UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Fogão a Lenha de Combustão Limpa

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA POR THOMAZ PENTEADO DE FREITAS BORGES E APROVADA PELA COMISSÃO JULGADORA EM 05 / 01 / 1994.

ORIENTADOR

Autor: Thomaz Penteado de Freitas Borges

Orientador: Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Campinas

05/ 1994

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

DEPARTAMENTO DE ENERGIA

FOGÃO A LENHA DE COMBUSTÃO LIMPA

Autor: Thomaz Penteado de Freitas Borges

Orientador: Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas - 01/1994

S.P. - Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIDADE TSC
N.º CHAMADA:
T/UNICAMP
B644f
V Ex.
TOMBO BC/27008
PROC 667/96
C D X
PREÇO R$ 11,00
DATA 13/3/96
Nº CPD

CM-00084617-1

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B644f

Borges, Thomaz Penteado de Freitas
Fogão a lenha de combustão limpa / Thomaz Penteado de Freitas Borges.--Campinas, SP: [s.n.], 1994.

Orientador: José Tomaz Vieira Pereira.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Fogões a lenha. 2. Combustão. 3. * Dendroenergia. I. Pereira, José Tomaz Vieira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de Mestrado

Fogão a Lenha de Combustão Limpa

Autor: Thomaz Penteado de Freitas Borges

Orientador: Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

Aprovado por:

Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira, Presidente

Prof. Dr Electo Silva Lora

Prof. Dr. Luis Augusto Horta Nogueira

Campinas, 5 de janeiro de 1994

Agradecimentos...

Pelo aprendizado, e pelas lições de vida, a

José Tomaz Vieira Pereira e Gilberto Martins

Pelo inestimável apoio, sem o qual não seria possível este trabalho, a
Profa. Marlene Rita de Queirós,
Prof. Dr. Electo Silva Lora,
Prof. Caio Glauco Sanchez,
Maria Elena Pousa Seara,

Pelas colaborações e consultorias, a
Profa. Sílvia Azucena Nebra,
Prof. Fernando de Almeida França,
Prof. Dr. Luís A.B. Cortez,
Prof. Dr. Robson Pederiva,
Bibliotecária Raquel Cocatto Ribeiro,
Bibliotecária Maria Isabel Santoro,
Haroldo (do Varal das Cores).

Pela força de trabalho dos amigos, e aqui vão os créditos:
Gil: 1001 utilidades, revisão, etc.
Marcelo: revisão da contalheira, digitação.
Margaret: Desenhos técnicos.
Muzi e Paul: Fotos.
Walter, Rox, Paul e Gil: Testes.

Pela ajuda em todas as horas, e inúmeras quebradas de galho:
Edmur, Neuzinha, Sílvio, Zé Carlos, Jefferson, Rodrigues, Luís Soares, Vera e Denise.

Pela companhia adorável dos amigos que fiz durante esse período, e já com saudades dos que estão longe, a
Armando, Hermes, Gil, Marcelo, Paul, Walter, Bia, Bel, Cláudio, Silvião, Rubão, PC, Pino, Gordo Insuportável, Eugênia e Ricardo.

Pelo Amor sem fim, pela sabedoria e (ih, rimou!) pela poesia, à
Rôquis.

Pelos passeios, brincadeiras e estripulias a
Onie.

Pela sensibilidade e reflexão,
Beth Zimmermann,

Pelas rezas-bravas,
a minha mãe.

E finalmente, pelo despertar da curiosidade científica
a meu pai.

Sumário

Agradecimentos
Sumário, 1
Resumo, 2
Receita, 3
1 Introdução, 4
2 Revisão Bibliográfica, 6
2.1 Breve histórico, 6
2.2 Combustão de lenha, 8
2.3 Combustão Limpa, 13
3 Equipamentos e Métodos experimentais, 20
3.1 Projeto do Protótipo, 20
3.2 Metodologia, 36
3.3 Montagem Experimental(Equipamentos), 48
3.4 Procedimento Experimental, 51
4 Resultados Experimentais e Análise, 56
4.1 Eficiência, 57
4.2 Teor de gases efluentes, 59
4.3 Análise de primeira lei, 64
4.4 Análise de segunda lei, 66
5 Conclusões, 69
6 Apêndice, 71
6.1 Equações de cálculo das propriedades dos gases, 71
6.2 Equações de cálculo da estequiometria da combustão, 73
6.3 Sumário dos testes realizados, 76
6.4. Planilhas de cálculo de eficiência, 77
6.5 Planilhas de cálculo de exergia dos gases de combustão, 87
6.6 Curvas de análise de gases, 91
7 Nomenclatura, 109
8 Bibliografia, 111

Resumo

O presente trabalho estudou a possibilidade de melhoria técnica de um fogão a lenha tradicional brasileiro, visando obter uma queima com menor emanação de poluentes tóxicos para o seu usuário e para o ambiente. Esta melhoria foi a adoção de um modo de queima alternativo para a lenha, onde o ar passa em fluxo co-corrente com esta, na grelha. Tal processo é denominado *Downdraft*.

Após ser proposto um modelo simplificado para o seu funcionamento, foi construído e testado um protótipo *Downdraft*. Seu desempenho foi avaliado através de análise de eficiência, balanço de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, e análise do teor de CO nos gases efluentes do fogão.

O protótipo revelou ter uma eficiência ligeiramente superior à do fogão tradicional, e os gases da combustão possuíram um teor bem menor de efluentes nocivos ao homem. A avaliação dos resultados motivou uma discussão que indica vários caminhos para outras melhorias.

