIABÁTICA (C)	1396.2	1553	1669.6	1770.7						
TEMPERATURA CALCULADA (C)	957	1028.8								
TEMPERATURA MEDIDA (C)	927	982	1032	1057	1053	1033	1013	975	914	
CO ₂ (%)	19	16.7	18.7	19.4	20.2	20.3	20.3	20.3	20.3	
O ₂ (%)	6.5	3.7	1.7	0.9	0.1	0.1	0	0	0	
CO (ppm)	147	477	2276	5896	6000	6000	6000	6000	6000	
NO (ppm)	72	79	87	94	63	21	23	28	38	
NO ₂ (ppm)	0		0		0				0	
SO ₂ (ppm)	0		0		0				0	
SAÍDA DE INQUEIMADOS(g/min)	2	2	1.5	1.5	1.5	1.5	1	1	1	
ERRO DE FECHO DO BALANÇO(%)	2	3								

TABELA 5.5 Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar,
marpe = 0.0135 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	SERRADURA DE PINHO (HR=16.2%)			
	16	17	18	19
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00175	0.00204	0.00227	0.00248
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0135	0.0134	0.0134	0.0134
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	8	8	8	8
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	879.8	1025.6	1141.3	1246.8
RENDIMENTO(%)	63	61.6	60.7	58
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	52.3	30.4	17.2	7
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	55	33	16.1	5.6
TEMPERATURA CALCULADA (C)	911	1005.8	1087	
TEMPERATURA ADIABÁTICA (C)	1337	1489.4	1600	1699
TEMPERATURA MEDIDA (C)	893	974	1033	1053
CO ₂ (%)	13	15.2	17.4	19
O ₂ (%)	7.5	5.3	3	1.3
CO (ppm)	320	870	1638	3831
NO (ppm)	69	75	89	84
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0
ERRO DE FECHO DO BALANÇO (%)	1.4	2.2	3.6	

TABELA 5.6 Resultados dos ensaios realizados com o caudal de ar,
marpe = 0.0143 Kg/s

NÚMERO DO ENSAIO	SERRADURA DE PINHO (HR=16.2%)					
	20	21	22	23	24	25
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00171	0.002	0.00227	0.00248	0.00268	0.0029
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0143	0.0143	0.0143	0.0142	0.0142	0.0142
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	9	9	9	9	9	9
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	859.7	1005.5	1141.26	1246.8	1347	1457.9
RENDIMENTO(%)	67	65.19	64.16	62.58	59.37	54.37
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	66	41	24.3	13.5	5.1	-2.8
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	76	49	21.6	10.5	4	2.4
TEMPERATURA ADIABÁTICA(C)	1264	1411	1538.7	1634.6	1720	
TEMPERATURA CALCULADA (C)	904	990.9				
TEMPERATURA MEDIDA (C)	887	970	1042	1083	1088	1060
CO ₂ (%)	11.5	13.6	16.6	18.1	19.3	19.5
O ₂ (%)	9.1	7	3.8	2.3	1.1	0.8
CO (ppm)	140	141	1339	6000	6000	6000
NO (ppm)	70	79	87	101	97	23
NO ₂ (ppm)	0		0		0	0
SO ₂ (ppm)	0		0		0	0
ERRO DE FECHO DO BALANÇO (%)	2.2	1.6				

Destes resultados ressalta também que os ensaios foram quase todos realizados próximo da zona para a qual a eficiência da combustão começou a diminuir. A concentração de CO medida nos gases começou sempre num mínimo e evoluiu muito rapidamente para valores elevados.

Este facto foi por nós observado através do fumo muito negro que rapidamente apareceu durante a realização do ensaio, no momento em que utilizamos um caudal de combustível da ordem de 2.6 g/s.

Para o cálculo do rendimento da combustão, consideramos a expressão:

$$Rend = \frac{Q_{gas}}{Q_{comb}} \quad (5.2)$$

onde Q_{gas} corresponde à potência útil dos gases de combustão à saída da fornalha e Q_{comb} o calor libertado durante a combustão, baseado no poder calorífico inferior do combustível.

Dos resultados obtidos constatamos que o rendimento da combustão ficou pelos 63 % e que este diminuiu fortemente com o aumento da carga térmica.

Na figura 5.1, apresenta-se a evolução do rendimento da fornalha em função da carga térmica.

Os baixos valores observados para o rendimento deveram-se às elevadas perdas de energia, principalmente perdas por radiação que ocorreram entre a superfície da fornalha e o meio envolvente.

Dos balanços de energia realizados à fornalha e cujos os resultados apresentamos no anexo 3, constata-se que estas perdas de energia se situaram num valor compreendido entre os 7 KW e 9 KW. A redução destas perdas através do isolamento térmico da fornalha levará sem dúvida à obtenção de rendimentos da combustão mais elevados.

Um outro factor que também contribuiu para a diminuição do rendimento foi a existência de CO nos gases de combustão à saída da fornalha. Como se pode observar pelos resultados, a concentração de CO nos gases à saída da fornalha aumentou sempre com o aumento da carga térmica, pois utilizaram-se sempre excessos de ar inferiores a 50%, valor este como sendo o necessário para se verificar o mínimo de CO.

Dos resultados dos ensaios verificamos também que o rendimento aumentou com

o aumento do excesso de ar. Os motivos deste aumento deveram-se ao facto de a temperatura ter descido muito pouco com a variação do excesso de ar. Neste caso, na equação da potência útil, o aumento do caudal de gases teve mais peso do que a descida de temperatura dando origem a que esta aumentasse.

Dado o número reduzido de ensaios realizados é de esperar que em determinado momento esta evolução inverta de sentido uma vez que a concentração de CO vai aumentar pelo facto de diminuir a temperatura média dos gases.

Na figura 5.2, apresentamos a evolução do rendimento em função do excesso de ar.

A temperatura medida dos gases à saída da chaminé da fornalha subiu até um valor máximo decaindo imediatamente no instante em que a combustão começou a ser deficiente pela falta de ar de combustão. A concentração de CO nos gases de combustão que já vinha a aumentar à medida que o ar de combustão diminuía aumentou neste momento muito rapidamente. Esta evolução pode ser observada no gráfico da figura 5.3.

A temperatura máxima dos gases medida à saída da fornalha não coincidiu com o momento em que a combustão apresentou o valor mínimo de CO, valor este verificado para excesso de ar da ordem dos 40% a 50%.

Um parâmetro interessante para análise da combustão num sistema de queima, apresentado pela American Chemical Society (1958), trata-se da intensidade da combustão. Este parâmetro é definido pela expressão:

$$I = \frac{\text{Carga}}{P^2} \quad (5.3)$$

onde P corresponde à pressão verificada no interior da fornalha em Pascal e Carga à carga térmica da fornalha em KW/m³.

Dado que, a pressão verificada no interior da fornalha foi praticamente igual à atmosférica, obtivemos uma gama de intensidade de combustão na fornalha compreendida entre [0.087 — 0.215] * 10³ W/m³ KPa⁻².

Apesar de os valores da intensidade da combustão na fornalha não se apresentarem elevados, apresenta-se contudo numa posição acima das caldeiras tradicionais, de acordo com os valores indicados pela American Chemical Society (1958).

5.3 - INFLUÊNCIA DO EXCESSO DE AR

Dos resultados anteriores, constatamos que o excesso de ar é uma variável de grande importância no controlo da combustão.

Este parâmetro apresentou uma influência sobre a temperatura de combustão, neste caso sobre a temperatura medida à saída da fornalha.

Na figura 5.4 e na figura 5.5 apresentamos a variação da temperatura medida dos gases com o excesso de ar para dois caudais de combustível.

Destas figuras constata-se que a temperatura máxima dos gases à saída da chaminé ocorreu quando a combustão se desenrolou com um excesso de ar compreendido entre 3 a 15 %.

Dos resultados obtidos verificou-se também a grande influência que este parâmetro teve sobre a estabilidade da combustão através da concentração de CO nos gases à saída da fornalha. Sendo a concentração de CO um factor limitativo da potencia específica da fornalha compreende-se portanto a necessidade em utilizar excessos de ar superiores para evitar a sua produção bem como para diminuir a percentagem de outros inqueimados.

Relativamente ao rendimento da combustão, este aumentou com o aumento do excesso de ar. Todavia, dado o número reduzido de ensaios realizamos neste estudo e os baixos valores de excesso de ar utilizados é de esperar que a partir de determinado momento o rendimento comece a descer pelo facto de a temperatura média dos gases de combustão à saída da fornalha diminuir rapidamente. No nosso caso, esta diminuição rápida não ocorreu pois só realizamos dois a três ensaios a seguir ao ponto de temperatura máxima e utilizamos pequena diferença de excesso de ar entre eles.

A variação do rendimento de combustão com o excesso de ar apresentamo-la na figura 5.2.

5.4 - INFLUÊNCIA DA HUMIDADE DO COMBUSTÍVEL

Para constatar a influência da humidade do combustível sobre os parâmetros da combustão realizamos uma série de ensaios utilizando o combustível com uma humidade na base seca igual a 32%.

Dos resultados destes ensaios que apresentamos no anexo 3, elaboramos a tabela 5.7.

A influência da humidade do combustível sobre a temperatura medida dos gases de combustão com a carga térmica ou potencia específica pode ser observada na figura 5.3.

Constata-se a ocorrência de temperaturas mais baixas para a mesma carga quando se utiliza o combustível com humidade igual a 32%. Esta diminuição da temperatura deveu-se à diminuição do poder calorífico inferior do combustível quando aumentou a sua humidade. Por outro lado parte da energia libertada durante a combustão foi gasta na vaporização da água do combustível, como refere Carol (1971).

O rendimento da combustão diminuiu igualmente com o aumento da humidade do combustível. Na figura 5.1 pode observar-se esta influência e a sua relação com o caso da combustão da serradura menos húmida.

Para além deste combustível foi-nos possível ainda realizar outros ensaios com combustíveis mais húmidos, nomeadamente com humidades na base seca de 54.8 e 97.5 %.

Para o primeiro caso a combustão realizou-se com grande estabilidade muito embora para caudais de combustível inferiores a 1.4 g/s esta tenha apresentado grande dificuldade de estabilidade. No segundo caso, independentemente do caudal a combustão apresentou alguma dificuldade acontecendo que a temperatura não ultrapassou os 480 graus centígrados e em alguns momentos quase que se extinguiu.

O arranque da instalação ou seja o início da combustão apresentou maiores dificuldades à medida que a humidade do combustível aumentava. Esta dificuldade resultou portanto da humidade do combustível interferir com a combustão. A

evaporação da água forma uma cortina de vapor em torno do combustível e bloqueia a entrada de oxigénio, baixando por isso a taxa de ignição e de combustão.

A realização destes ensaios permitem-nos afirmar que a fornalha possibilita a realização da combustão de uma mistura de combustível e ar em que a humidade do combustível na base húmida pode ir até aos 50%, valor este não muito afastado do limite de combustão auto-sustentada numa fornalha que é da ordem de 68% (Dryden, 1982).

Um aspecto importante a considerar ainda relativamente à humidade do combustível diz respeito à libertação de matérias voláteis. Quando se substitui-o o combustível seco pelo combustível mais húmido, para o mesmo ar a percentagem de CO diminui-o apreciavelmente como se pode constatar pelas tabelas 5.4 e 5.7. Esta ocorrência significa que a combustão do combustível seco se tornou mais incompleta devido a neste caso existir uma quantidade de matérias voláteis maior exigindo por isso mais ar do que aquele que estava a ser alimentado.

A região no interior da fornalha onde a combustão teve lugar ou por outras palavras a zona de chama, dependeu também da humidade do combustível.

Através de observação pelas janelas da fornalha foi-nos possível averiguar a influência da humidade sobre as fases da combustão. A combustão de combustível pouco húmido desenrolou-se na parte superior da fornalha, enquanto para o combustível mais húmido esta desenrolou-se em regiões no centro e na parte inferior da fornalha.

Esta diferença de zonas de chama no interior da fornalha tem a ver com a duração da fase de secagem do combustível. Quando o combustível se apresentou pouco húmido a fase de secagem foi muito curta pelo que este queimou logo na zona imediatamente a seguir à entrada na fornalha. Este facto deu origem a que o barro refractário nessa zona viesse a partir por causa da temperatura elevada que aí se atingiu.

Quando se tratou de combustível mais húmido este teve necessidade em permanecer mais tempo no interior da fornalha antes iniciar a sua combustão (fase de secagem maior) pelo que veio a queimar numa região mais no centro da fornalha.

5.5 - INFLUÊNCIA DA GRANULOMETRIA DO COMBUSTÍVEL

Para averiguar a influência da granulometria do combustível realizamos também um conjunto de ensaios utilizando aparas de pinho com humidade na base seca igual a 14% e com uma dimensão compreendida entre 2.5 a 7 mm, dimensão esta, obtida através da metodologia descrita em 3.3.2.

A realização destes ensaios seguiu a metodologia que descrevemos nos pontos anteriores.

Na tabela 5.8 apresentam-se os resultados destes ensaios.

A granulometria do combustível apresentou influência na combustão pois esta para além de se tornar relativamente mais difícil de iniciar na fase do arranque, uma quantidade de combustível não foi queimado saindo pelo orifício de remoção de cinzas.

Destes resultados ressalta também o aumento da concentração de CO dos gases à saída da chaminé da fornalha resultante da maior dificuldade de combustão e conseqüentemente da necessidade de maior quantidade de ar.

A libertação de matérias voláteis foi neste caso mais difícil pelo facto de aumentar o tamanho das partículas. O aumento da superfície da partícula, dificultou a entrada do calor na superfície diminuindo dessa forma a libertação das matérias voláteis.

A maior dimensão deste tipo de combustível exige portanto uma taxa de perda de massa mais elevada para o mesmo tempo de residência o que na realidade não se verificou, justificando deste modo o aparecimento de uma quantidade de inqueimados à saída do cone do ciclone. Esta constatação está de acordo com os resultados de (Araújo et al. 1989).

Apesar de não se ter verificado a combustão completa do combustível, apresentou no entanto uma grande gama de estabilidade conforme se pode observar na figura 5.7.

Também neste caso, a estabilidade da combustão foi ditada superiormente pela formação de CO e inferiormente pelo número de rotações mínimo do parafuso sem-fim.

TABELA 5.7 Resultados dos ensaios realizados com serradura fina de pinho com humidade HR = 32%

NÚMERO DO ENSAIO	SERRADURA DE PINHO (HR=32%)								
	33	34	35	36	37	38	39	40	41
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00162	0.00182	0.00201	0.00217	0.00237	0.00263	0.00275	0.00342	0.00396
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0127	0.0127	0.0127	0.0127	0.0127	0.0127	0.0127	0.0126	0.0127
ALTURA MONOMÉTRICA(mm)	7	7	7	7	7	7	7	7	7
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	706.7	793.9	876.8	946.6	1033.9	1147.3	1199.6	1491.98	1727.5
RENDIMENTO(%)	60.59	59.75	59.31	57.8	57.59	56.1	55.68	46.47	41.17
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	76	56.7	41.6	31.2	20.1	8.2	3.5	-16.9	-28.1
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	80.8	56.6	41.7	35.3	26.9	12.9	5.8		
TEMPERATURA ADIABÁTICA (C)	1160.9	1258.3	1348.1	1418.3	1501.7	1604	1649		
TEMPERATURA CALCULADA (C)	784	865.6	905.9	954.9					
TEMPERATURA MEDIDA (C)	751	804	856	881	927	970	990	966	943
CO ₂ (%)	11.2	13	14.3	15	15.9	17.9	19.1	20.3	20.3
O ₂ (%)	9.4	7.6	6.2	5.5	4.5	2.5	1.3	0	0
CO (ppm)	277	147	153	282	627	1742	2788	6000	6000
NO (ppm)	70	78	81	83	86	90	92	101	36
NO ₂ (ppm)	0		0		0				0
SO ₂ (ppm)	0		0		0				0
SAÍDA DE INQUEIMADOS(g/min)	5	5	4	4	3	3	3	3	3
ERRO DE FECHO DO BALANÇO(%)	2.6	4.9	3.7	5.3					

TABELA 5.8 Resultados dos ensaios realizados com aparas com humidade HR = 14%

NÚMERO DO ENSAIO	APARAS DE PINHO (HR=14%)									
	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.0012	0.0014	0.0015	0.0017	0.0018	0.0019	0.002	0.0022	0.0023	0.0024
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127	0.127
CARGA TÉRMICA(KW/m ³)	621.8	700.3	761.6	876.3	936.7	969.8	1015.8	1117.9	1161.8	1245.5
TEMPERATURA MEDIDA (C)	688	751	813	859	898	936	964	988	986	970
CO ₂ (%)	6	8.7	10.1	10.8	11.4	13.3	14.5	16.7	19.2	20
O ₂ (%)	14.8	11.9	10.6	9.8	9.1	7.2	6	3.7	1.2	0.3
CO (ppm)	1761	1579	1434	1125	913	1409	2407	4871	6000	6000
NO (ppm)	33	46	58	62	67	81	89	102	122	126
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SAÍDA DE INQUEIMADOS(g/min)	15	16	17	15	14	12	10	10	9	9

5.6 - TEMPERATURA DE SAÍDA DO CICLONE

Apesar da temperatura adiabática de combustão ter uma base teórica, o seu estudo em relação aos parâmetros fundamentais é importante e de grande interesse prático, pelo facto de as temperaturas reais de combustão seguirem o mesmo sentido de variação o que permite assim prever as repercussões sobre o comportamento da fornalha.