Receita

Escolha uma panela funda, caldeirão ou panela de pressão: pique meio maço de cheiro verde, uma cebola grande, dois tomates, um dente de alho e sal a gosto. Coloque inicialmente a panela na boca média do fogão a lenha, (ou em fogo baixo no fogão a gás). Frite, em mais ou menos duas colheres (de sopa) de óleo o alho, junte o cheiro verde, a cebola e o tomate. Depois de obter um bom refogado, coloque dois litros de água na panela, e a carne cortada em cubos grandes. Ponha a panela na boca grande (ou em fogo alto), até ferver. Passe para fogo baixo e lá deixe por mais ou menos duas horas (ou somente uma se a panela for de pressão). Experimente ao fim do tempo para ver se a carne já está macia. Em caso positivo, acrescente as raízes, e cinco minutos depois as verduras, a gosto: mandioquinha, batata, cará, mandioca, cenoura, acelga, vagem, ervilha torta, e outros. Deixe cozinhar por mais quinze minutos (Cuidado para não deixar cozinhar demais!). Prepare esse ensopado enquanto estiver fazendo o almoço, e sirva-o de noite, quando ninguém estiver disposto a cozinhar. Se estiver fazendo frio, não haverá prazer maior.

(Receita tradicional)

1. Introdução

O Fogão a lenha é sabidamente um dos equipamentos térmicos mais antigos feitos pelo homem. Com o *boom* dos combustíves fósseis, a população urbana deixou de utilizar os combustíveis sólidos para a cocção, e passou a utilizar os fogões a gás liquefeito de petróleo.

No entanto, nos países em desenvolvimento, grande parte da população ainda utiliza o fogão a lenha para a cocção de alimentos. No caso brasileiro, isso se traduz em 26% das residências do país [Nogueira, 1992], tal como vemos na Tabela 1-1. Mesmo em zonas urbanas nota-se o uso de fogões a lenha na periferia, em conjunto com os fogões a gás.

Tabela 1-1 - Porcentagem de residências que possuem fogões a lenha e a carvão vegetal no Brasil (Nogueira, 1992)

Localização	Lenha (%)	Lenha e Carvão Vegetal (%)
Rural	77,5	86,0
Urbana	15,0	15,0
Total	26,0	31,0

Respirar os produtos da combustão incompleta que saem de um fogão a lenha convencional é garantidamente prejudicial à saúde. Na falta de dados estatísticos mais precisos sobre os danos que o uso de fogão a lenha faz à saúde humana, Smith [1986] procurou estabelecer em uma amostra de cozinhas em Gujarat - India - uma comparação entre a exposição diária média (3 horas) às emissões de um fogão a lenha e fumar cigarros. Nesta região é comum o uso de fogões a lenha sem chaminé. Em termos de monóxido de Carbono, a equivalência encontrada para a exposição foi a de se fumar 2 maços de cigarro diariamente. Em termos de substâncias orgânicas policíclicas, que são carcinogênicas, equivaleu a fumar 20 maços por dia; de material particulado, 2

maços por dia; e de formaldeídos, 5 maços por dia. No mesmo trabalho, o autor mostra que os níveis de concentração destas mesmas substâncias encontrados em cozinhas com fogões a lenha de câmara de combustão fechada e chaminé são inferiores, porém não insignificantes.

Trabalhos recentes, a partir de Prasad & Verhaart [1987] demonstraram a possibilidade de se reduzir a taxa de efluentes que eram produtos da combustão incompleta, através de modificações na geometria da câmara de combustão. Tais modificações originaram um tipo de processo de queima denominado *Downdraft*.

Uma vez que estes protótipos apresentavam excelentes resultados a nível de redução de efluentes tóxicos, surgiu a idéia da adaptação de um fogão a lenha tradicional brasileiro a esse processo de combustão. O primeiro passo foi dado por Martins e Barros [1992]: conceberam em conjunto com estudantes de Desenho Industrial da Universidade Federal do Amazonas e com habitantes de uma comunidade ribeirinha local, um fogão a lenha que operasse segundo o princípio. Um teste preliminar indicou a possibilidade de utilização do equipamento.

O objetivo deste trabalho foi de redimensionar, construir e testar o protótipo *downdraft* concebido por Martins e Barros [1992], explorando as possibilidades da Combustão Limpa. Para verificar o dimensionamento do protótipo, e também para compreender melhor seu funcionamento, foi elaborado um pequeno modelo para seu projeto. Foram avaliadas a eficiência, a emissão de Monóxido de Carbono, e feitos balanços de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

2. Revisão Bibliográfica.

2.1 BREVE HISTÓRICO

O estudo do fogão a lenha como equipamento térmico é fruto de trabalhos recentes. Grande parte do interesse no assunto surgiu com a crise de petróleo nos anos 70, quando governos e organizações internacionais motivaram programas de melhoria e disseminação dessa tecnologia, como medida para combater a escassez aguda de lenha nos países em desenvolvimento [Gill, 1987]. Nesta mesma época, o fogão em que mais da metade da população mundial cozinhava era alimentado por lenha ou resíduos da produção agro-pecuária [Prasad e Samgen, 1985].

Com suporte financeiro de governos e instituições, grupos de pesquisa se formaram. Surgiram muitos programas de difusão de fogões a lenha melhorados. Avaliando o trabalho feito até o meio dos anos 80, Manibog [1984] e Gill [1987] notaram o fracasso de vários programas de difusão, e tentaram analisar as causas. Uma das hipóteses foi o possível distanciamento entre a comunidade visada e a nova tecnologia proposta. Outra possível causa foi o desempenho inferior do fogão melhorado em relação ao de uso tradicional da comunidade. Foram observadas fortes discrepâncias entre valores de eficiência levantados, para um mesmo equipamento por diferentes pesquisadores. Por exemplo, a eficiência levantada para o fogão clássico de três pedras (fogo aberto) variou entre 2 e 30 %.

Por volta do início dos anos 80, diversos grupos de pesquisa iniciaram trabalhos laboratoriais onde se procurava a compreensão dos fenômenos físicos e químicos que ocorriam nos fogões. Buscaram-se metodologias de avaliação de desempenho mais detalhadas, e instrumentações mais sofisticadas. Diversos protótipos foram testados sem

haver a preocupação de serem práticos ou baratos, mas apenas buscando a compreensão fenomenológica (a título de exemplo: [Bussmann et. al., 1983; Geller, 1983; Prasad et.al., 1985]). O que se queria buscar no laboratório eram possibilidades tecnológicas já previamente estudadas para o extensionista, fornecendo-lhe assim meios de encontrar soluções junto às comunidades rurais.

Em vista das dificuldades e discrepâncias nos resultados encontrados, houveram interações entre grupos extensionistas e de laboratório, para estabelecer uma metodologia comum de avaliação do desempenho de fogões a lenha. Tal metodologia, conhecida como V.I.T.A. (Volunteers In Technical Assistance)foi mais tarde criticada por Martins [1989] em vista de ainda possuir pontos subjetivos, e o resultado ainda poder ser diferenciado, dependendo do pesquisador.

No Brasil, Pereira e Cruz [1979] fizeram uma determinação da eficiência do fogão a lenha tradicional da região Sul-Sudeste do país. Botelho [1986], levantou hábitos de uso do fogão a lenha no estado do Rio de Janeiro, e estudou aspectos sociológicos e culturais envolvidos. Sua postura foi a de estudar uma técnica artesanal que sobrevivia à marginalidade da estrutura técnico-industrial-energética de nossa sociedade, comprovando assim a inadequação desta estrutura às necessidades reais da população.

Martins [1989] estudou os diversos métodos para a obtenção de eficiência do fogão. A partir de uma nova metodologia proposta, re-avaliou a eficiência do fogão a lenha brasileiro típico da região sul-sudeste. Através de pequenas modificações, conseguiu melhorar esta eficiência média de 7.6 % para 12.6 %. Após esta melhoria, por meio de um tubo de calor, conseguiu fornecer energia do fogão para uma geladeira doméstica de ciclo de absorção.

2.2 COMBUSTÃO DE LENHA

2.2.1 A madeira vista como lenha:

Composição. Produto da fotossíntese, a madeira é uma substância química complexa. Seus maiores constituintes são a hemicelulose (um polisacarídeo), a celulose (um polímero) e a lignina (uma substância orgânica policíclica). A massa molecular da lignina, o mais baixo dentre os das três substâncias, é por volta de 1000 kg/kmol. Existe uma certa variação da concentração de cada um desses constituintes, mas de uma maneira não exata pode-se dizer que a celulose representa metade da massa da madeira, e as outras duas substâncias representam um quarto cada uma [Prasad e Sangen, 1985].

Outra forma de se caracterizar a composição da madeira seria a análise elementar, que é a porcentagem em massa dos diversos elementos químicos que compõem a madeira, sendo o restante (o que não queima) considerado como cinzas. Para o caso do *Eucaliptus Saligna*, madeira utilizada em nossos testes, assumimos neste trabalho a composição média, em base seca, segundo Sulilatu [1985] citada por Martins [1989]:

C	52 %
O	41 %
H	6 %
Cinzas	1 %

Umidade. Pode-se definir de duas formas a umidade da madeira: em base úmida, W_u ou em base seca, W_s. Por definição:

$$W_u = \frac{m_u - m_s}{m_u} \qquad \textbf{(2-1)}$$

$$W_s = \frac{m_u - m_s}{m_s} \qquad (2\text{-}2)$$

Onde:

m_u = massa da madeira úmida

m_s = massa da madeira depois de seca.

Portanto podem ser feitas as conversões:

$$W_u = \frac{W_s}{1 + W_s} \qquad (2\text{-}3)$$

$$W_s = \frac{W_u}{1 - W_u} \qquad (2\text{-}4)$$

Poder Calorífico Superior. É o calor desprendido por uma quantidade de madeira, depois que os produtos da combustão estiverem nas Condições Normais de Temperatura e Pressão (CNTP), e estando a água oriunda da combustão na forma líquida. Avaliado em base seca é essencialmente o mesmo para todas as madeiras, da ordem de 2×10^7 J/Kg [Hellwig, 1985]. Uma compilação da literatura sobre propriedades de biomassa [Jenkins, 1990], mostra uma variedade de funções que relacionam o poder calorífico superior (*PCS*) com a composição. Com base no teor de Carbono (em massa), foi dada a seguinte relação:

$$PCS = 20 - 20\,z \quad [MJ/kg] \qquad (2\text{-}5)$$

Onde z é a porcentagem de cinzas em base seca. Tal relação aplicada para madeiras possui um coeficiente de correlação $r^2 = 0{,}5$ e se aplica a qualquer tipo de biomassa. Para uma fração mássica de carbono da biomassa em base seca c entre 0,3 e 0,6 , que

é o caso da madeira, existe a relação [Jenkins, 1990]:

$$PCS = 2{,}3 + 35\,c \quad [MJ/kg] \tag{2-6}$$

com um coeficiente de correlação $r^2 = 0{,}805$.