Para o cálculo da temperatura adiabática de combustão consideramos equação da energia para um sistema aberto:

$$H_{pr} = H_{re} \quad (5.4)$$

onde H_r corresponde à entalpia dos produtos e H_r à entalpia dos reagentes. Devido à forma da relação entre as entalpias dos produtos e a sua temperatura, o processo de cálculo da temperatura de combustão adiabática é iterativo. Para o seu cálculo utilizamos o programa informático descrito em 4.3. Neste cálculo não foi considerado a dissociação dos produtos.

A realização de balanços de energia à fornalha, possibilitou-nos efectuar o cálculo da temperatura dos gases à saída da fornalha. Este cálculo foi igualmente efectuado através do programa informático que referimos anteriormente, através da expressão:

$$T_{gas} = \frac{Q_d - Q_2}{M_g + C_{pg}} + 298.15 \quad (5.5)$$

onde Q_d e Q_2 correspondem à potência total disponível na fornalha e à potência total perdida pela fornalha, respectivamente, M_g o caudal de gases de combustão e C_{pg} o

específico dos gases de combustão.

Os valores calculados, destas duas grandezas apresentamo-las nas tabelas anteriores.

Na figura 5.4 e 5.5 encontram-se as variações destas duas temperaturas e a temperatura medida, com o excesso de ar para dois caudais.

Nestas figuras constata-se a superioridade do valor obtido para a temperatura adiabática relativamente à temperatura medida.

A diferença entre a temperatura adiabática e a temperatura medida dos gases de combustão à saída da fornalha devem-se às elevadas perdas de energia entre a superfície da fornalha e o meio envolvente. Para além destas perdas à ainda a considerar uma pequena parcela de energia não utilizada, correspondente a inqueimados nos gases e nas cinzas.

A grande diferença entre estas duas temperaturas traduz portanto o baixo rendimento da fornalha.

Nas figuras acima referidas, temos igualmente a evolução da temperatura dos gases calculada através do balanço de energia, próxima dos valores medidos para esta temperatura estando a diferença entre elas directamente ligada ao erro de fecho do balanço de energia.

Os erros de fecho global dos balanços de energia que são igualmente apresentados nas tabelas anteriores, foram resultantes de erros de medida de temperatura dos gases ou da superfície da fornalha, ligados ao instrumento ou à aplicação da técnica de medida e também da existência de uma pequena percentagem de inqueimados nas cinzas.

Das figuras anteriores constata-se a diminuição da temperatura adiabática com o aumento do excesso de ar como aliás ocorre para qualquer combustível (Perthuis, 1983).

A temperatura adiabática de combustão diminui-o com o aumento da humidade como se pode verificar pelos valores calculados que apresentamos na tabela 5.5 e tabela 5.8 para duas humidades diferentes. Esta diminuição da temperatura adiabática de combustão com o aumento da humidade resultou da diminuição do poder calorífico inferior do combustível.

5.7 - REPRODUTIBILIDADE DAS MEDIDAS

Nos ensaios que realizamos para constatar a reprodutibilidade das medidas utilizamos serradura fina de pinho com uma humidade na base seca igual a 54.8% .

Estes ensaios, realizados em dias diferentes foram em dois casos conduzidos da potencia mais baixa para a mais elevada (ensaios realizados nos dias 14/3/93 e 27/3/93) e num terceiro conduzido da potencia mais alta para a mais baixa (ensaios realizados no dia 28/4/93).

Em ambos os casos procedemos ao aquecimento da fornalha durante aproximadamente uma hora. O tempo decorrido entre os ensaios foi de cerca de 20 minutos.

Os resultados destes ensaios apresentam-se na tabela 5.9.

Apesar de existirem algumas ligeiras diferenças nas medidas obtidas, parece-nos contudo, que em termos médios podemos aceitar como satisfatório os resultados obtidos. Podemos salientar por exemplo a aproximação dos valores obtidos para a temperatura medida e dos excessos de ar medido e calculado.

5.8 - UTILIZAÇÃO DE OUTROS COMBUSTÍVEIS

Entre os combustíveis que podiam ser utilizados escolhemos para esta análise uma mistura com igual peso de serradura fina de pinho e de bagaço de azeitona extractado e a serradura de madeiras exóticas por pertencerem ao lote dos mais abundantes na região.

A opção da mistura de serradura com bagaço resultou do facto da combustão de

TABELA 5.9 Resultados dos ensaios realizados para verificação da reprodutibilidade das medidas

	DIA	SERRADURA DE PINHO (HR - 54.8 %)								
CAUDAL DE AR (Kg/s)	14-4-93	0.0108	0.0108	0.0108	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107
	27-4-93	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107
	28-4-93	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107	0.0107
CAUDAL COMBUSTIVEL HUMIDO (Kg/s)	14-4-93	0.0014	0.00161	0.00183	0.00202	0.0022	0.00235	0.0025	0.00266	0.00293
	27-4-93	0.0014	0.00161	0.00183	0.00202	0.0022	0.00235	0.0025	0.00266	0.00293
	28-4-93	0.0014	0.00161	0.00183	0.00202	0.0022	0.00235	0.0025	0.00266	0.00293
CARGA TÉRMICA (Kw/m ³)	14-4-93	508.4	584.7	664.6	733.6	789.9	853.4	907.9	0.00966	0.01064
	27-4-93	508.4	584.7	664.6	733.6	789.9	853.4	907.9	0.00966	0.01064
	28-4-93	508.4	584.7	664.6	733.6	789.9	853.4	907.9	0.00966	0.01064
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	14-4-93	102.6	76.2	55	40.1	28.7	20.5	13.1	6	-3.7
	27-4-93	102.6	75.5	54.4	39.7	28.2	20	12.8	6	-3.7
	28-4-93	102.6	75.5	54.1	39.6	28.2	20.1	12.8	6.25	-3.6
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	14-4-93	112.2	77.1	56.2	43.5	33.5	27.6	17.1	10.9	0.4
	27-4-93	123	86.6	54	41.6	37.9	29.3	18.5	11.5	-0.47
	28-4-93	126	77.1	55.1	40.6	36.8	29	19.7	11.7	0.9
TEMPERATURA MEDIDA (°C)	14-4-93	688	751	813	859	898	936	964	988	986
	27-4-93	682	737	811	862	919	942	970	990	980
	28-4-93	679	777	816	869	895	939	951	994	982
CO ₂ (%)	14-4-93	9.4	11.3	12.9	14.1	15.1	15.9	17.2	18.1	19.9
	27-4-93	9	10.9	13.2	14.3	14.7	15.7	17	18	20.1
	28-4-93	8.9	11.4	13	14.4	14.8	15.5	16.8	18	19.8
O ₂ (%)	14-4-93	11.2	9.2	7.6	6.4	5.3	4.6	3.2	2.3	0.4
	27-4-93	11.7	9.8	7.4	6.2	5.8	4.8	3.4	2.4	0.2
	28-4-93	11.8	9.2	7.5	6.1	5.7	5	3.6	2.4	0.5
CO (ppm)	14-4-93	2574	1130	680	374	299	893	2510	4517	6000
	27-4-93	2875	1642	684	484	290	759	2302	4773	6000
	28-4-93	2859	1302	658	570	783	921	2827	3917	6000
NO (ppm)	14-4-93	50	63	71	76	81	82	88	92	99
	27-4-93	48	62	74	78	81	84	87	90	97
	28-4-93	49	62	72	77	78	81	87	90	101
NO ₂ (ppm)	14-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	28-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	14-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	28-4-93	0	0	0	0	0	0	0	0	0

bagaço se ter apresentado muito difícil.

A metodologia utilizada na realização destes ensaios foi idêntica à usada para a serradura de pinho.

Os resultados dos ensaios em que foi utilizado a serradura de madeira exótica com uma humidade na base seca igual a 21% apresentam-se na tabela 5.10 e os obtidos com a utilização da mistura de bagaço de azeitona com serradura de pinho com uma humidade na base seca igual a 14%, apresentam-se na tabela 5.11.

Para efectuarmos a comparação dos diversos combustíveis construímos o gráfico representado na figura 5.6. Em abcissas colocamos a percentagem de CO₂ nos gases de combustão e em ordenadas a concentração de CO. Estas curvas que representam as curvas características do funcionamento da fornalha para cada combustível fornecem-nos a indicação do ponto de funcionamento óptimo da fornalha. Este ponto que corresponde ao valor mínimo de CO para um determinado valor de CO₂ deverá corresponder ao valor mais elevado possível da percentagem de CO₂ (Perthuis,1983; Beaumont et al. 1986).

Desta figura, constatamos que os combustíveis que melhor aptidão têm para serem queimados na fornalha são a serradura de pinho com uma humidade na base seca igual a 16.2 % e a serradura de madeira exótica com uma humidade na base seca igual a 21 %. O mesmo já não acontece para os outros combustíveis pois apresentam maiores maiores quantidades de CO e de inqueimados à saída do orifício de remoção de cinzas.

As dificuldades apresentadas pela mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona devem-se ao facto de o bagaço apresentar menor percentagem de matérias voláteis e ser constituído de uma matéria bastante mais dura (caroço de azeitona) exigindo dessa forma temperaturas da fornalha mais elevadas e tempos de residência maiores. Estes factores justificam pois o aparecimento da percentagem de inqueimados no vértice do ciclone.

Na figura 5.7 apresenta-se a evolução da temperatura medida dos gases à saída da chaminé com a carga térmica para os vários combustíveis. Como se pode observar, as temperaturas mais elevadas foram conseguidas durante a combustão de serradura de pinho e serradura de madeira exótica mercê das melhores características que apresentam.

TABELA 5.10 Resultados dos ensaios realizados com serradura de madeira exótica com umidade HR = 21%

	SERRADURA FINA DE MAD. EXÓTICA (HR=21%)				
	52	53	54	55	56
NÚMERO DO ENSAIO	52	53	54	55	56
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00179	0.00208	0.0023	0.00255	0.00273
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0117	0.0117	0.0117	0.0117	0.0117
TEMPERATURA MEDIDA (C)	890	941	989	1004	993
CO ₂ (%)	14.9	17	19	20.1	20.3
O ₂ (%)	5.6	3.4	1.3	0.2	0
CO (ppm)	375	1344	4767	6000	6000
NO (ppm)	145	157	161	166	60
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0
SAÍDA DE INQUEIMADOS (g/min.)	4	3	2	2	2

TABELA 5.11 Resultados dos ensaios realizados com uma mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona com umidade HR = 14%

	MISTURA DE SERRADURA + BAGAÇO DE AZEITONA (HR=14%)					
	57	58	59	60	61	62
NÚMERO DO ENSAIO	57	58	59	60	61	62
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00306	0.00345	0.00388	0.00414	0.00459	0.00522
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0117	0.0117	0.0117	0.0117	0.0117	0.0117
TEMPERATURA MEDIDA (C)	855	914	964	970	967	945
CO ₂ (%)	14.3	16.5	18.8	19.5	20.3	20.3
O ₂ (%)	6.1	3.9	1.6	0.8	0	0
CO (ppm)	2381	4747	6000	6000	6000	6000
NO (ppm)	278	288	270	255	158	43
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0	13	247
SAÍDA DE INQUEIMADOS (g/min.)	45	35	33	32	30	30

5.9 - INFLUÊNCIA DO ORIFÍCIO DE REMOÇÃO DE CINZAS

Alguns dos resultados dos ensaios realizados para analisar a combustão na fornalha cujos resultados apresentámos e discutimos na secção 5.2, apresentaram uma diferença entre os valores do excesso de ar medido e o excesso de ar calculado através da composição dos gases.

Para descobrir a origem daquela diferença realizamos também uma série de ensaios. Estes ensaios foram conduzidos no sentido de averiguar qual a origem daquela diferença e em que condições se verificava. Deste modo utilizamos débitos de ar dentro dos valores utilizados nos ensaios anteriores para podermos efectuar possíveis correcções e para cada um destes débitos procedemos à realização de medidas com os orifícios da fornalha abertos e depois com eles fechados.

Desta análise chegamos à conclusão que o orifício responsável por aquele efeito foi o orifício de remoção de cinzas localizado no vértice do cone.

Na tabela 5.12, apresentam-se os resultados dos ensaios que efectuamos nesta análise, com o orifício aberto e fechado.

TABELA 5.12 Resultados dos ensaios realizados com o orifício de remoção de cinzas aberto e fechado.

NÚMERO DO ENSAIO	ORIFÍCIO ABERTO				ORIFÍCIO FECHADO			
	63	64	65	66	67	68	69	70
CAUDAL DE COMBUSTÍVEL(KG/S)	0.00172	0.00172	0.00172	0.00172	0.00172	0.00172	0.00172	0.00172
CAUDAL DE AR (KG/S)	0.0068	0.0089	0.0117	0.0126	0.0068	0.0089	0.0117	0.0126
TEMPERATURA MEDIDA (C)	921	900	891	870	917	904	890	669
EXCESSO DE AR MEDIDO (%)	-18.8	7.1	40.2	51.5	-19	7.28	40.2	51.8
EXCESSO DE AR CALCULADO (%)	8.3	38.9	41.7	50.9		7.4	39.8	50
CO ₂ (%)	18.5	14.6	14.3	13.4	20.3	18.8	14.5	13.5
O ₂ (%)	1.9	5.9	6.2	7.1	0	1.6	6	7
CO (ppm)	5730	193	160	106	6000	3070	109	107
NO (ppm)	97	88	86	78	98	87	77	78
NO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0	0	0	0
SO ₂ (ppm)	0	0	0	0	0	0	0	0

Destes resultados foi-nos possível constatar a entrada de ar atmosférico no interior da fornalha quando os ensaios se realizaram com débitos de ar inferiores a

11.7 g/s. Acima deste débito o orifício praticamente não teve qualquer influência já que as medidas obtidas coincidiram quer com o orifício aberto quer com ele fechado.

Importa também referir que nestes casos em que ocorreu entrada de ar no interior da fornalha a temperatura quase não se alterou ao fecharmos o orifício o mesmo não se verificando para a concentração de CO nos fumos que aumentou ligeiramente.

Um outro aspecto importante a realçar destes resultados foi a semelhança de valores de excesso de ar medido e de excesso de ar calculado quando o orifício permaneceu fechado.

Face a esta conclusão fomos levados a efectuar uma correcção do excesso de ar obtido nos primeiros ensaios ou seja naqueles em que foi utilizado um caudal de ar inferior ao valor apontado anteriormente.

Nas tabelas 5.2 e 5.3 apresentadas na secção 5.2, encontram-se os valores das variáveis medidas e calculadas já corrigidas.

Como foi já referido esta correcção consistiu em ajustar o caudal de ar medido por forma a que este correspondesse ao ar que na realidade entrou na fornalha e obtido através da análise dos gases à sua saída.

A quantidade de ar entrado na fornalha através deste orifício, dependeu da quantidade de ar que se utilizou no ensaio aumentando esta à medida que o ar de combustão utilizado diminuí-a, como se pode constatar pela diferença de excessos de ar medido e calculado apresentados naquelas tabelas. Contudo a diferença não se apresentou muito elevada pelo que consideramos a mesma correcção em todos os resultados dos ensaios.

A quantidade de ar correspondente a esta correcção correspondeu a uma altura de liquido manométrico aproximada de 1 milímetro como se pode observar na tabela 5.2 da secção 5.2.

Desta tabela, podemos constatar nos ensaios 29 e 30, realizados com o orifício de remoção de cinzas fechado, a semelhança entre o valor medido e calculado para o excesso de ar. Em ambos os ensaios verificou-se a não alteração da temperatura medida mas assistiu-se ao aumento relativo da concentração de CO como já tínhamos anteriormente referido.