Poder Calorífico Inferior. A diferença Entre o Poder Calorífico Inferior *PCI* e o *PCS* está no estado da água oriunda da combustão: para o primeiro, é calculado o calor desprendido, mas com a água no estado de vapor. Para o cálculo do *PCI* da madeira com umidade, utiliza-se a seguinte fórmula [Jenkins, 1990]:

$$PCI = \left(\frac{1}{1 + w_s}\right) \cdot \left(PCS - hlv \cdot (w_s + 9 \cdot h)\right) \quad [kJ/kg] \tag{2-7}$$

onde h_{lv} é o calor latente de vaporização da água, 2440 KJ/Kg a 25°C, e h é a fração mássica de hidrogênio no combustível em base seca.

2.2.2 O Processo de Combustão.

De uma forma geral, o processo de queima da madeira envolve os seguintes processos, descritos no esquema a seguir:

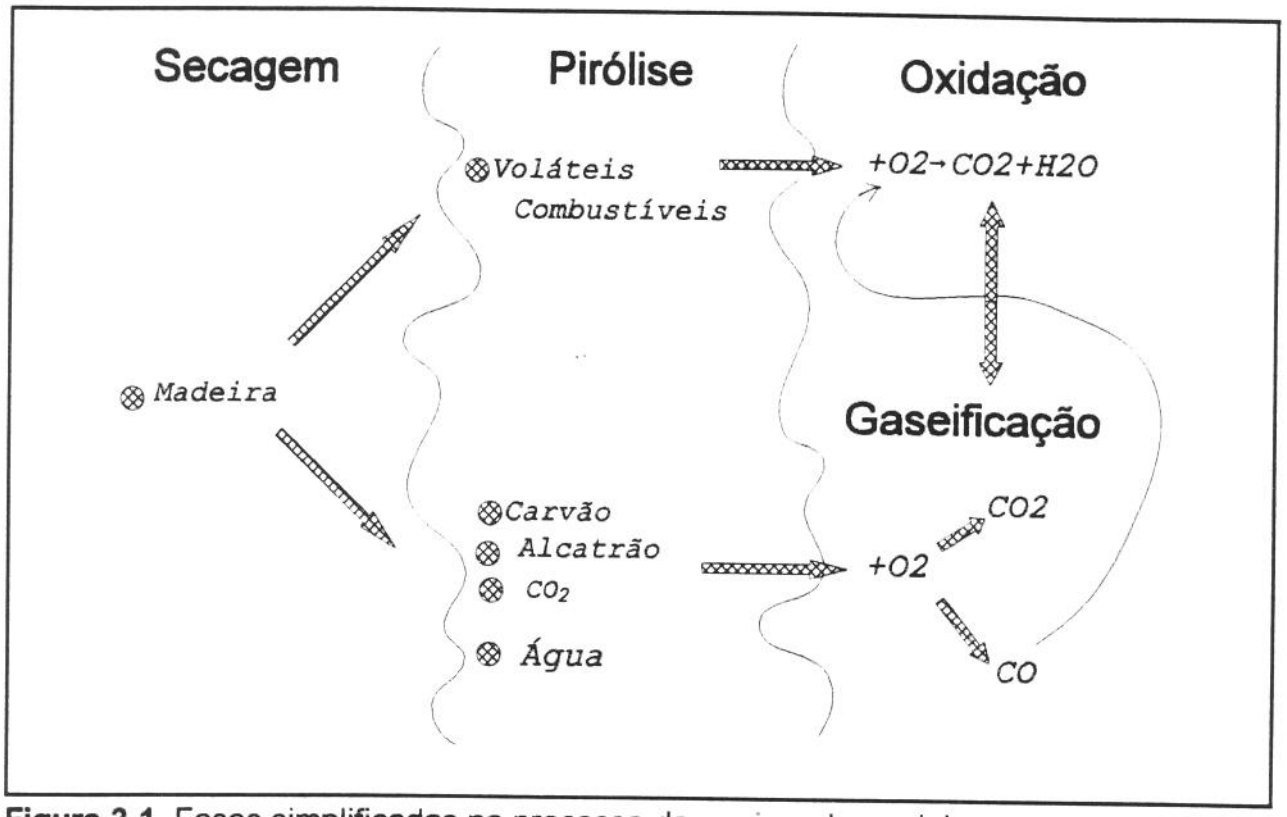


Figura 2-1 Fases simplificadas no processo de queima da madeira

Pode-se observar no esquema as diferentes transformações químicas envolvidas no processo de combustão da madeira: secagem, pirólise, gaseificação e oxidação.

Secagem. A água ferve na madeira a temperaturas entre 100 e 110°C. A umidade migra para a superfície, onde evapora para o ambiente. Quando a madeira se apresenta em pedaços grossos, a umidade pode também migrar em direção a sua parte interior. e

portanto concentrações de umidade maiores do que a original no núcleo são possíveis. Com um conteúdo de umidade maior do que 30% o calor disponível da queima do combustível é predominantemente utilizado para evaporar água.

Pirólise. É definida como sendo a decomposição térmica de material orgânico na ausência de oxigênio. A pirólise da madeira começa por volta de 200°C, produzindo Carvão, alcatrão, CO_2, água, e também CO, H_2 e hidrocarbonetos menores (voláteis). A proporção entre estes produtos e sua composição correta depende da temperatura, duração do aquecimento e também da composição da madeira, sua estrutura física, tamanho de suas partículas, e do ambiente em que a madeira se encontra.

Gaseificação. Por definição, é um processo Termoquímico, no qual material sólido orgânico se converte em gases combustíveis e incombustíveis, com a ajuda de pelo menos um dos seguintes reagentes: Oxigênio, vapor d'água, hidrogênio. Ocorre especialmente em altas temperaturas, e em presença de ar. A fronteira entre o processo de gaseificação e o de pirólise não é uma linha bem definida. Em geral a pirólise ocorre entre 200 e 500°C, enquanto que a gaseificação ocorre em temperaturas maiores, acima de 1000°C. No processo de gaseificação, produtos sólidos da pirólise ricos em carbono são convertidos em componentes gasosos pelas seguintes reações de equilíbrio:

i) $C + O_2 \rightleftharpoons CO_2$

ii) $C + CO_2 \rightleftharpoons 2\,CO$

iii) $C + H_2O \rightleftharpoons CO + H_2$

iv) $C + 2H_2 \rightleftharpoons CH_4$

Em altas temperaturas as reações (ii) e (iii) prevalecem, e são endotérmicas. Portanto, produz-se um gas rico em H_2 e CO. Os produtos resultantes da gaseificação são normalmente tão reativos que oxidam-se imediatamente.

Oxidação. Nesta fase, os produtos da gaseificação e/ou pirólise são convertidos em CO_2 e H_2O. As reações de oxidação são exotérmicas, e podem alcançar temperaturas de até 1600°C.

As quatro fases podem ocorrer ao mesmo tempo, na mesma partícula de madeira, ou cada fase pode predominar em regiões distintas de um dado fogão. Se o processo de combustão em um equipamento é completo ou não, depende de serem completos estes processos intermediários.

2.3 COMBUSTÃO LIMPA

Toxicidade dos produtos da combustão incompleta. A segunda mais importante tarefa depois da melhoria da eficiência em fogões tem sido a questão de reduzir a emissão de gases poluentes. Dentre os produtos da combustão incompleta, são muito nocivos à saúde humana os particulados, o monóxido de carbono, e as substâncias orgânicas policíclicas.

Os particulados são responsáveis por obstruções pulmonares e doenças crônicas decorrentes, tais como bronquite crônica e *cor pulmonale*, uma hipertrofia do ventrículo direito do coração, devido a obstruções no pulmão. As substâncias orgânicas policíclicas causam cânceres no sistema respiratório, particularmente no pulmão. O monóxido de carbono causa insuficiência respiratória devido a sua extrema afinidade com a hemoglobina, que transporta oxigênio para os tecidos do corpo. A escassez de estudos epidemiológicos sobre o uso do fogão a lenha fez com que Smith [1986] pesquisasse estes efeitos através do monitoramento dos níveis de emissão em cozinhas com fogões a lenha na India, levantando paralelos com populações sujeitas às mesmas emissões por outras fontes (cigarro e poluição ambiental urbana).

Indicadores da qualidade da combustão. Além de ser o mais nocivo dos produtos da combustão incompleta, o Monóxido de carbono (CO) é também um bom indicador da presença dos outros poluentes. Uma curva levantada por Sangen[1983], citado por Bussmann [1988] nos dá a relação que se encontra na Figura 2-2.

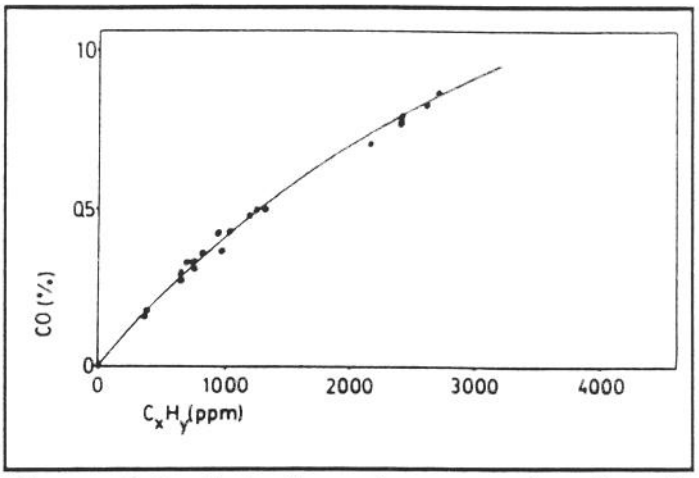


Figura 2-2- Relação entre concentrações de Monóxido de carbono e C_xH_y

Sulilatu [1985], citado por Bussmann [1988], pesquisou o efeito da concentração de CO na atmosfera em função do tempo de exposição, obtendo o resultado exposto na Figura 2-3.

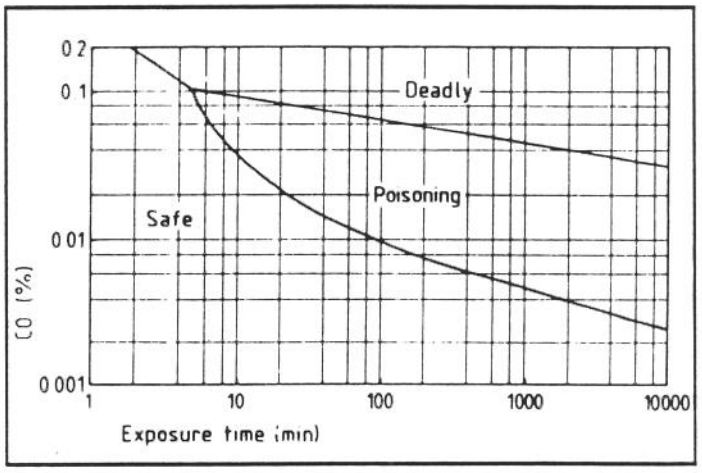


Figura 2-3- Toxicidade do Monóxido de Carbono em função do tempo de exposição.