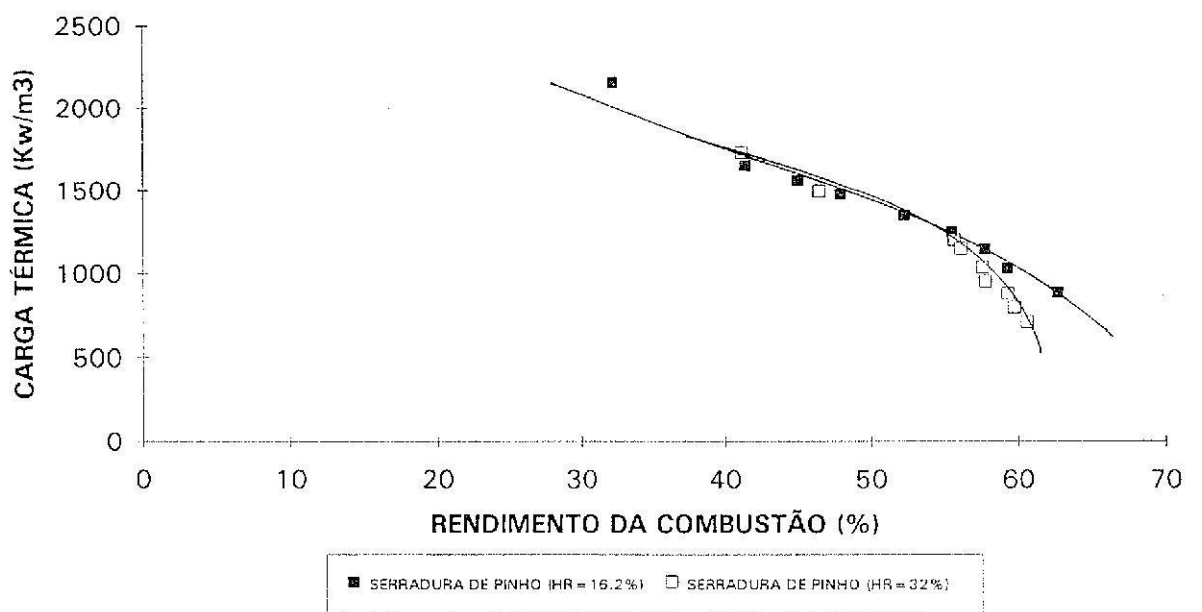


FIGURA 5.1 - Variação do rendimento da combustão com a carga térmica e humidade do combustível

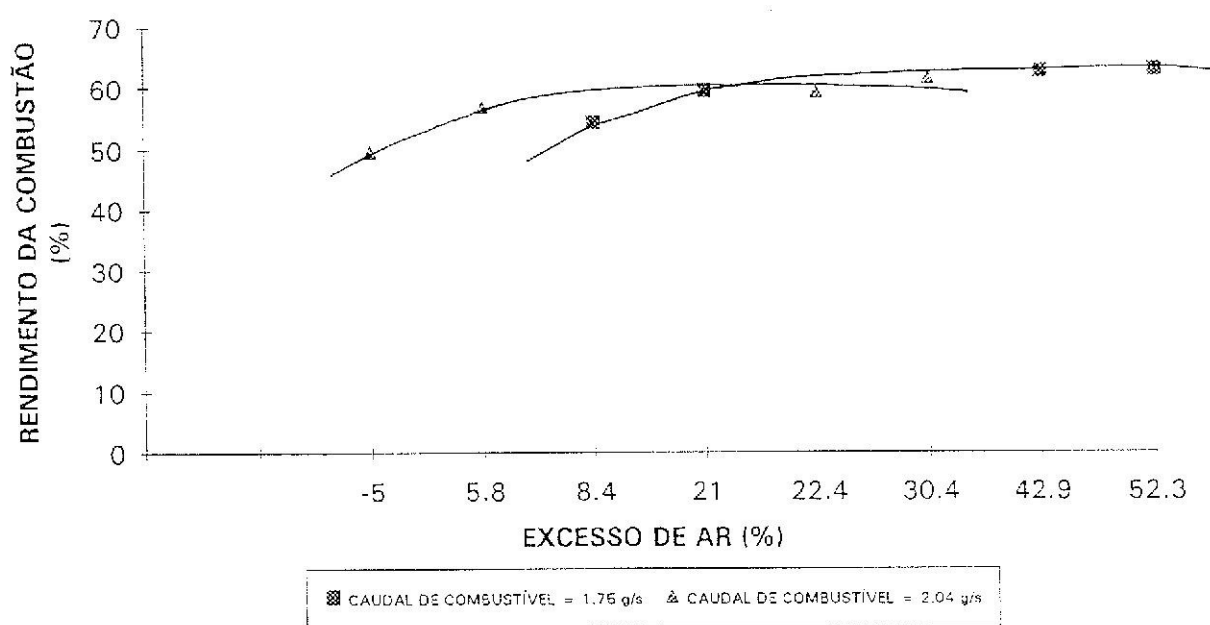


FIGURA 5.2 - Variação do rendimento da combustão com o excesso de ar

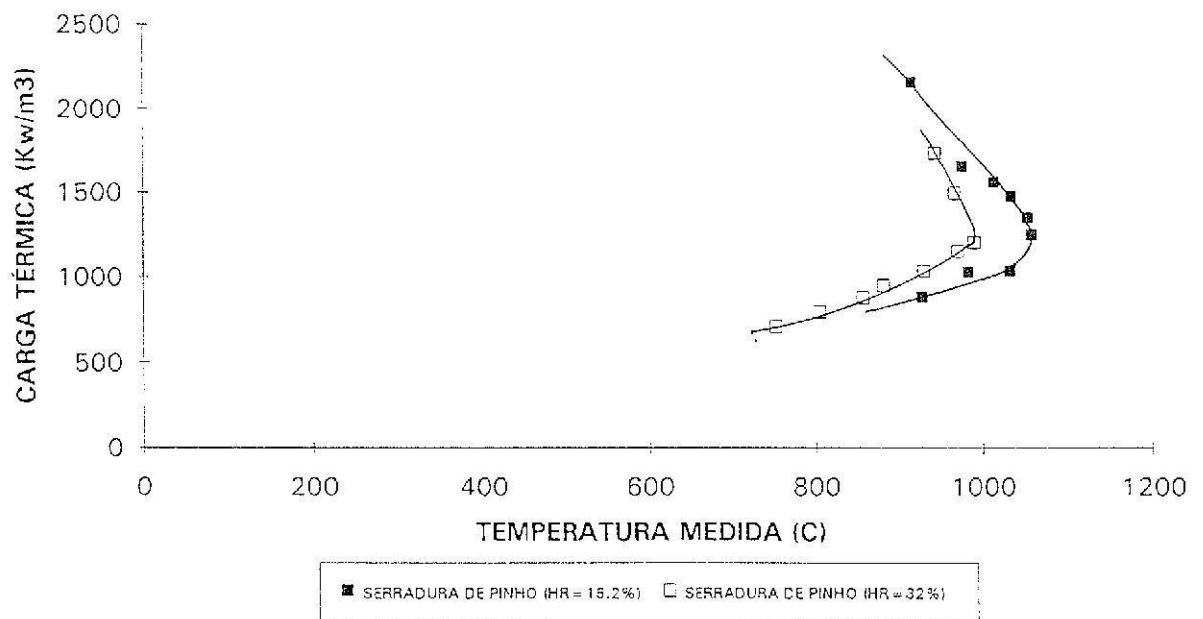


FIGURA 5.3 - Variação da temperatura dos gases com a carga térmica e a humidade do combustível

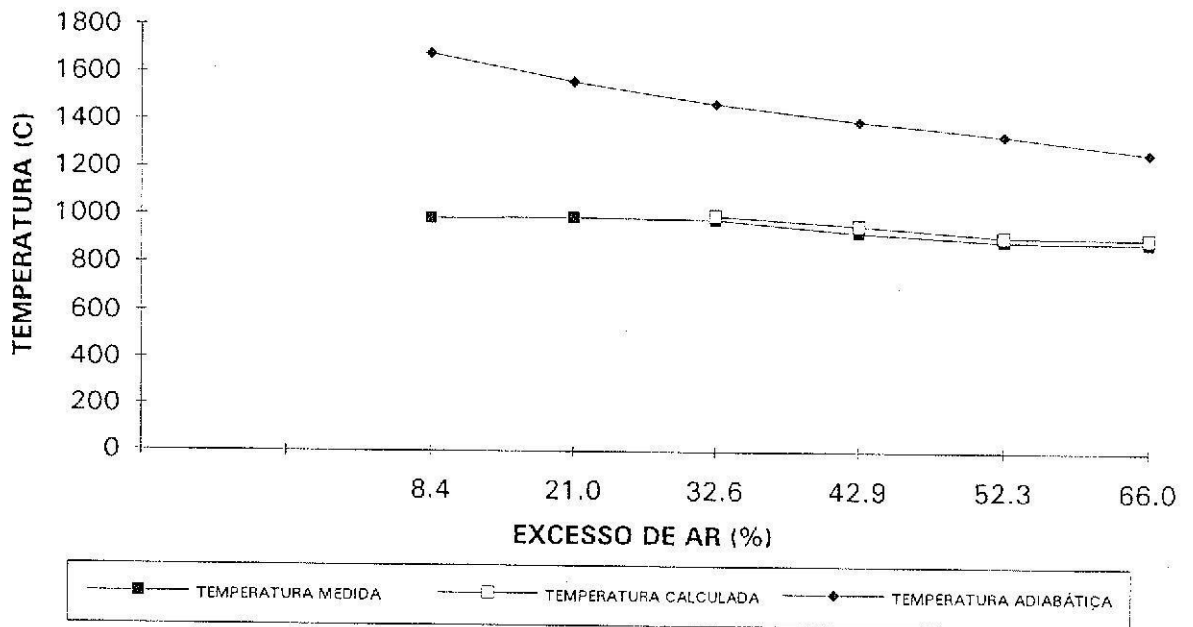


FIGURA 5.4 - Variação da temperatura dos gases com o excesso de ar ($m_{comb} = 1.17 \text{ g/s}$)

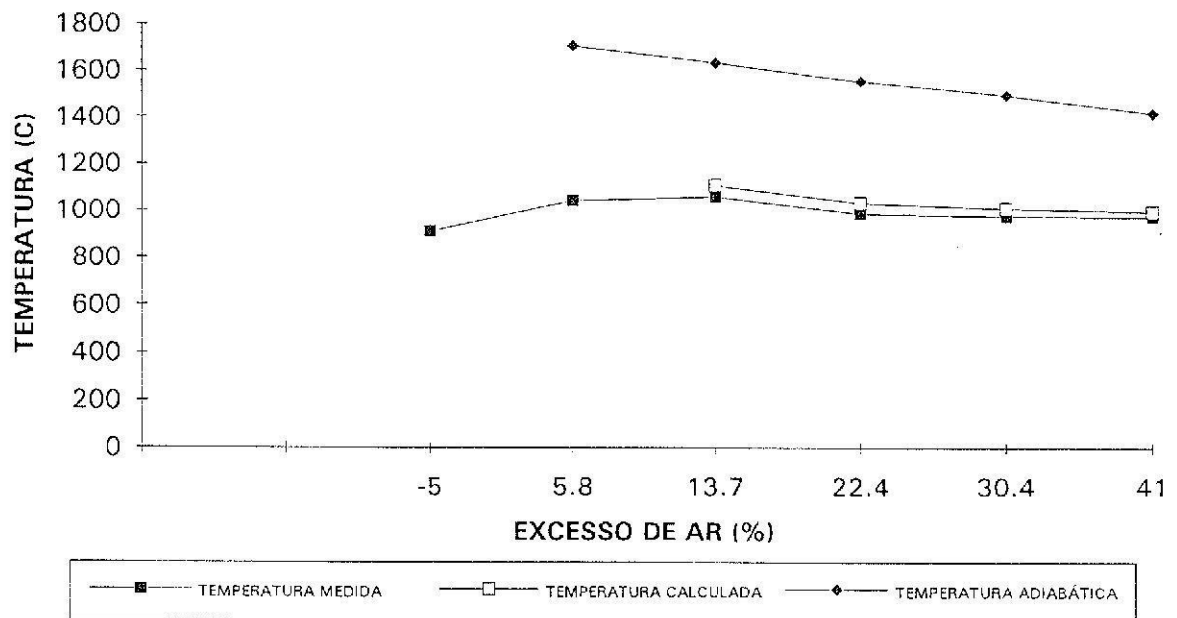


FIGURA 5.5 - Variação da temperatura dos gases com o excesso de ar ($m_{comb} = 2.04 \text{ g/s}$)

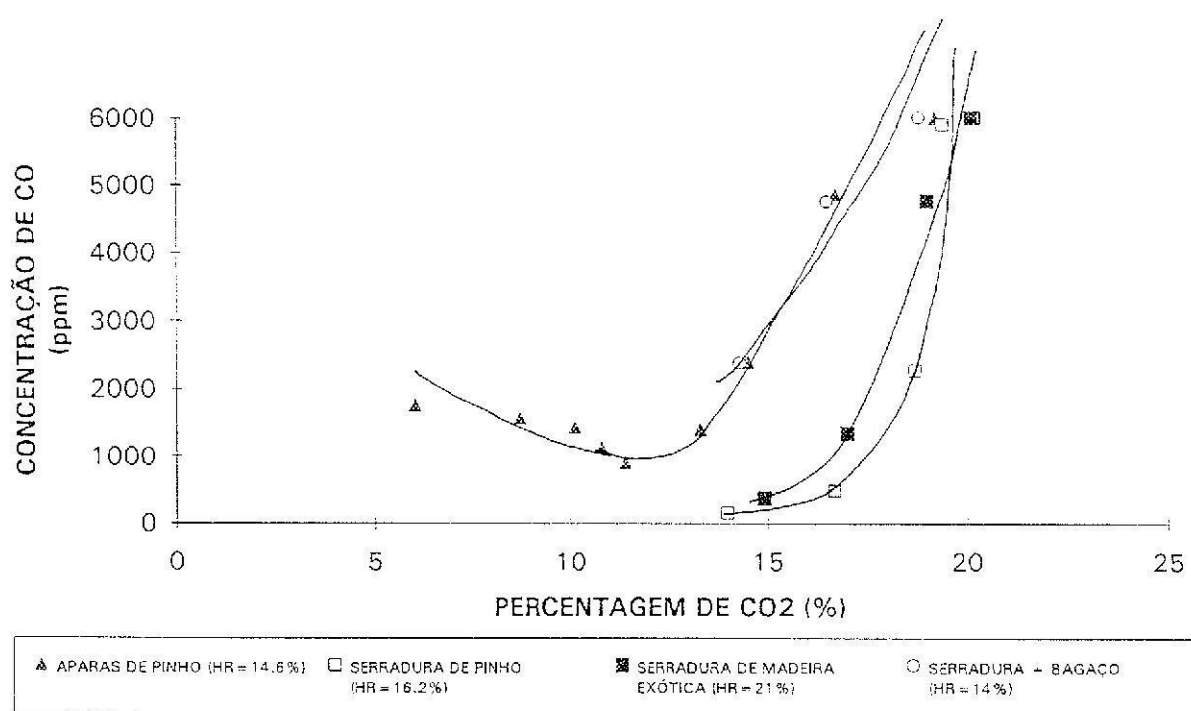


FIGURA 5.6 - Curvas características do funcionamento da fornalha para vários combustíveis

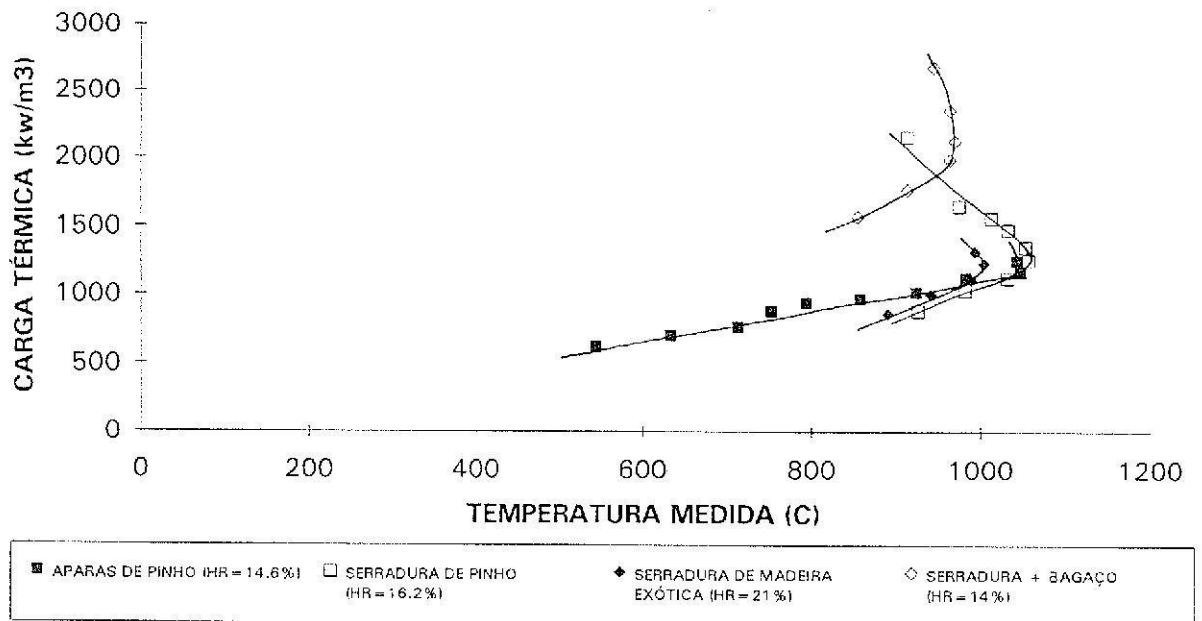


FIGURA 5.7 - Variação da temperatura dos gases com a carga térmica para vários combustíveis

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

6.1 - INTRODUÇÃO

Tendo em linha de conta que as necessidades em energia estão sucessivamente a aumentar e que as energias convencionais assentes nos combustíveis fósseis estão desde alguns anos a apresentar algumas condicionantes nomeadamente os seus elevados custos, as interrogações sobre as suas disponibilidades e os problemas de poluição que causam ao meio ambiente, pensamos não ser errado que a utilização das chamadas energias renováveis onde a biomassa se apresenta bem colocada continuará a interessar e a aumentar a sua utilização.