Obter combustão completa na queima de lenha significa maximizar o processo de oxidação, dentre os processos já enumerados que ocorrem num fogão a lenha. Considera-se a relação CO/CO_2 um bom índice para a combustão limpa, porque elimina o efeito de uma possível diluição do gás efluente com ar ambiente: o CO é o resultado da combustão incompleta, e o CO_2 da completa. Um gás que tenha sido diluído em ar puro apresentará a mesma relação CO/CO_2 que antes de ter sido diluído [Hoek, 1989]. Como obter a combustão inteiramente completa é praticamente impossível em um fogão a lenha, um limite superior considerado aceitável é o de CO/CO2 < 1 % [Hoek, 1989].

Pesquisa em Combustão Limpa. Desde o fim dos anos 70 se buscava um protótipo com baixa emissão de efluentes tóxicos. No fim de 1979, foi feito o primeiro protótipo com a intenção de obter combustão limpa. O *Tubular Stove*, tal como mostrado na Figura 2-4, tratava-se de dois tubos concêntricos, e uma grelha no fundo. Haviam duas entradas de ar: uma de primario, que fluía por debaixo da grelha, e o ar secundário, que caminhava pelo espaço entre tubos, até sair pelos furos no tubo interno. Tal protótipo apresentou baixo teor de CO, mas seu funcionamento era facilmente perturbado. Com a alimentação de nova carga de lenha, o suprimento de ar secundário era insuficiente, e havia muita queima incompleta [Prasad e Verhaart, 1987].

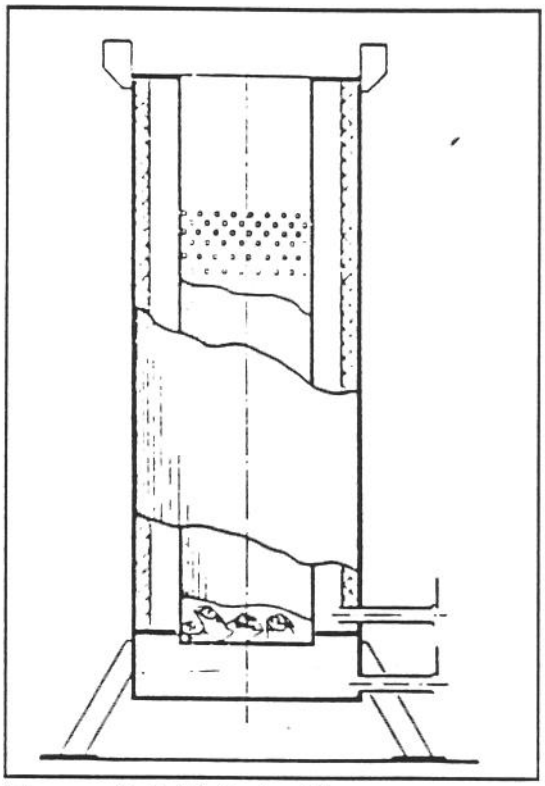


Figura 2-4- *Tubular Stove*

Outro protótipo encontrado data de 1983: o *Rocket Stove* construído por Larry Winiarski, em Oregon, constitui-se em uma modificação do protótipo anterior: tratava-se de dois tubos concêntricos, tal como o protótipo anterior, mas com uma entrada para pedaços compridos de lenha por um terceiro tubo, tal como ilustrado na figura 2-5.

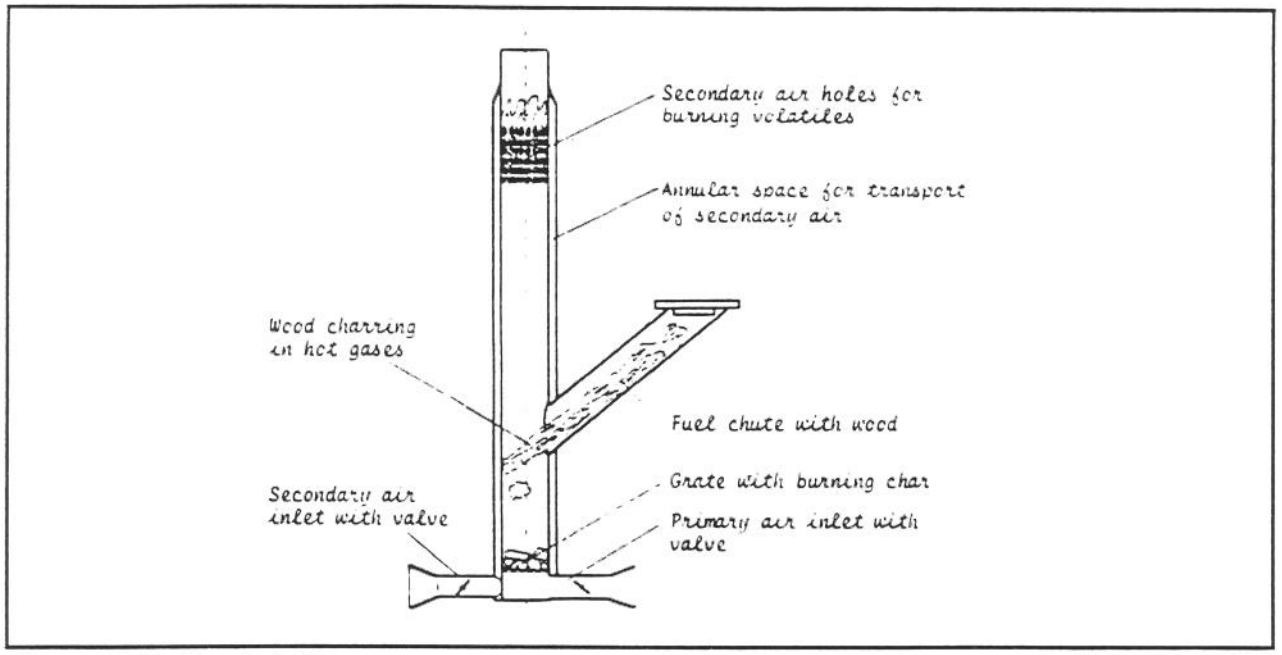


Figura 2-5- *Rocket Stove*

Apesar de ter apresentado bons resultados o protótipo é de difícil construção, e operação um tanto complicada, exigindo vários ajustes nas borboletas de controle de ar primário e secundário [Prasad e Verhaart, 1987].

Processo de combustão convencional e processo *Downdraft* . No Processo convencional de queima de lenha em leito fixo, até 80% da massa seca original da madeira, sob aquecimento moderado à temperatura de 250°C, é pirolisada, sobrando apenas o carvão. Os voláteis produtos da pirólise representam a grosso modo 60% do poder calorífico original da madeira.

A maioria dos fogões empregam o processo clássico, contra-corrente: o combustível, a medida que é consumido, move-se para baixo, enquanto o ar move-se para cima, através da grelha. Como resultado desta geometria, o ar fresco primeiramente entra em contato com carvão em combustão, de grande área de superfície específica, em função de sua porosidade. Portanto não é de se surpreender que mesmo a mais fina camada de carvão vegetal seja suficiente para consumir todo o oxigênio disponível no ar,

transformando-o, numa primeira instância, em dióxido de carbono.

Este processo libera uma grande quantidade de calor, de modo que, quando esta mistura quente de N_2 e CO_2 encontra com mais carvão no seu caminho subindo através do leito, uma segunda reação ocorre, reduzindo parte do CO_2 a CO. A redução é um processo endotérmico, e como resultado o gás esfria, fazendo com que a redução em camadas superiores seja menos intensa. Esta redução torna-se inexpressiva em temperaturas inferiores a 800°C. Assim sendo, o gás a temperaturas inferiores a esta última pode ser considerado quimicamente inerte para o sistema. Se as camadas superiores do leito contém madeira ainda não modificada, esta irá aquecer, pelo contato com o gás ainda quente, causando a sua pirólise, produzindo voláteis e carvão, longe de onde ocorre a combustão [Prasad e Verhaart, 1987].

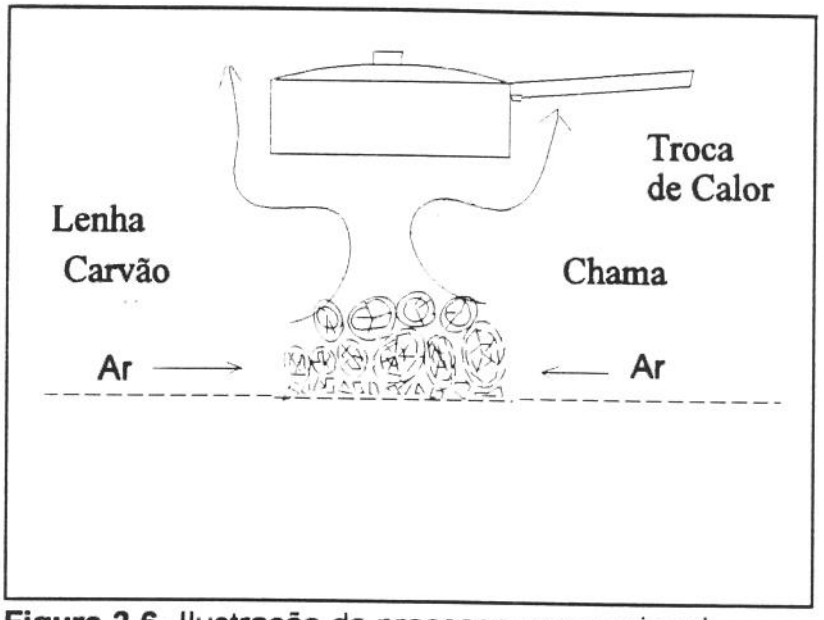


Figura 2-6- Ilustração do processo convencional.

Estes produtos da pirólise não encontrarão oxigênio na mistura de gases em que são inseridos, a não ser que se forneça ar secundário. Porém o ar secundário, que é fornecido normalmente frio, nos fogões a lenha, resfria repentinamente a chama, impedindo a re-conversão do CO formado em CO_2, mesmo na presença de oxigênio, que será usado somente para a queima de voláteis.