O trabalho experimental que apresentamos nesta tese de mestrado, consistiu numa primeira aproximação à tentativa de contribuir para um eventual aumento da utilização como combustível para combustão directa de uma enorme quantidade de resíduos lenhosos que actualmente se encontram disponíveis na região de Castelo Branco. Apresenta os resultados que obtivemos através de um sistema de queima que desenhamos e construímos, tendo como peça fundamental uma fornalha tipo ciclone.

Deste modo, na secção dois apresentamos as conclusões do trabalho e na secção seguinte, apresentamos uma série de sugestões que achamos importantes que venham a ser analisadas futuramente dada a importância que o tema apresenta.

6.2 - CONCLUSÕES

Os resultados obtidos permitiu-nos obter as seguintes conclusões:

- 1 - O sistema de queima que desenhamos e construímos para a realização da combustão directa dos resíduos lenhosos conseguiu que esta se realizasse.
- 2 - A fornalha tipo ciclone apresentou uma boa aptidão para a realização desta valorização energética uma vez que permitiu a mistura do combustível e do ar atmosférico de tal forma eficaz que possibilitou a combustão completa do combustível.
- 3 - A gama de estabilidade da fornalha, compreendida entre 879.8 e 2151.8 KW/m³, foi limitada superiormente pela formação de CO e inferiormente pelo limite mínimo do número de rotações do parafuso sem-fim. Esta gama será portanto maior visto que para este mínimo a combustão se realizou com muita estabilidade e pouco CO.
- 4 - As perdas de energia da superfície da fornalha para o exterior foram muito elevadas dando origem a um rendimento da combustão muito baixo, rondando este os 60% pelo que um maior isolamento da fornalha conduziria a um aumento deste rendimento. Constatamos também a diminuição do rendimento da combustão com o aumento da carga térmica.

- 5 - A fornalha permitiu realizar a combustão completa da serradura de pinho e da serradura de madeiras exóticas quando estas apresentaram humidades baixas. Grandes dificuldades de combustão surgiram no entanto quando o combustível apresentou uma humidade na base seca superior a 87.5 % .

Quando comparamos a influência da humidade do combustível sobre a combustão verificamos que para a mesma carga térmica as temperaturas medidas à saída da fornalha apresentaram-se inferiores da mesma forma que o rendimento da combustão.

- 6 - O controlo e a estabilidade de chama no interior da fornalha foram facilmente e eficazmente conseguidas através da rotação do escoamento no seu interior.

- 7 - A queima de outros combustíveis de maior granulometria, como foram as aparas de pinho ou a mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona também foi possível realizar-se na fornalha ciclone embora tenham apresentado mais inqueimados à saída do ciclone.

- 8 - Os sistemas de alimentação de ar atmosférico e de combustível apresentaram-se eficazes para controlar a combustão. A realização dos ensaios permitiu-nos verificar a boa apetência que estes sistemas apresentam para variar a carga térmica da fornalha.

- 9 - Índices de poluentes atmosféricos resultantes da combustão, destes combustíveis apresentaram-se bastante reduzidos, acontecendo que nunca obtivemos NO_2 e SO_2 com exceção da combustão da mistura de serradura de pinho com bagaço de azeitona onde apareceu o SO_2 em pequena quantidade e os valores de NO raramente ultrapassaram os 90 ppm, situando-se estes quase sempre pelos 60 a 70 ppm.

- 10 - A fornalha ciclone apresentou uma baixa perda de carga em toda a gama de funcionamento.
- 11 - A fornalha ciclone queimando biomassa pode ser utilizada como gerador de gases quentes utilizáveis em processos de secagem, produção de água quente e vapor de processo.

6.3 - SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

Após a realização do presente trabalho reconhecemos que parâmetros que não foram analisados, como seja a temperatura de entrada do ar atmosférico na fornalha, a influência do ar secundário alimentado por andares, a variação da secção de entrada do combustível, a recirculação de inqueimados e a recirculação de parte dos gases de combustão possam ter uma influência no rendimento da combustão pelo que achamos importante o seu estudo.

Tratando-se de um sistema de queima simples a sua optimização e automatização é porventura um factor a ter em consideração e a realizar futuramente.

A modelação deste tipo de câmara de combustão, poderá ser feita com boa precisão tendo por base o conceito de reactor de mistura perfeita.

Em nossa opinião, apesar de actualmente existir uma enorme quantidade disponível de resíduos que podem ser utilizados como combustível neste tipo de fornalha é de considerar a possibilidade de se criar uma linha de investigação relativamente a criação de explorações de plantas de crescimento rápido e com alto valor energético. Esta nossa ideia é reforçada pelo facto de em determinadas regiões o clima e o solo apresentarem condições propícias para o seu desenvolvimento e onde as culturas actuais não estão a ter o melhor rendimento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDALLA, A. Y., BRADLEY, D., CHIN, S. B. and LAM, C. (1982). Temperature fluctuations in a jet-stirred reactor and modelling implications. Proceedings of the 19th International Symposium on Combustion, 495-502.
- ABDURAGIMOV, I.M., ANDROSOV, A.S., and BARTAK, M. (1986). Ignition and combustion of wood in a heat flow. *Fizika Goreniya i Vzryva*, vol 22, Nº1, 14-18.
- ADAMS, T.N. (1977). Particle burnout in hog fuel boiler furnace environments. *Tappi*, vol. 60, Nº 2.
- A. D. LITTLE (1985). Resíduos florestais para produção de energia em Portugal; relatório final. Tecninvest S.A.R.L. Lisboa
- AGREST, J.J. (1966). *Inst. Fuel*, vol. 38, 344-348.
- AKITA, K. (1946). *Bulletin of the Fire Prevention Society*, vol. Nº5, 43.
- AKITA, K. (1956). *Report of Fire Research Institute. Japão*, vol. 9, 10-20.
- AMERICAN CHEMICAL SOCIETY (1958). *Literature of Combustion of Petroleum. Advances in Chemistry, Series Nº 20*, 33.
- ANDERSON, H. E. (1969). Heat transfer and fire spread. USDA Forest Service. Research Paper INT-69.
- ANGLÉSIO, P. et CARUSO, C. (1984). Combustion directe du bois en pièces de moyen et petit calibre. *Revue Generale de Thermique*, Nº 276, 891-901.
- ARAÚJO, L. e CAMPOS, J. (1989). Inflamação e gaseificação de partículas de pinho e de cortiça. Encontro Nacional Sobre Aproveitamento Energético de Resíduos Florestais. Figueira da foz.
- ARAÚJO, L. and CAMPOS, J. (1989). Ignition and gasification of pine and cork dusts in a cyclone. 12th International Colloquium on Dynamics of Explosions and Reactive Systems. Michigan University. U.S.A.
- ATTYA, A. M. and WHITELAW, J. H. (1984). Measurements and calculations of preheated and unpreheated confined kerosene spray flames. *Combustion Science and Technology*, 40, 193-215.

- BALLANTYNE, A. and MOSS, J. B. (1977).** Fine wire thermocouple measurements of fluctuating temperature. *Combustion Science and Technology*, 17, 63-72.
- BASKÁKOV, A. P. (1982).** Termotecnica. Editorial Mir. Moscú.
- BEAUMONT, O. (1985).** La combustion du bois. Dossier Spécial Combustion, Biomasse Actualités, PYC Editions, Paris.
- BEAUMONT, O. (1986).** Cendres et mâchefers dans les foyers à combustibles biomasse. *Revue Générale de Thermique*, N°292, 215- 227.
- BEAUMONT, O. , DESBATS, C. , GUYONNET, R. , BOURGOIS, J. , BARTHOLIN, M.C. , et BESSET, H. (1986).** Test de huit combustibles issus de la biomassa dans une chaudière automatique à bois. *Revue Generale de Thermique*, N°291, 166-175.
- BEENACKERS, A. A. C. M. and VAN SWAAIJ, N. P. M. (1976).** Proc. Eur. Chem. Eng. Symp. VI, 260-270, Heidelberg.
- BERETTA, F., CINCOTTI, V., D'ALESSIO, A. and MENNA, P. (1985).** Ultraviolet and visible fluorescence in the fuel pyrolysis regions of gaseous diffusion flames. *Combustion and Flame*, 61, 211-218.
- BOLADO, R. (1983).** Atomisation and flame structure in heavy fuel oil combustion. PhD Thesis, University of Sheffield.
- BRAMFORD, C.H., CRANK, J. and MALAN, P.H. (1946).** The combustion of wood. *Proceedings of the Cambridge Philosophical Soc.*, vol 47, 166.
- CAROL HUPPING STONER (1971).** A produção da sua própria energia. Coleção Novas Energias. Edições Cetop.
- CARVALHO, M. G., DURÃO, D. F. G., HEITOR, M. V. and MOREIRA, A. L. N. (1990).** The flow and heat transfer characteristic of an industrial glass furnace. Submitted to *Combustion Science and Technology*.
- CHEDAILLE, J. and BRAUD, Y. (1972).** Measurements in Flames (edited by J. M. Beér and M. W. Thring), Edward Arnold Ltd., London.
- CHEM. ENG. DESKBOOK (1978).** Materials Handling.
- COSTA, M. M. G. (1992).** On combustion of heavy fuel oil pulverised coal in a large-scale laboratory furnace. Thesis PhD Imperial College.
- DAUVERGNE, J. P. (1965).** Thèse Nancy.
- DEGLISE, X., RICHARD, C., ROLIN, A. et FRANÇOIS, H. (1980).** Influence de la temperatura et du taux d'humidité sur la pyrolyse-éclair des déchets lignocellulosiques. *Revue Generale de Thermique*, N°227, 871-880.

- DELMÉE, G. J. (1983).** Manual de medição de vazão, 2ª Edição. Editora Edgard Blücher, LTA.
- DIBBLE, R. W., MASRI, A. R. and BILGER, R. W. (1987).** The spontaneous Raman scattering technique applied to nonpremixed flames of methane. *Combustion and Flame*, **67**, 187-206.
- DOCUMENTAÇÃO EUROPEIA (1990).** A Energia na Comunidade Europeia. Serviços das Publicações Oficiais das Comunidades Europeias. Luxemburgo.
- DRYDEN, I.G.C. (1982).** The Efficient Use of Energy. 2nd. Ed., Butterworths.
- ECKBRETH, A. C. (1980).** CARS thermometry in practical combustors. *Combustion and Flame*, **39**, 133-147.
- EDWARDS, J. (1974).** Combustion: formation and emission of trace species. Ann Arbor Science, Ann Arbor, Michigan.
- EL-BANHAWY, Y. and WHITELAW, J. H. (1981).** Experimental study of the interaction between a fuel spray and surrounding combustion air. *Combustion and Flame*, **42**, 253-275.
- EMRICH, R. J. (1981).** Fluid Dynamics- Part A, vol 18. Academic Press.
- ESCODA, M. C. and LONG, M. B. (1983).** Rayleigh scattering measurements of the gas concentration field in turbulent jets. *AIAA Journal*, **21**, 81-84.
- FAO (1988).** Biomass Combustion Technologies. CNRE Guideline Nº1. FAO.
- FOX & McDONALD (1973).** Introdução à mecânica dos fluidos. Segunda edição. Guanabara Dois.
- FRANSEN, W. H. (1971).** Fire spread through porous fuels from the conservation of energy. *Combustion and Flame*, **16**, 9-16.
- FUNG, P. Y. H. (1985).** CSIRO fluidized bed carbonization system with heat recovery. In: Proceedings of Symposium on Forest Products Research International, Achievement and the Future, vol. 5, 12-5, Pretória, South Africa.
- GARG, D. R. and STEWARD, F. R. (1971).** Pilot ignition of cellulosic materials containing high void spaces. *Combustion and Flame*, vol. 17, 287-294.
- GAYLARD, E. M. J. (1985).** Charcoal from finely divided biomass using an entrainment technique. In: Proceedings of symposium on Forest Products Research International, Achievement and the Future, vol. 5, 12-4, Pretória, South Africa.

- GHANDI, P. D. and KANURY, A. M. (1986).** Criterion for spontaneous ignition of radiantly heated organic solids. *Combustion Science and Technology*, vol. 50, 33-254.
- GRIFFITHS, J. F., HASKO, S. M. and TANG, A. W. (1985).** Thermal ignition in packed particulate solids: critically under conditions of variable Biot number. *Combustion and Flame*, vol. 59, 1-9.
- GULIC, M. et PERUNOVIC, P. (1980).** Le processus de la combustion des matières végétales en couche verticale limitée. *Revue Generale de Thermique* N^o 227, 81-888.
- HAYHURST, A. N. and KITTELSON, D. B. (1977).** Heat and mass transfer considerations in the use of electrically heated thermocouples of Iridium versus an Iridium/Rhodium alloy in atmospheric pressure flames. *Combustion and Flame*, 28, 301-317.
- HEITOR, M. V. (1985).** Experiments in turbulent reacting flows. PhD Thesis, University of London.
- HEITOR, M. V. e SILVA, T. S., (1992).** Caracterização térmica de sistemas de combustão industrial - Parte 1: As técnicas de diagnóstico. *Revista da Ordem dos Engenheiros*, n^o64, 56-69.
- HEITOR, M.V. and WHITELAW, J. H. (1986).** Velocity, temperature and species characteristics of the flow in a gas-turbine combustor. *Combustion and Flame*, 64, 1-32.
- HIRJI, K. A. A. (1986).** Combustion measurements in pulverized coal flames. PhD Thesis, University of London.
- HSIANG-CHENG-KUNG (1972).** A mathematical model of wood pyrolysis. *Combustion and Flame*, vol. 18, 185-195.
- IRVING, S. J. (1978).** The effect of bends on the discharge coefficient of orifice plates. In: *Flow Measurement of Fluids*. North-Holland Publishing company- BHRA (British Hydrodynamics Research Association), 247-252.
- ISAKOV, G. N. and KAS'YANOV, G. S. (1986).** Effects of evaporation in the ignition of damp wood in a flowing gaseous mixture. *Fizika Goreniya i Vzryva*, vol. 22, N^o2, 17-24.

- ISO (1980).** Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and venturi tubes inserted in circular cross-sections conduits running full. Norma ISO 5167-1980. Genève.
- JACOBS, J. and GUNTHER, R. (1975).** Symposium on « High Temperature Chemical Reactions Engineering». I. Chem. E. Symposium Series N°43, Harrogate.
- JUANICO, M. (1989).** A biomassa como fonte de energética em geradores de calor. Encontro Nacional de Aproveitamento Energético de Resíduos Florestais. Figueira da Foz.
- JUNGE, D. C. (1975).** Boilers fired with wood and bark residus. Forest Research Laboratory, Oregon State University, Carvallis, Oregon.
- JUNGE, D. C. (1977).** Investigation of the rate of combustion of wood residus fuel. Technical Progress Report. Forest Research Laboratory, Oregon State University, Carvallis, Oregon.
- JUNGE, D. C. (1979).** Disign guideline handbook for industrial spreader stoker boiler fired with wood and bark residue fuels. Oregon State University, Carvallis, Oregon.
- JUNGE, D. C. (1980).** The combustion characteristics of wood and hark residue fuels. 7th Energy Technology Conference, Part 7, 1331-1339.
- KANSA, E.J., PERLEE, H.E. and CHAIKEN, R.F. (1977).** Mathematical model of wood pyrolysis including internal forced convection. Combustion and Flame, vol. 29, 311-324.
- KLUCOVSKY, P., HASPRA, J. and DUKYI, J. (1962).** Int. Chem. Eng. 2, 279.
- KORDYLEWSKY, W. and KRAJEWSKY, Z. (1985).** Thermal ignition of self-heating porous slab: comparision with experiment. Combustion and flame, vol 62, 135-139.
- LAHAYE, J., TENDIL, B. et PRADO, G. (1990).** Combustion du bois: pyrolyse et gazéification du pyrolysat par l'oxygène. Revue Générale de Thermique, N°338, 79-84.
- LAPPA, K. and SARRI, T. (1982).** Combustion of wood. ASHRAE Transactions, vol. 1, 557-589.
- LEDE, J., VERZARO, F. et VILLERMAUX, J. (1980-a).** Le cyclone: un nouveau réacteur chimique solaire gaz-sólido. Application à la mise en oeuvre en continu de la pyrolyse flash de sciure de bois. Revue de Physique Appliqué, 15, 535-543.

- LEDE, J., BERTHELOT, P., VILLERMAUX, J., ROLIN, A., FRANÇOIS, H. et DEGLISE, X. (1980-b).** Pyrolyse-flash de déchets ligno-cellulosiques en vue de leur valorisation par l'énergie solaire concentrée. *Revue de Physique appliquée*, **15**, 545-552.
- LeMOTT, S. R., PESKIN, R.L. e LEVINE, D.G.(1971).** Effect of fuel molecular weight on particle ignition. *Combustion and Flame*, **16**, 17-27.
- LOCKWOOD, F. C. and MONEIB, H. A. (1980).** Fluctuating temperature measurements in a heated round free jet. *Combustion Science and Technology*, **22**, 63-81.
- LOCKWOOD, F. C. and ODIDI, A. O. O. (1975).** Measurement of mean and fluctuating temperature and of ion concentration in round free-jet turbulent diffusion and premixed flames. *Proceedings of the 15th International Symposium on Combustion*, 561-571.
- MACEDO, F. e SARDINHA, A.M. (1987).** Fogos Florestais (1^o volume), Publicações Ciência e Vida Lda., Lisboa.
- MASRI, A. R., BILGER, R. W. and DIBBLE, R. W. (1988).** Turbulent nonpremixed flames of methane near extinction: mean structure from Raman measurements. *Combustion and Flame*, **71**, 245-266.
- McGREGOR, S. A., CLAYPOLE, T. C., MOHAMED ALI, A. and COOPER, R. (1985).** Aerodynamics of cyclone combustors for burning solid fuels. *Praprints do 10^o International Colloquium of Dynamics of Explosions and Reactive Systems*. Berkeley, E.U.A.
- MILLER, C. A. and RAMOHALLI, K. N. R. (1986).** A theoretical heterogeneous model of wood pyrolysis. *Combustion Science and Technology*, vol. 46, 249-265.
- MUNRO, J. M. (1983).** Formation and control of pollutant emissions in spreader-stoker-fired furnaces. PhD Dissertation, University of Utah, Salt Lake City, Utah.
- NAJIM, S. E., STYLES, A. C. and SYRED, N. (1980).** Combustion and turbulence characteristics of cyclone combustors for burning low calorific value fuels. 18 th Aerospace Sciences Meeting, Pasadena, California.
- NAJIM, S. E., STYLES, A. C. and SYRED, N. (1981).** Flame movement mechanisms and characteristics of gas fired cyclone combustors. *Eighteenth Symposium (International) on Combustion*. Waterloo, Canada, 1949-1957.

- NINA, M. N. R. and PITA, G. P. A. (1985).** Measurements of fluctuating gas temperatures using compensated fine wires thermocouples. Proceedings 65th AGARD Symposium "Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines", conference nº390, paper 32.
- NINA, M. N. R. and PITA, G. P. A. (1989).** Errors induced by catalytic effects in premixed flame temperature measurements. International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities. IEEE Publication CH2762-3.
- NUNES, J. (1991).** Disponibilidades em combustíveis residuais na região de Castelo Branco. Relatório da disciplina de Projecto em Energia, I.S.T.
- OZISIK, M. N. (1979).** Transferencia de calor. Editorial McGraw-Hill Latinoamericana S. A. Bogotá, Colombia.
- PERSHING, D. W. et al. (1978).** The influence of fuel composition and flame temperature on the formation of thermal and fuel NO_x in residual oil flames. Seventeenth International Symposium on Combustion, Proceedings.
- PERTHUIS, E. (1983).** La combustion industrielle. Publications de L'institut Français du Pétrole. Éditions Technip- Paris.
- PHILIPS, A.M. and BECKER, H.A. (1984).** Pyrolysis and burning of pine in wind at 357-857 C and 3-18 m/s: the initial period. Combustion and flame, vol 58, 255-271.
- QUINTELA, A. C. (1981).** Hidráulica. Fundação Calouste Gulbenkian. Lisboa.
- RALPH, M.N.J. e ADKINS, C.W. (1986).** Flame characteristics of wind-driven surface fires. Can. J. For. Res. 16, 1293-1300.
- REH, L. (1977).** Chem. Ing. Tech. 49, 786.
- REMIL, J. (1990).** Procédés de réduction des émissions de particules par les installations fixes. Revue Générale de Thermique, Nº 338, 53-63.
- ROBERT, F. (1984).** De la forêt aux chaufferies à bois, à alimentation automatique. Agence Française pour la Maîtrise de L'énergie. Institute pour le développement forestier.
- ROBERTS, A. F. (1971).** Problems associated with the theoretical analysis of the burning of wood - 13th Symposium on Combustion (proceedings). The Combustion Institute, E.U.A.
- ROTHERMEL, R.C. e ANDERSON, H. E. (1966).** Fire spread characteristics determined in the laboratory. U.S. Forest Service. Research Paper INT-30.

- ROTHERMEL, R.C. (1972).** A mathematical model for predicting fire spread in wildland fuels. USDA Forest Service. Research Paper INT-115.
- SAKAE, Y. and KUNII, D. (1956).** Studies on combustion and gasification of pulverized coal in a model cyclone generator. Sixth Symposium (International) on Combustion. New York, U.S.A. , 584-590.
- SAUER, F. M. (1956).** The charring of wood during exposure to thermal radiation. Interim Technical Report, U. S. Dep. of Agriculture Forest Service. E. U. A.
- SCHMIDT, K. R. V. D. I. (1970).** Bericht, vol. 146, 543-561.
- SIMMONS, W.W. and RAGLAND, K.W., (1986).** Burning rate of millimeter sized particles in a furnace - Combustion Science and Technology, vol 46, 1-15.
- SIMMS, D. L. (1960).** Ignition of cellulosic solids by radiation. Combustion and flame, vol 4, 293.
- STAMM, A.J. (1956).** Industrial Engineering Chemical, vol. 48, 423-417.
- STRAUSS, W. (1975).** Industrial gas cleaning. 2nd Edition. Pergamon Press.
- SYRED, N. and DAHMEN, K. R. (1975).** The combustion of low calorific waste gases. Proc. 2nd European Symposium on Combustion, Orleans, France, 414-419.
- SYRED, N., DAHMEN, K. R., STYLES, A. C. and NAJIM, S. E. J. (1977).** Int. Fuel, vol. 1, N°405, 195-207.
- SZEKELLY, J. and CARR, R. (1966).** Chem. Eng. Sci. 21, 1119.
- SZEKELLY, J., EVANS, J. W. and JOHN, H. Y. (1976).** Gas solid reactions. Academic Press.
- TANG, W.K. and NEILL, W.L. (1964).** Journal of Polymer Science vol. 6, 65.
- TENDIL, B., LAHAYE, J. and PRADO, G. (1987).** Experimental study of wood combustion. International specialists Meeting on solid Fuel Utilization (Proceedings). Secção Portuguesa do Instituto de Combustão, Lisboa.
- THEODORE, L. and BUONICORE, A. J. (1976).** Industrial Air Pollution Control Equipment for Particulates. CRC Press Inc.
- TILLMAN, D. A. (1978).** Wood as an energy resource. Academic Press, New-York.
- TILLMAN, D. A. (1987).** Biomass Combustion. Biomass. Edited by D O Hall and R. P. Overend. John Wiley & Sons Ltd.
- TUTTLE, K. L. and JUNGE, D. C. (1978).** Combustion mechanisms in wood fired boilers. D. D. Oregon State University. Corvallis, Oregon.

- VENTURA, J.M.P. (1989).** Combustão de resíduos florestais- Análise energética e análise exergética. Encontro Nacional Sobre Aproveitamento Energético de Resíduos Florestais. Figueira da Foz.
- VILLERMAUX, J. (1979).** Les réacteurs chimiques solaires. *Entropie*, **85**, 25.
- VILLERMAUX, J.(1982).** Conception et fonctionnement des réacteurs. Editions Lavoisier, Paris.
- VILLERMAUX, J. et ANTOINE, B., (1980-a).** Pyrolyse-éclair de solides divisés dans un réacteur continu. 1- Un nouveau modèle de volatilisation thermique de particules solides. *Revue Generale de Thermique*, N°227, 851-860.
- VILLERMAUX J., VERZARO F. et LEDE, J. (1980-b).** Pyrolyse-éclair de solides divisés dans un réacteur continu. 2- Analyse des écoulements et des transferts dans un réacteur de type cyclone. Application à la pyrolyse-éclair des grains de sciure de bois. *Revue Generale de Thermique* N° 227, 861-869.
- VOLF KOVICH, S. I., IONASS, A. A. and YAGODINA, T. N. (1962).** *Int. Chem. Eng.* **2** 98.
- WENZL, H (1970).** *The Chemical Technology Wood*. Academic Press, New York.
- WINTER, R. M., CLOUGH, J. R. and PERSSHING, D. (1983).** Formation of NO and particulates during suspension- phase wood combustion. *Progress in Biomass Conversion*, 105-128. Academic Press, New York.
- YOSHIDA, A. and TSUJI, H. (1979).** Measurements of fluctuating temperature and velocity in a turbulent premixed flame. *Proceedings of the 17th International Symposium on Combustion*, 945-956.
- ZIZAK, G., LANAUZE, J. A. and WINEFORDNER, J. D. (1986).** An experimental study of the excited state rotational population of OH in flames using laser induced fluorescence. *Combustion and Flame*, **65**, 203-214.

ANEXOS

**ANEXO 1 LISTAGEM DO PROGRAMA DE TRATAMENTO
DE DADOS E BALANÇOS DE ENERGIA**

```

PROGRAM COMB
CHARACTER*14 NOME
CHARACTER*10 DAT
REAL ROAR,TH,MCOMB,MP,TT,MDT,MG,WG,MARPE1,NU
REAL PC,PH,PO,PN,PS,MARPE,MARSE,MART,MCOMB1,MCOMB2
REAL MO2R,MN2R,MH2OR,MCO2P,MH2OP,MCO2P,MO2P,MH2OPH
REAL MN2P,MFU,MFU1,NFU,NO2R,NN2R,NH2OR,NCO2P,NH2OP
REAL NSO2P,NN2P,NO2P,KK,MCO,MH2,KW,KT,MARSE1
DOUBLE PRECISION HP,HS,B1,B2,B3,B4,B5,B6,B7,B8,C1,PI
DATA VOL,A1,A2,A3 / 0.030731, 0.28275, 0.2571, 0.1 /
DATA A4,A5,A6 / 0.07037, 0.21, 0.1456 /
DATA BC,EE,X / 5.,0.9, 3.76 /
DATA RO,PO,RO / 287.1, 1.E5,8314.3 /
DATA DV,DC,DVC,DCC / 69.7, 69., 35, 37. /
OPEN(15,FILE='DADOS.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(16,FILE='MED.DAT',STATUS='OLD')
OPEN(17,FILE='RES.DAT',STATUS='OLD')

C
C
5 WRITE(*,10)
10 FORMAT(' ',PROGRAMA COMBUSTÃO:
* ',/, ' 1-INTRODUÇÃO DOS DADOS
* ',/, ' 2-CALCULO
* ',/, ' 3-INTRODUÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS
* ',/, ' 4-ACABAR',//)
READ(*,*) LZ
IF(LZ.EQ.1) THEN

C
C
C***** INTRODUÇÃO DOS DADOS *****
C
WRITE(*,*) 'NUMERO DO ENSAIO '
READ(*,*) M
WRITE(*,*) 'DATA'
READ(*, '(A10)') DAT
WRITE(*,*) 'CARACTERISTICAS DO AR ATMOSFERICO '
WRITE(*,*) 'TEMPERATURA AMBIENTE NA SALA (C) '
READ(*,*) TS
WRITE(*,*) 'TEMPERATURA DO AR A ENTRADA DA CAMARA (C) '
READ(*,*) TA
WRITE(*,*) 'HUMIDADE DO AR (KgH2O/Kgarseco) '
READ(*,*) War

C
C
C***** CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL*****
C
WRITE(*,*) 'TIPO DE COMBUSTIVEL'
READ(*, '(A14)') NOME
WRITE(*,*) 'GRANULOMETRIA -----(mm) '
READ(*,*) GRAN
WRITE(*,*) 'HUMIDADE----- (KgH2O/Kgarseco) '
READ(*,*) HR
WRITE(*,*) 'COEFICIENTES DO COMBUSTIVEL--CrHvOpNq'
WRITE(*,*) 'COEFICIENTE r'
READ(*,*) R
WRITE(*,*) 'COEFICIENTE v'
READ(*,*) V
WRITE(*,*) 'COEFICIENTE p'
READ(*,*) P
WRITE(*,*) 'COEFICIENTE q'
READ(*,*) q

```

```

WRITE (*,*) 'PERCENTAGEM DE CINZAS NO COMBUSTIVEL ( % ) '
READ(*,*) KK
WRITE(*,*) 'CAUDAL DE COMBUSTIVEL (Kg/s) '
READ(*,*) MCOMB
C
C
C***** ALTURAS MANOMETRICAS *****
C
C
WRITE(*,*) 'ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI (mm) '
READ (*,*) HP
WRITE(*,*) 'ALTURA MANOMETRICA NA PLACA DE ORIFICIO (mm) '
READ (*,*) HS
C
C
C***** TEMPERATURAS DOS GASES E ESPÉCIES à SAIDA DA CÂMARA *****
C
C
WRITE(*,*) ' INTRODUZA TEMPERATURA DOS GASES A SAIDA (C) '
READ (*,*) TA1
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A QUANTIDADE DE CO2 NOS GASES (%) '
READ(*,*) CCO2
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A QUNTIDADE DE O2 NOS GASES (%) '
READ(*,*) CO2
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A QUANTIDADE DE CO NOS GASES (ppm) '
READ(*,*) CCO
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A QUANTIDADE DE NO NOS GASES (ppm) '
READ(*,*) CNO
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A QUANTIDADE DE NO2 NOS GASES (ppm) '
READ(*,*) CNO2
WRITE(*,*) ' INTRODUZA TEMPERATURA DA SONDA A CORREGIR '
READ(*,*) TB1
C
C***** TEMPERATURAS DE SUPERFICIE DA FORNALHA TIPO CICLONE *****
C
WRITE(*,900)
900 FORMAT (' TEMPERATURAS DAS SUPERFICIES DA FORNALHA (C) ',///)
WRITE(*,*) ' INTRODUZA TEMPERATURA DA CHAMINE ( TCHAMINE ) '
READ (*,*) TCHAMINE
WRITE(*,*) ' INTRODUZA TEMPERATURA DA TAMP A DA FORNALHA (TTAMPA) '
READ (*,*) TTAMPA
WRITE(*,*) 'INTRODUZA TEMP. DA PARTE SUPERIOR DO CILINDRO (TCILS) '
READ (*,*) TCILS
WRITE(*,*) 'INTRODUZA TEMP. DA PARTE INFERIOR DO CILINDRO (TCILI) '
READ (*,*) TCILI
WRITE(*,*) ' INTODUZA TEMPERATURA DA SUPERFICIE DO CONE (TCONE) '
READ (*,*) TCONE
WRITE(*,*) 'INTRODUZA TEMPERATURA DA SUPERFICIE DE ENTR.(TLADO) '
READ (*,*) TLADO
C
C
WRITE(*,*) ' INTRODUZA A TEMPERATURA DA SONDA A CORREGIR (C) '
READ(*,*) TB1
WRITE(*,*) 'INTRODUZA A TEMPERATURA DA CHAMINÉ PARA A CORRECÇÃO '
READ(*,*) TC1
WRITE(*,*) ' INTRODUZA CAUDAL DE H2 '
READ(*,*) MH2
WRITE(*,*) 'PERCENTAGEM DE PERDAS NAS CINZAS '
READ(*,*) PCINZAS
C
GOTO 5
ELSEIF(LZ.EQ.2) THEN
C
C
C***** INICIO DOS CALCULOS *****
C

```

```

C
C----- CALCULO DA MASSA ESPECÍFICA DO FLUIDO MANOMÉTRICO (ÁGUA)
C
C
TU=TS
AK1=((TU-15.56)*(TU-21.11))/61.7716
AK2=(-1)*((TU-10.)*(TU-21.11))/30.858
AK3=((TU-10)*(TU-15.56))/61.6605
ROH2O=999.2*AK1+998.2*AK2+997.4*AK3
C
C
C----- CALCULO DOS CAUDAIS DE AR PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO -----
C
HP=HP/1000.
HS=HS/1000.
B1=(3.14*(DV/1000.))**2)/4.
B2=(3.14*(DC/1000.))**2)/4.
B3=(3.14*(DVC/1000.))**2)/4.
B4=(3.14*(DCC/1000.))**2)/4.
B5=B3/B1
B6=B4/B2
B7=SQRT(1-B5**2)
B8=SQRT(1-B6**2)
TD=TA+273.15
ROAR=P0/(R0*TD)
C1=(ROH2O-ROAR)/ROAR
MARPE=(B3/B7)*ROAR*(SQRT(2*9.81*C1*HP))
MARSE=(B4/B8)*ROAR*(SQRT(2*9.81*C1*HS))
HP=HP*1000.
HS=HS*1000.
C
C----- PARAMETROS DO COMBUSTIVEL -----
C
C
MFU=12.*R+1.*V+16.*P+14.*Q
A=R+(V/4.)-(P/2.)
C
C----- PARAMETROS MOLARES -----
C
C
NFU=1.
NO2R=B
NN2R=X*B
NH2OR=G
NCO2P=R
NH2OP=C
NO2P=D
NN2P=F
C
C----- PERCENTAGENS MASSICAS DOS ELEMENTOS DO COMBUSTIVEL ---
C
C
PC=((12.*R)/MFU)*100
PH=((1.*V)/MFU)*100
PO=((16.*P)/MFU)*100
PN=((14.*Q)/MFU)*100
C
C----- PODER COMBURIVERO VA(Nm3/Kg); PA(Kgar/Kgfu) -----
C
VA=((0.1068*A)/MFU)*1000.
PA=VA*1.293
C
C----- HUMIDADE NA BASE HUMIDA (%) -----

```

```

C
C
C      HC=(HR/(HR+100.))*100
C
C
C
C
C----- EXCESSO DE AR (%) -----
C
C      MCOMB1=(1-(HC/100.))*MCOMB
C      MCOMB2=MCOMB-MCOMB1
C      MARPE1=MARPE
C      MARSEL=MARSE
C      EX=(( (MARPE1/(MCOMB1*1.293))-VA)/VA)*100.
C
C
C      B=(1+(EX/100.))*A
C      C=(V/2.)+(MFU/1800.)*HR
C      D=(EX/100.)*A
C      F=(1+(EX/100.))*A*X+(Q/2.)
C      G=(MFU/1800.)*HR
C      E=V/2
C
C
C----- PARAMETROS MASSICOS -----
C
C      MFU1=MFU+18*G
C      MO2R=(32.*B)/MFU1
C      MN2R=(28.*X*B)/MFU1
C      MH2OR=(18.*G)/MFU1
C      MCO2P=(44.*R)/MFU1
C      MH2OP=(18.*C)/MFU1
C      MO2P=(32.*D)/MFU1
C      MN2P=(28.*F)/MFU1
C      MH2OPH=(18.*E)/MFU1
C
C----- PODER FUMIGENO VFO(Nm3/Kgfu); PF1(Kgg/Kgfu) -----
C
C      TAU=0.1068*R+0.0323*V-0.0422*P+0.0112*Q
C      VF=(TAU/MFU)*1000.
C      VFO=(1-(HC/100.))*VF+(EX/100.)*(1-(HC/100.))*VA+(HC/100.)*1.2444
C      PF1=PA*(1+(EX/100.))+ (1-(KK/100.))+MH2OR+PA*(1+(EX/100.))*WAR
C      PF2=MCO2P+MH2OP+MO2P+MN2P+(MARPE1*WAR/MCOMB)
C
C
C----- CALCULO DA ENTALPIA DE COMBUSTÃO PADRÃO (kJ/Kg) -----
C
C
C      HO=4.18*((81.*PC)+(300.*PH)-26.*PO)
C      PCS=HO
C      PCI=PCS-MH2OPH*2495
C      PCI=PCI*((100.-HC)/100.)-24.95*HC
C      HR25P=-PCI
C
C
C----- CALCULO DA TEMPERATURA ADIABATICA DE COMBUSTÃO -----
C
C      T0=TA+273.15
C      TT=(298.15+T0)/2.
C      BB=(MFU/MFU1)*CPCOMB(TT)+MN2R*CPN2(TT)+MO2R*CPO2(TT)
C      *      +MH2OR*CPH2O(TT)
C      DHR=BB*(25.-TA)
C      TI=1500.
C      100 TE=TI
C      SL=MCO2P*CPCO2(TE)+MH2OP*CPH2O(TE)+MN2P*CPN2(TE)
C      ST=SL+MO2P*CPO2(TE)
C      TX=(-(HR25P+DHR)/ST)+298.15

```

```

MDT=ABS(TX-TI)
IF (MDT.GT.0.1) THEN
    TI=(TE+TX)/2.
    GOTO 100
ENDIF
TADIAB=TX
TADIAB=TADIAB-273.15
C
C
C
C----- GAS CARBONICO TOTAL TEORICO (%) -----
C
C
VF1=0.0893*PC+0.324*PH+0.0334*PS-0.0265*PO+0.008*PN+0.0124*HR
VF0=VF1-(22.4/18)*((HR/100.)+(9*PH/100.))
CO2t=22.4*((PC/12.)/VF0)
C
C
C
C----- EXCESSO DE AR ATRAVES DE VALORES EXPERIMENTAIS (%) --
C
C
PCO=(CCO/1000.)*0.1
VD=CCO2+CO2+PCO
VE=(100.-VD)/(CO2-(PCO/2.))
EXp=378./(VE-3.78)
C
C
C***** CALCULO DOS FLUXOS ENERGETICOS *****
C
C
C----- CALOR DE COMBUSTÃO ( KW ) -----
C
C
QCOMB=MCOMB*PCI
C
C----- CALOR ASSOCIADO AO CAUDAL MASSICO DE AR PRIMARIO (KW)
C
C
QARP=MARPE1*CPARW(TA,WAR)*(TA-25.)
C
C----- CALOR ASSOCIADO AO CAUDAL MASSICO DE AR SECUNDARIO (KW)
C
C
QARS=MARSE1*CPARW(TA,WAR)*(TA-25)
C
C----- CALOR ASSOCIADO AO CAUDAL MASSICO DE COMBUSTIVEL (KW)
C
C
QFCOMB=(MCOMB1*CPCOMB(TA)*(TA-25))+(MCOMB2*4.18*(TA-25))
C
C----- CAUDAL DE GASES (Kggases/s) -----
C
C
MG=PF2*MCOMB
C

```

```

C
C----- MASSA DOS PRODUTOS (Kggas/kgfuhumido) -----
C
C
C
C      MP=MCO2P+MH2OP+MO2P+MN2P
C
C
C----- PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO (KW) -----
C
C
C      TS1=TCILS
C      TS2=TCILI
C      TS3=TCHAMINE
C      TS4=TTAMPA
C      TS5=TCONE
C      TS6=TLADO
C      UC1=BC*(TS1-TS)**1.25
C      UC2=BC*(TS2-TS)**1.25
C      UC3=BC*(TS3-TS)**1.25
C      UC4=BC*(TS4-TS)**1.25
C      UC5=BC*(TS5-TS)**1.25
C      UC6=BC*(TS6-TS)**1.25
C      QPC=(UC1*A1+UC2*A2+UC3*A3+UC4*A4+UC5*A5+UC6*A6)/3600.
C
C----- PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO (KW) -----
C
C
C      KW=(TS+273.15)/100.
C      KT=20.5*EE
C      UR1=KT*(((TS1+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      UR2=KT*(((TS2+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      UR3=KT*(((TS3+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      UR4=KT*(((TS4+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      UR5=KT*(((TS5+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      UR6=KT*(((TS6+273.15)/100.))**4-(KW**4))
C      QPR=(UR1*A1+UR2*A2+UR3*A3+UR4*A4+UR5*A5+UR6*A6)/3600.
C
C----- PERDAS QUIMICAS DE CO NOS GASES (KW) -----
C
C
C      PCICO=4.18*2407
C      TA1=TA1+273.15
C      RPP=(MCO2/44.+MO2P/32.+MN2P/28.+MH2OP/18.)*RO/MP
C      ROGAS=P0/(RPP*TA1)
C      MCO=(PCO/100.)*MG
C      QCO=MCO*PCICO
C
C----- PERDAS QUIMICAS DE H2 NOS GASES (KW) -----
C
C
C      PCIH2=4.18*34150
C      QH2=MH2*PCIH2
C
C----- CALOR DAS PERDAS NAS CINZAS (KW) -----
C
C      PCINZAS=PCINZAS/100.
C      QCINZAS=QCOMB*PCINZAS
C
C

```

```

C----- CALCULO DOS CALORES (KW) -----
C
C
      Q1=QCOMB+QARP+QARS+QFCOMB
      Q2=QPC+QPR+QCO+QH2+QCINZAS
C
C----- TEMPERATURA DE SAIDA DOS GASES DE COMBUSTÃO (C) -----
      TK=1500.
200 T=TK
      CPG=CPPG(MCO2P,MH2OP,MO2P,MN2P,MP,T)
      TT=298.15+((Q1-Q2)/(MG*CPG))
      DT=ABS(TT-T)
      IF (DT.GT.0.1) THEN
          Tk=(TT+T)/2.
          GOTO 200
      ENDIF
      TGAS=TT
      TGAS=TGAS-273.15
C
C
C***** CORREÇÃO DA TEMPERATURA DO 1º SISTEMA DE MEDIDA *****
C
C----- VELOCIDADE DOS GASES A SAIDA DA CHAMINÉ (m/s) -----
C
C
      TB1=TB1+273.15
      TREF=TREF+273.15
      TC1=TC1+273.15
      TT=TB1
201 ROARR= P0/(R0*TT)
      VAR=MG/(ROARR*3.14*0.0625**2)
C
C----- VISCOSIDADE CINEMÁTICA DO GAS (m2/s) -----
C
      T=TT-273.15
      H1=(-1)*((T-600.)*(T-700.)*(T-800.)*(T-900.)*(T-1000.))/1.2E+12
      H2=((T-500.)*(T-700.)*(T-800.)*(T-900.)*(T-1000.))/2.4E+11
      H3=(-1)*((T-500.)*(T-600.)*(T-800.)*(T-900.)*(T-1000.))/1.2E+11
      H4=((T-500.)*(T-600.)*(T-700.)*(T-900.)*(T-1000.))/1.2E+11
      H5=(-1)*((T-500.)*(T-600.)*(T-700.)*(T-800.)*(T-1000.))/2.4E+11
      H6=((T-500.)*(T-600.)*(T-700.)*(T-800.)*(T-900.))/1.2E+12
      DVAR=(H1*79.38+H2*96.89+H3*115.4+H4*134.8+H5*155.1+H6*177)*1.E-6
C
C
C----- CONDUTIBILIDADE TERMICA DO GAS (W/m C) -----
C
      TCAR=H1*5.74+H2*6.22+H3*6.75+H4*7.18+H5*7.63+H6*8.07
      TCAR=TCAR*1.E-2
C
C----- NUMERO RE REYNOLDS -----
C
      RE=(VAR*0.125)/DVAR
C
C
C----- NÚMERO DE NUSSEL -----
C
      IF (RE.LT.1000.) THEN
          NU=0.44*RE**0.5

```

```

        ENDIF
        NU=0.22*RE**0.6
C
C
C----- COEFICIENTE DE CONVECÇÃO (W/m2 C) -----
C
C
        HAR=NU*TCAR/0.008
C
C
C----- TEMPERATURA CORRIGIDA DOS GASES à SAIDA (C) -----
C
C
        RAD=((TB1/100.)**4-(TC1/100.)**4)*0.7*5.67/HAR
        COND=0.724*16.6*(TA1-TREF)/(3.77*.08*HAR)
        TFLUID=TB1+RAD
        DELTA=TFLUID-TT
        IF(DELTA.GT.0.1) THEN
                TT=TFLUID
                GOTO 201
        ENDIF
        TB=TFLUID
C
C
C----- CALOR DOS GASES DE COMBUSTÃO A SAIDA DA FORNALHA (KW)
C
C
C
        T=TA1
        CPG=CPPG(MCO2P,MH2OP,MO2P,MN2P,MP,T)
        TA1=TA1-273.15
        QGAS=MG*CPG*(TA1-TA)
C
C
C----- CALORES TOTAIS DE ENTRADA E SAIDA DA FORNALHA -----
C
C
        TOTAL1=QCOMB+QARP+QARS+QFCOMB
        TOTAL2=QPC+QPR+QCO+QH2+QCINZAS+QGAS
C
C
C----- ERRO DE FECHO GLOBAL DO BALANÇO DE ENERGIA (%) -----
C
C
        ERRO=((TOTAL1-TOTAL2)/TOTAL1)*100.
C
C
C----- RENDIMENTO DA COMBUSTÃO (%) -----
C
C
        REND=(QGAS/QCOMB)*100.
C
C
C----- CARGA TERMICA DA FORNALHA (KW/M3) -----
C
C
        CARGA=QCOMB/VOL
C
C
C***** ESCRITA DOS DADOS E RESULTADOS EM FICHEIRO *****
C
        WRITE(15,20)

```

```

20  FORMAT(//16X,'CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA',//)
    WRITE(15,30) M,DAT
30  FORMAT(5X,'NUMERO DO ENSAIO -',I3,20X,'DATA-- ',A10,//)
    WRITE(15,35)
35  FORMAT(10X,'*****',//)
    WRITE(15,40)
40  FORMAT(3X,'CARACTERISTICAS DO AR',/)
    WRITE(15,50) TS,TA,WAR,HP,HS,MARPE1,MARSEL
50  FORMAT(10X,'TEMPERATURA DO AR NA SALA ----- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMPER. AR à ENTRADA DA FORNALHA -- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'HUMIDADE ESPECIFICA DO AR ----- ',F7.3,2X
*    ,',(Kg/Kg)',/,10X,'ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----',F7.3
*    ,4X,'(mm)',/,10X,'ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----',F7.3
*    ,4X,'(mm)',/,10X,'CAUDAL DE AR PRIMARIO ----- '
*    ,2X,F6.4,1X,'(Kg/s)',/,10X
*    ,',CAUDAL DE AR SECUNDARIO ----- ',2X,F6.4,1X,'(Kg/s)'
*    ,//)
    WRITE(15,60)
60  FORMAT(3X,'CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL',/)
    WRITE(15,70) NOME,GRAN,HR,R,V,P,Q,KK,MCOMB,PCI
70  FORMAT(10X,'TIPO DE COMBUSTIVEL ----- ',A14
*    ,/,10X,'GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL ----- ',F7.3,2X,'(mm)'
*    ,/,10X,'HUMIDADE NA BASE SECA ----- ',F7.3,2X,'(%)'
*    ,/,10X,'COEFICIENTE DO CARBONO ----- ',F7.3
*    ,/,10X,'COEFICIENTE DO HIDROGENIO ----- ',F7.3
*    ,/,10X,'COEFICIENTE DO OXIGENIO ----- ',F7.3
*    ,/,10X,'COEFICIENTE DO AZOTO ----- ',F7.3
*    ,/,10X,'PERCENTAGEM DE CINZAS ----- ',F7.3,2X,'(%)'
*    ,/,10X,'CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO ----- ',2X,F7.5
*    ,',(kg/s)',/,10X,'PODER CALORIFICO INFERIOR ----- '
*    ,F10.1,1X,'(KJ/Kg)',//)
C
    WRITE(15,72)
72  FORMAT(3X,'CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO',/)
    WRITE(15,74) REND,CARGA,PA,EX,EXP,MG,PF1,TADIAB,TGAS,TA1,CCO2
*    ,CO2,CCO,CNO,CNO2
C
74  FORMAT(10X,'RENDIMENTO DA COMBUSTÃO ----- ',F7.3,2X,'(%)'
*    ,/,10X,'CARGA TÉRMICA ----- ',F8.3,1X,
*    ,',(KW/M3)'
*    ,/,10X,'AR ESTEQUIOMETRICO ----- ',F6.4,2X
*    ,',(Kgar/kgfu)',/,10X,'EXCESSO DE AR MEDIDO ----- '
*    ,F7.3,2X,'(%)',/,10X,'EXCESSO DE AR CALCULADO ----- '
*    ,F7.3,2X,'(%)',/,10X,'CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO ----- '
*    ,2X,F6.4,1X,'(Kg/s)',/,10X
*    ,',PODER FUMIGENO ----- ',F7.3,2X,'(Kg/Kgfu)'
*    ,/,10X,'TEMPERATURA ADIABATICA ----- ',F8.3,1X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. CALCULADA DOS GASES æ SAIDA - ',F8.3,1X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. MEDIDA DOS GASES æ SAIDA ---- ',F8.3,1X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ---- ',F7.3,2X,'(%)'
*    ,/,10X,'TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA ---- ',F7.3,2X,'(%)'
*    ,/,10X,'TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA ----- ',F7.1,2X
*    ,',(ppm)',/,10X,'TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA ---- ',F7.3
*    ,2X,'(ppm)',/,10X,'TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA ----- '
*    ,F7.3,2X,'(ppm)',//)
    WRITE(15,76)
76  FORMAT(3X,'TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA',/)
    WRITE(15,78) TCHAMINE,TTAMPA,TCILS,TCILI,TCONE,TLADO
78  FORMAT(10X,'TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE --- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ---- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE ----- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,/,10X,'TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA --- ',F7.3,2X,'(C)'
*    ,//)

```

```

C
C
C----- FICHEIRO DE RESULTADOS DO BALANÇO DE ENERGIA -----
C
C
C
351 WRITE(17,351)
    FORMAT(//,25X,'BALANÇO DE ENERGIA',//)
    WRITE(17,31) M,DAT
31  FORMAT(5X,'NUMERO DO ENSAIO --',I3,20X,'DATA-- ',A10,//)
    WRITE(17,32)
32  FORMAT(10X,'*****',//)
    WRITE(17,352) QCOMB,QARP,QARS,QFCOMB
352 FORMAT(//,5X,'CALOR DE COMBUSTÃO ----- ',F7.3,2X
*      ',(KW)',/,5X,'CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ---- '
*      ',F7.3,2X,(KW)',/,5X,'CALOR ASSOCIADO AO AR '
*      'SECUNDARIO -- ',F7.3,2X,(KW)',/,5X,'CALOR ASSOCIADO '
*      'AO COMBUSTIVEL ---- ',F7.3,2X,(KW),)
    WRITE(17,353)
353 FORMAT(/,40X,'-----',/)
    WRITE(17,354) TOTAL1
354 FORMAT(5X,'CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- ',F7.3,2X,(KW)'
*      ',//)
    WRITE(17,355) QGAS,QPC,QPR,QCO,QH2,QCINZAS
355 FORMAT(//,5X,'CALOR DOS GASES À SAIDA DA FORNALHA ----- '
*      '----- ',F7.3,2X,(KW)',/,5X,'PERDAS DE CALOR POR '
*      'CONVECCÃO ----- ',F7.3,2X,(KW)',/,5X
*      ',PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO ----- '
*      ',F7.3,2X,(KW)',/,5X,'PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS '
*      'GASES ----- ',F7.3,2X,(KW)',/,5X,'PERDAS DE '
*      'CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES ----- ',F7.3,2X
*      ',(KW)',/,5X,'PERDAS NAS CINZAS ----- '
*      '----- ',F7.3,2X,(KW)',/)
    WRITE(17,356)
356 FORMAT(58X,'-----',/)
    WRITE(17,357) TOTAL2
357 FORMAT(5X,'CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- '
*      ',1X,F7.3,2X,(KW)',///)
    WRITE(17,358) ERRO,
358 FORMAT(/5X,'ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- ',F10.3,2X,(%)',)

C
C
C      GOTO 5
C
C
C      ELSEIF(LZ.EQ.3) THEN

C***** INTRODUÇÃO DOS DADOS REFERENTES AO INTERIOR DA FORNALHA
C
C
920 WRITE(*,*) 'INTRODUZA TODAS AS TEMPERATURAS EM ( C ) E
*      AS COORDENADAS EM ( mm )'

C
C
C
C
C      WRITE (*,700)
700 FORMAT ( '      TEMPERATURAS E COORDENADAS DOS PONTOS (B) E (C) '
*      ',/, 'LOCALIZADOS NO CILINDRO DA CAMARA ',///)
C      WRITE(*,*) 'INTRODUZA VALORES DE R1,TB1 E TC1'
C      READ (*,*) R1,TB1,TC1
C      WRITE(*,*) 'INTRODUZA VALORES DE R2,TB2 E TC2'
C      READ (*,*) R2,TB2,TC2

```

```

C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R3,TB3 E TC3 '
C      READ (*,*) R3,TB3,TC3
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R4,TB4 E TC4 '
C      READ (*,*) R4,TB4,TC4
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R5,TB5 E TC5 '
C      READ (*,*) R5,TB5,TC5
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R6,TB6 E TC6 '
C      READ (*,*) R6,TB6,TC6
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R7,TB7 E TC7 '
C      READ (*,*) R7,TB7,TC7
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R8,TB8 TC8 '
C      READ (*,*) R8,TB8,TC8
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R9,TB9 E TC9 '
C      READ (*,*) R9,TB9,TC9
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE R10,TB10 E TC10 '
C      READ (*,*) R10,TB10,TC10
C
C***** TEMPERATURAS NO PONTO LOCALIZADO NO CONE *****+
C
C      WRITE(*,800)
C 800  FORMAT ( ' COORDENADAS E TEMPERATURAS NO PONTO DO CONE',//)
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE RD1 E TD1 '
C      READ (*,*) RD1,TD1
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE RD2 E TD2 '
C      READ (*,*) RD2,TD2
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE RD3 E TD3 '
C      READ (*,*) RD3,TD3
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE RD4 E TD4 '
C      READ (*,*) RD4,TD4
C      WRITE(*,*) ' INTRODUZA VALORES DE RD5 E TD5 '
C      READ (*,*) RD5,TD5
C      WRITE(*,910)
C 910  FORMAT ( ' QUER REPITIR A INTRODUÇÃO DOS VALORES MEDIDOS ? '
*      ,/, '      SIM - 1'
*      ,/, '      NAO - 2',//)
C      READ (*,*) IDES
C      IF(IDES.EQ.1) THEN
C          GOTO 920
C      ENDIF
C      GOTO 5
C
C----- ESCRITA DOS VALORES MEDIDOS EM FICHEIRO -----
C
C      WRITE(16,940)
C 940  FORMAT (20X,'TEMPERATURAS MEDIDAS NO ENSAIO',//)
C      WRITE(16,30) M,DAT
C      WRITE(16,35)
C      WRITE(16,941)
C 941  FORMAT (5X,'TEMPERATURA DOS GASES A SAIDA DA CAMARA',//)
C      WRITE(16,942) TA1
C 942  FORMAT (30X,'TA1=',F7.2,2X,'( C )',//)
C      WRITE(16,943)
C 943  FORMAT (5X,'COORDENADAS RADIAIS E TEMPERATUTAS NOS PONTOS'
*      ' DO CILINDRO',//)
C      WRITE(16,944) R1,TB1,TC1
C 944  FORMAT(3X,'RAIO1=',F7.3,2X,'( mm )',5X,'TEMPB1=',F7.3,2X,'( C )'
*      ,5X,'TEMPC1=',F7.3,2X,'( C )',/)
C      WRITE(16,945) R2,TB2,TC2
C 945  FORMAT(3X,'RAIO2=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB2=',F7.3,2X,' "" '
*      ,5X,'TEMPC2=',F7.3,2X,' "" ',/)
C      WRITE(16,946) R3,TB3,TC3
C 946  FORMAT(3X,'RAIO3=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB3=',F7.3,2X,' "" '
*      ,5X,'TEMPC3=',F7.3,2X,' "" ',/)
C      WRITE(16,947) R4,TB4,TC4
C 947  FORMAT(3X,'RAIO4=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB4=',F7.3,2X,' "" '

```

```

*           ,5X,'TEMPC4=',F7.3,2X,' "" ',/)
WRITE(16,948) R5,TB5,TC5
948 FORMAT(3X,'RAIO5=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB5=',F7.3,2X,' "" '
*           ,5X,'TEMPC5=',F7.3,2X,' "" ',/)
WRITE(16,949) R6,TB6,TC6
949 FORMAT(3X,'RAIO6=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB6=',F7.3,2X,' "" '
*           ,5X,'TEMPC6=',F7.3,2X,' "" ',/)
WRITE(16,950) R7,TB7,TC7
950 FORMAT(3X,'RAIO7=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB7=',F7.3,2X,' "" '
*           ,5X,'TEMPC7=',F7.3,2X,' "" ',/)
C WRITE(16,951) R8,TB8,TC8
951 FORMAT(3X,'RAIO8=',F7.3,2X,' "" ',5X,'TEMPB8=',F7.3,2X,' "" '
*           ,5X,'TEMPC8=',F7.3,2X,' "" ',///)
WRITE(16,952)
952 FORMAT(5X,'COORDENADAS RADIAIS E TEMPERATURAS NO'
*           ' PONTO DO CONE',///)
WRITE(16,953) RD1,TD1
953 FORMAT(3X,'RAIO1=',F7.3,2X,' ( mm )',3X,'TEMPD1=',F7.3,2X
*           ', ( C )',/)
WRITE(16,954) RD2,TD2
954 FORMAT(3X,'RAIO2=',F7.3,2X,' "" ',3X,'TEMPD2=',F7.3,2X
*           ', "" ',/)
WRITE(16,955) RD3,TD3
955 FORMAT(3X,'RAIO3=',F7.3,2X,' "" ',3X,'TEMPD3=',F7.3,2X
*           ', "" ',/)
WRITE(16,956) RD4,TD4
956 FORMAT(3X,'RAIO4=',F7.3,2X,' "" ',3X,'TEMPD4=',F7.3,2X
*           ', "" ',/)
WRITE(16,957)
957 FORMAT(3X,'TEMPERATURAS SUPERFICIAIS DA CAMARA DE COMBUSTAO',///)
WRITE(16,958) TCHAMINE
958 FORMAT(3X,'TEMPERATURA SUPERFICIAL DA CHAMINE=',F7.3,2X,' ( C )',/)
WRITE(16,959) TTAMPA
959 FORMAT(3X,'TEMPERATURA DA SUPERFICIE SUPERIOR=',F7.3,2X,' ("" )',/)
WRITE(16,960) TCILS
960 FORMAT(3X,'TEMP. DA FACE SUPERIOR DO CILINDRO=',F7.3,2X,' ("" )',/)
WRITE(16,961) TCILI
961 FORMAT(3X,'TEMP. DA FACE INFERIOR DO CILINDRO=',F7.3,2X,' ("" )',/)
WRITE(16,962) TCONE
962 FORMAT(3X,'TEMPERATURA DA SUPERFICIA DO CONE =',F7.3,2X,' ("" )',/)
C
C
C ELSEIF(LZ.EQ.4) THEN
C STOP
C ELSE
C WRITE(*,917)
917 FORMAT ( 'HIPOTESE NAO CONTEMPLADA; REPITA',///)
C GOTO 5
C ENDIF
C END
C
C
C
C***** FUNÇÕES *****
C
C
C
C----- FUNÇÃO PARA O CALCULO DO CALOR ESPECIFICO DO GÁS (KJ/Kg K)
C
C
C FUNCTION CPPG(MCO2P,MH2OP,MO2P,MN2P,MP,TF)
C REAL MCO2P,MH2OP,MSO2P,MO2P,MN2P,MP
C CPPG=(MCO2P*CPCO2(TF)+MH2OP*CPH2O(TF)
C * +MO2P*CPO2(TF)+MN2P*CPN2(TF))/MP
C END

```

```

C
C
C----- FUNÇÃO PARA O Cp DO COMBUSTIVEL (KJ/Kg K) -----
C
C
FUNCTION CPCOMB(T)
CPCOMB=0.266+0.00116*T
CPCOMB=4.18*CPCOMB
END

C
C----- FUNÇÃO PARA O CP DO OXIGENIO (KJ/Kg K) -----
C
C
FUNCTION CPO2(T)
TY=T/100.
CPO2=(37.402+0.020102*TY**1.5-178.58*TY**(-1.5)+
* 236.88*TY**(-2))/32.
END

C
C----- FUNÇÃO PARA O CP DO AZOTO (KJ/Kg K) -----
C
C
FUNCTION CPN2(T)
TY=T/100.
CPN2=(39.06-512.79/(TY**1.5)+1072.7/(TY**2)-820.4/(TY**3))/28.
END

C
C----- FUNÇÃO PARA O CP DA AGUA (VAPOR) (KJ/Kg K) -----
C
C
FUNCTION CPH2O(T)
TY=T/100.
CPH2O=(143.05-183.54*TY**0.25+82.751*TY**0.5-3.6989*TY)/18.
END

C
C----- FUNÇÃO PARA O CP DO DIOXIDO DE CARBONO (KJ/Kg K) -----
C
C
FUNCTION CPCO2(T)
TY=T/100.
CPCO2=(-3.7357+30.529*TY**0.5-4.1034*TY+0.0241989*TY**2)/44.
END

C
C----- FUNÇÃO PARA O CP DO AR SECO (KJ/Kg K) -----
C
FUNCTION CPAR(T)
CPAR=.767*CPN2(T)+0.233*CPO2(T)
END

C
C----- FUNÇÃO DO CP DO AR HUMIDO (KJ/Kg K) -----
C
FUNCTION CPARW(TA,WAR)
T=TA+273.15
CPARW=CPH2O(T)*WAR+CPAR(T)
END

```

ANEXO 2 LISTAGEM DOS RESULTADOS DOS ENSAIOS

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 7

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	27.000	(C)
TEMPER. AR À ENTRADA DA FORNALHA --	21.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00175 (kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	62.652 (%)
CARGA TÉRMICA -----	879.825 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	42.955 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	44.668 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0144 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	9.561 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1396.221 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	957.029 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	927.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	14.000 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	6.500 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	147.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	72.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	561.000 (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	440.000 (C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	348.000 (C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	317.000 (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	207.000 (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	190.000 (C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 7

DATA-- 93/4/4

CALOR DE COMBUSTÃO -----	27.038	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.052	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.011	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- 26.975 (KW)

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	16.940	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO -----	1.809	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	7.642	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.021	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- 26.412 (KW)

ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- 2.087 (%)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 8

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	30.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	22.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00204 (kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	59.255 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1025.625 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	22.411 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	21.164 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0146 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	8.350 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1553.068 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	1028.816 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	982.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	16.700 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	3.700 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	477.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	79.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	618.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA -----	512.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	386.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	330.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	237.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	198.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 8

DATA-- 93/4/4

CALOR DE COMBUSTÃO -----	31.518	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.039	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.010	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA --	31.470	(KW)
--------------------------------------	--------	------

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	18.676	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECÇÃO -----	2.027	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	9.717	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.070	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA -----	30.491	(KW)
---------------------------------------	--------	------

ERRO DE FECHO DO BALANÇO -----	3.110	(%)
--------------------------------	-------	-----

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 9

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	29.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	23.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00227(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	57.754 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1141.259 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	9.826 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	8.171 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0148 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	7.609 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1669.632 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	1032.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	18.700 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	1.700 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	2276.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	87.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	*****	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	*****	(C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 10

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	31.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00248(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	55.496 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1246.838 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	.350 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	2.978 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0150 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	7.051 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1770.753 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	1057.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	19.400 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	.900 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	5896.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	94.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	*****	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	*****	(C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NÚMERO DO ENSAIO - 11

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	31.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00268(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	52.237 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1347.389 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	-7.139 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	-.947 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0152 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	6.610 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	***** (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	1053.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	20.200 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA ----	.100 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA ----	6000.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA ----	63.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA ----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	***** (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	***** (C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	***** (C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	***** (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	***** (C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	***** (C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 12

DATA-- 93/4/4

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	31.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.003	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0126	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00293(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	47.927 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1474.587 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	-15.149 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	-1.413 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0155 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	6.138 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	***** (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	1033.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	20.300 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	6000.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	21.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	*****	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	*****	(C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 16

DATA-- 93/4/6

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	24.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	23.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.005	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	8.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0135	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00175 (kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	63.099 (%)
CARGA TÉRMICA -----	879.825 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	52.331 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	55.276 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0152 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	10.131 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1337.176 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES Á SAIDA -	911.489 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES Á SAIDA ----	893.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	13.000 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	7.500 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	320.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	69.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	496.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	472.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	360.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	338.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	235.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	167.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 16

DATA-- 93/4/6

CALOR DE COMBUSTÃO -----	27.038	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.028	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.006	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA --	27.005	(KW)
--------------------------------------	--------	------

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	17.061	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECÇÃO -----	1.878	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	7.644	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.049	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA -----	26.632	(KW)
---------------------------------------	--------	------

ERRO DE FECHO DO BALANÇO -----	1.378	(%)
--------------------------------	-------	-----

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 17

DATA-- 93/4/6

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	29.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.005	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	8.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0134	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00204(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	61.631 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1025.625 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	30.427 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	33.370 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0155 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	8.838 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1489.430 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	1005.808 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	974.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	15.200 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	5.300 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	870.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	75.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	587.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA -----	501.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	370.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	353.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	230.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	201.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 17

DATA-- 93/4/6

CALOR DE COMBUSTÃO -----	31.518	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.014	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.003	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- 31.501 (KW)

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	19.425	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO -----	2.005	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	9.217	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.135	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- 30.783 (KW)

ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- 2.282 (%)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 18

DATA-- 93/4/6

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	31.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.005	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	8.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0134	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00227(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	60.771 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1141.259 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	17.203 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	16.125 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0157 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	8.057 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1600.359 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	1087.312 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	1033.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	17.400 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	3.000 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	1638.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	89.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	620.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	512.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	387.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	356.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	236.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	211.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 18

DATA-- 93/4/6

CALOR DE COMBUSTÃO -----	35.072	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.014	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.004	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- 35.055 (KW)

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	21.313	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECÇÃO -----	2.083	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	10.114	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.259	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- 33.769 (KW)

ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- 3.666 (%)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 20

DATA-- 93/4/7

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	28.000	(C)
TEMPER. AR A ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.004	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	9.000	(mm)
ALTURA MANOMETRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0143	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00171(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	66.693 (%)
CARGA TÉRMICA -----	859.715 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	66.042 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	76.357 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0159 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	10.871 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1264.285 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES A SAIDA -	904.374 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES A SAIDA -----	887.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	11.500 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	9.100 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	140.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	70.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	514.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	414.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	323.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	305.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	198.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	192.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 20

DATA-- 93/4/7

CALOR DE COMBUSTÃO -----	26.420	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.015	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.003	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA --	26.403	(KW)
--------------------------------------	--------	------

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	17.620	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECÇÃO -----	1.666	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	6.504	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.022	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA -----	25.813	(KW)
---------------------------------------	--------	------

ERRO DE FECHO DO BALANÇO -----	2.235	(%)
--------------------------------	-------	-----

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 21

DATA-- 93/4/7

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	32.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	24.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.004	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	9.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0143	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00200(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	65.198 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1005.514 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	41.091 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	49.919 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0162 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	9.459 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1411.302 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	990.911 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	970.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	13.600 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	7.000 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	141.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	79.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	586.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA -----	432.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	370.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	330.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	202.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	203.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 21

DATA-- 93/4/7

CALOR DE COMBUSTÃO -----	30.900	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.015	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.003	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA --	30.883	(KW)
--------------------------------------	--------	------

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	20.146	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECÇÃO -----	1.863	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	8.366	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.023	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA -----	30.399	(KW)
---------------------------------------	--------	------

ERRO DE FECHO DO BALANÇO -----	1.567	(%)
--------------------------------	-------	-----

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 23

DATA-- 93/4/7

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	33.000	(C)
TEMPER. AR À ENTRADA DA FORNALHA --	25.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.004	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	9.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0142	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00248(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	62.582 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1246.838 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	13.589 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	10.582 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0167 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	7.837 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1634.636 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	1083.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	18.100 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	2.300 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	6000.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	101.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	*****	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	*****	(C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 25

DATA-- 93/4/7

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	33.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	25.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.004	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	9.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0142	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	16.200 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00290(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	15450.2 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	54.370 (%)
CARGA TÉRMICA -----	1457.995 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	-2.862 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	2.448 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0171 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	6.867 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	***** (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	***** (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	1060.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	19.500 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	.800 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	6000.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	23.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	*****	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	*****	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	*****	(C)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 33

DATA-- 93/04/18

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	24.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	19.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.002	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0127	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	32.000 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00162(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	13406.5 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	60.597 (%)
CARGA TÉRMICA -----	706.728 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	76.049 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	80.833 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0143 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	11.603 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1160.945 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	784.297 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA -----	751.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	11.200 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	9.400 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	277.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	70.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	474.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	390.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	330.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	309.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	195.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	196.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 33

DATA-- 93/04/18

CALOR DE COMBUSTÃO -----	21.718	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.077	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.019	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- 21.622 (KW)

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	13.161	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO -----	1.671	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	6.178	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.040	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- 21.050 (KW)

ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- 2.647 (%)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 34

DATA-- 93/04/18

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	23.000	(C)
TEMPER. AR Á ENTRADA DA FORNALHA --	19.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.002	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0127	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	32.000 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00182(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	13406.5 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	59.755 (%)
CARGA TÉRMICA -----	793.979 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	56.712 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	56.625 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0145 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	10.465 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1258.343 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	865.570 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	804.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA -----	13.000 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	7.600 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	147.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	78.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	494.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	420.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	338.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	313.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	213.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	201.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 34

DATA-- 93/04/18

CALOR DE COMBUSTÃO -----	24.400	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.077	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.021	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA -- 24.301 (KW)

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	14.580	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO -----	1.764	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	6.743	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.021	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA ----- 23.108 (KW)

ERRO DE FECHO DO BALANÇO ----- 4.911 (%)

CARACTERISTICAS DO SISTEMA DE QUEIMA

NUMERO DO ENSAIO - 35

DATA-- 93/4/18

CARACTERISTICAS DO AR

TEMPERATURA DO AR NA SALA -----	25.000	(C)
TEMPER. AR À ENTRADA DA FORNALHA --	20.000	(C)
HUMIDADE ESPECIFICA DO AR -----	.002	(Kg/Kg)
ALTURA MANOMETRICA NO VENTURI -----	7.000	(mm)
ALTURA MANOMÉTRICA NA PLACA -----	.000	(mm)
CAUDAL DE AR PRIMARIO -----	.0127	(Kg/s)
CAUDAL DE AR SECUNDARIO -----	.0000	(Kg/s)

CARACTERISTICAS DO COMBUSTIVEL

TIPO DE COMBUSTIVEL -----	SERRADURA
GRANULOMETRIA DO COMBUSTIVEL -----	1.500 (mm)
HUMIDADE NA BASE SECA -----	32.000 (%)
COEFICIENTE DO CARBONO -----	6.000
COEFICIENTE DO HIDROGENIO -----	8.600
COEFICIENTE DO OXIGENIO -----	4.000
COEFICIENTE DO AZOTO -----	.000
PERCENTAGEM DE CINZAS -----	.000 (%)
CAUDAL DE COMBUSTIVEL HUMIDO -----	.00201(kg/s)
PODER CALORIFICO INFERIOR -----	13406.5 (KJ/Kg)

CARACTERISTICAS DA COMBUSTÃO

RENDIMENTO DA COMBUSTÃO -----	59.314 (%)
CARGA TÉRMICA -----	876.866 (KW/M3)
AR ESTEQUIOMETRICO -----	5.8732 (Kgar/kgfu)
EXCESSO DE AR MEDIDO -----	41.641 (%)
EXCESSO DE AR CALCULADO -----	41.741 (%)
CAUDAL DE GASES DE COMBUSTÃO -----	.0146 (Kg/s)
PODER FUMIGENO -----	9.578 (Kg/Kgfu)
TEMPERATURA ADIABATICA -----	1348.146 (C)
TEMP. CALCULADA DOS GASES À SAIDA -	905.993 (C)
TEMP. MEDIDA DOS GASES À SAIDA ----	856.000 (C)
TEOR DE CO2 NOS GASES A SAIDA ----	14.300 (%)
TEOR DE O2 NOS GASES A SAIDA -----	6.200 (%)
TEOR DE CO NOS GASES A SAIDA -----	153.0 (ppm)
TEOR DE NO NOS GASES A SAIDA -----	81.000 (ppm)
TEOR DE NO2 NOS GASES A SAIDA -----	.000 (ppm)

TEMPERATURAS NAS SUPERFICIES DA FORNALHA

TEMP. NA SUPERFICIE DA CHAMINE ---	536.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DA TAMPA ----	470.000	(C)
TEMP. NA PARTE SUPER. DO CILINDRO-	355.000	(C)
TEMP. NA PARTE INFER. DO CILINDRO-	331.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DO CONE -----	228.000	(C)
TEMP. NA SUPERFICIE DE ENTRADA ---	208.000	(C)

BALANÇO DE ENERGIA

NUMERO DO ENSAIO - 35

DATA-- 93/4/18

CALOR DE COMBUSTÃO -----	26.947	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR PRIMARIO ----	-.064	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO AR SECUNDARIO --	.000	(KW)
CALOR ASSOCIADO AO COMBUSTIVEL ----	-.019	(KW)

CALOR TOTAL QUE ENTRA NA FORNALHA --	26.863	(KW)
--------------------------------------	--------	------

CALOR DOS GASES Á SAIDA DA FORNALHA -----	15.983	(KW)
PERDAS DE CALOR POR CONVECCÃO -----	1.906	(KW)
PERDAS DE CALOR POR RADIAÇÃO -----	7.955	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE CO NOS GASES -----	.023	(KW)
PERDAS DE CALOR QUIMICO DE H2 NOS GASES -----	.000	(KW)
PERDAS NAS CINZAS -----	.000	(KW)

CALOR TOTAL QUE SAI DA FORNALHA -----	25.868	(KW)
---------------------------------------	--------	------

ERRO DE FECHO DO BALANÇO -----	3.706	(%)
--------------------------------	-------	-----

ANEXO 3 LISTA DE VARIÁVEIS DO PROGRAMA

LISTA DE VARIÁVEIS DO PROGRAMA

CONSTANTES

A1	-	Área da superfície da chaminé	(m ²)
A2	-	Área da super. superior do cilindro da for.	(m ²)
A3	-	Área da super. inferior do cilindro da for.	(m ²)
A4	-	Área da superfície da tampa do ciclone	(m ²)
A5	-	Área da superfície do cone	(m ²)
A6	-	Área da superfície de entrada da fornalha	(m ²)
BC	-	Coefficiente de convecção	(W/m ² °C)
DC	-	Diâmetro maior da placa de orifício	(mm)
DCC	-	Diâmetro menor placa de orifício	(mm)
DV	-	Diâmetro maior do venturi	(mm)
DVC	-	Diâmetro menor do venturi	(mm)
EE	-	Poder emissivo da superfície da fornalha	
PO	-	Pressão atmosférica	(pascal)
RO	-	Constante dos gases perfeitos	
VOL	-	Volume da fornalha	(m ³)
X	-	Fracção molar da composição do ar atmosférico	

VARIÁVEIS

CARGA	-	Carga térmica da fornalha	(Kw/m3)
CCO	-	Concentração de CO à saída da fornalha	(ppm)
CCO2	-	Percentagem de CO2 à saída da fornalha	(%)
CNO	-	Concentração de NO à saída da fornalha	(ppm)
CNO2	-	Concentração de NO2 à saída da fornalha	(ppm)
CO2	-	Percentagem de O2 à saída da fornalha	(%)
CO2t	-	Gás carbónico total teórico	(%)
CPG	-	Calor específico do gás	(KJ/Kg°C)
CSO2	-	Concentração de SO2 à saída da fornalha	(ppm)
DAT	-	Data do ensaio	
DVAR	-	Viscosidade cinemática do gás	(m2/s)
ERRO	-	Erro de fecho do balanço de energia	(%)
EX	-	Excesso de ar medido	(%)
EXP	-	Excesso de ar calculado	(%)
GRAN	-	Granulometria do combustível	
HAR	-	Coef. de transf. de calor por convecção	(W/m2°C)
HC	-	Humidade do combustível na base húmida	(%)
HP	-	Coluna de líquido no manómetro do venturi	(mm)
HR	-	Humidade do combustível na base seca	(%)
HS	-	Coluna de líquido no manómetro da placa	(mm)
H0	-	Poder calorífico superior do combustível	(kJ/Kg)
KK	-	Percentagem de cinzas do combustível	(%)
LZ	-	Opção do utilizador	
M	-	Número do ensaio	
MARPE1	-	Caudal de ar primário	(Kg/s)
MARSE	-	Caudal de ar secundário	(Kg/s)
MCO	-	Caudal de massa de CO nos gases	(Kg/s)
MCO2P	-	Fracção massica de CO2 nos produtos	(Kg/Kg)
MCOMB	-	Caudal de combustível húmido	(Kg/s)
MCOMB1	-	Caudal de combustível seco	(Kg/s)

MCOMB2	-	Caudal de água	(Kg/s)
MFU	-	Massa de combustível seco	(Kg)
MFU1	-	Massa de combustível húmido	(Kg)
MG	-	Caudal de gases	(Kg/s)
MH2	-	Caudal de H2 nos gases à saída	(Kg/s)
MH2OP	-	Fracção massica de H2O nos produtos	(Kg/Kg)
MH2OR	-	Fracção massica de H2O nos reagentes	(Kg/Kg)
MO2P	-	Fracção mássica de O2 nos produtos	(Kg/Kg)
MO2R	-	Fracção massica de O2 nos reagentes	(Kg/Kg)
MP	-	Massa de produtos	(Kg)
MN2P	-	Fracção mássica de N2 nos produtos	(Kg/Kg)
MN2R	-	Fracção massica de N2 nos reagentes	(Kg/Kg)
NOME	-	Nome do combustível	
P	-	Parâmetro do oxigénio no combustível	
PA	-	Poder comburivero	(Kg/Kg)
PC	-	Percentagem massica do carbono do combust.	(%)
PCI	-	Poder calorífico inferior do combustível	(KJ/Kg)
PCINZAS	-	Percentagem das perdas nas cinzas	(%)
PF2	-	Poder fumígeno	(Kg/Kg)
PH	-	Percentagem massica de hidrogénio do comb.	(%)
PN	-	Percentagem massica de azoto do combustivel	(%)
PO	-	Percentagem massica de oxigénio do comb.	(%)
Q	-	Parâmetro do azoto no combustível	
Qarp	-	Calor associado ao caudal de ar primário	(Kw)
Qars	-	Calor associado ao caudal de ar secundário	(kW)
QCO	-	Perdas químicas de CO nos gases	(KW)
Qcomb	-	Calor de combustão	(Kw)
QFcomb	-	Calor associado ao caudal de combustível	(Kw)
QH2	-	Perdas químicas de H2 nos gases	(Kw)
Qgás	-	Potência dos gases disponível à saída	(Kw)
QPC	-	Perdas de calor por convecção	(Kw)
QPR	-	Perdas de calor por radiação	(Kw)

R	-	Parâmetro do carbono do combustível	
REND	-	Rendimento da combustão	(%)
ROAR	-	Massa específica do ar	(Kg/m ³)
ROH ₂ O	-	Massa específica do fluido manométrico	(Kg/m ³)
ROGAS	-	Massa específica do gás	(kg/m ³)
TA	-	Temperatura do ar à entrada da fornalha	(°C)
TA1	-	Temperatura medida pelo 2º sistema	(°C)
TADLAB	-	Temperatura adiabática	(°C)
TB1	-	Temperatura medida pelo 1º sistema	(°C)
TCAR	-	Condutibilidade térmica do gás	(W/m°C)
TCHAMINE	-	Temperatura da superfície da chaminé	(°C)
TCILI	-	Temperatura da superfície inferior do cil.	(°C)
TCILS	-	Temperatura da superfície superior do cil.	(°C)
TCONE	-	Temperatura da superfície do cone	(°C)
TFLUID	-	Temperatura corrigida do 1º sistema	(°C)
TGAS	-	Temperatura dos gases calculada	(°C)
TLADO	-	Temperatura das superfícies de entrada	(°C)
TS	-	Temperatura da sala	(°C)
TTAMPA	-	Temperatura da superfície da tampa	(°C)
UC1... UC6	-	Coeficientes de tranf. de calor	(W/m ² °C)
UR1... UR6	-	Coeficientes de tranf. de calor	
V	-	Parâmetro de hidrogénio no combustível	
VAR	-	Velocidade dos gases à saída da chaminé	(m/s)
WAR	-	Humidade específica do ar	(Kg/Kg)

NÚMEROS ADIMENSIONAIS

Nu	-	Número de Nusselt
Re	-	Número de Reynolds

FUNÇÕES

CPAR	-	Função para cálculo do calor específico do ar seco
CPARW	-	Função para cálculo do calor específico do ar húmido
CPCOMB	-	Função para cálculo do calor espec. do combustível
CPCO2	-	Função para cálculo do calor específico do CO2
CPH2O	-	Função para cálculo do calor específico de H2O
CPN2	-	Função para cálculo do calor específico do N2
CPO2	-	Função para cálculo do calor específico do O2
CPPG	-	Função para cálculo do calor específico do gás