Emergindo por cima do leito, os gases de combustão (antes quentes e limpos) se resfriam e sujam-se com vapores de alcatrão. Os efluentes contém componentes

combustíveis, que podem unicamente ser queimados com mais ar, e ainda assim com dificuldade. Pode-se concluir da descrição acima que o ar e combustível poderiam fluir juntos, de forma co-corrente, ou paralela, ao invés de se encontrarem frente a frente. Sendo difícil suprir a madeira em modo ascendente, a alternativa fica fazer o ar fluir para baixo. Esta idéia foi aplicada recentemente, e com sucesso razoável, no fogão Downdraft.

Trabalhos recentes [Khan e Verhaart, 1989; Verhaart e Schutte, 1989; Khan e Schutte, 1989] têm demonstrado a possibilidade de obtenção de uma queima praticamente completa, através de algumas modificações na câmara de combustão, tornando-a adiabática e invertendo-se o fluxo de ar, como se mostra na Figura 2-7.

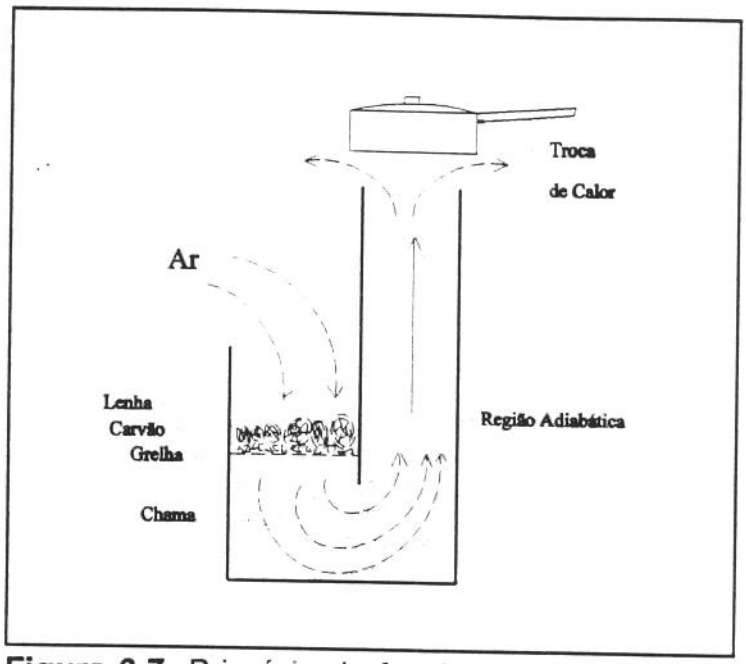


Figura 2-7- Princípio de funcionamento do fogão Downdraft

Essas modificações fazem com que os voláteis pirolisados pela radiação e condução do leito de carvão, juntamente com o ar para combustão passem por uma região de altas temperaturas (a grelha) onde ocorrem reações de craqueamento. Os gases resultantes passam então por uma região adiabática, fornecendo condições de tempo e temperatura para que as reações de combustão se completem. Em oposição aos gases quentes que envolvem a lenha fria que entra no processo (combustão convencional) a lenha fria no processo Downdraft recebe calor, por radiação, em uma proporção bem menor, diminuindo assim a pirólise descontrolada.

As temperaturas obtidas nos gases de escape são bastante elevadas, além de terem uma composição menos tóxica (baixas concentrações de CO e voláteis não queimados).

3 Equipamentos e Métodos Experimentais.

3.1 PROJETO DO PROTÓTIPO.

Foi elaborado um pequeno modelo para projeto de fogão a lenha de queima limpa, levando em conta as reações estequiométricas de combustão, o escoamento dos gases ao longo dos dutos do fogão e a transferência de calor dos gases quentes para o corpo do fogão, para as panelas, e para o ambiente. Este modelo foi implementado na linguagem computacional *Turbo Pascal* e utilizado no projeto do protótipo.

O modelo consiste em blocos

i) Combustão e propriedade dos gases efluentes,

ii) Escoamento viscoso e tiragem natural

iii) Transferência de calor,

que são descritos nos tópicos a seguir. Durante seu uso para projeto, considerou-se no geral todos os processos ocorrendo em regime permanente. Portanto os processos transientes (tal como a evolução das temperaturas ao longo de um ciclo de alimentação do fogão) foram avaliados através de valores médios.

3.1.1 Combustão e propriedades dos gases efluentes.

O modelo de estequiometria de combustão e propriedade dos gases sobressai-se em termos de refinamento em relação aos outros blocos, uma vez que algumas das rotinas de cálculo aqui apresentadas também foram utilizadas na avaliação dos resultados experimentais (cálculo de emissão de gases e balanço de Primeira e Segunda Leis).

O modelo faz o cálculo estequiométrico da combustão de lenha assumindo a presença dos seguintes gases efluentes: CO_2, H_2O, CO, N_2 e O_2, utilizando os seguintes dados como

parâmetros de entrada para o programa computacional:

i) Wu = Umidade da lenha em base úmida [decimal]

ii) c,h,o,z = Fração em massa, respectivamente, de Carbono, Hidrogênio, Oxigênio e Cinzas no combustível, em base seca [decimal]

iii) U.A. = Umidade absoluta do ar [decimal]

iv) α = Relação CO/CO_2 em volume nos gases produtos da combustão [decimal]

v) β = Relação $C_{fuligem}/C$, em massa [decimal]

vi) T_{amb} = Temperatura ambiente [^{0}C]

vii) PCS = Poder Calorífico Superior da Lenha Utilizada [Kcal/kg].

viii) E = Fator de excesso de ar [decimal] (E = 1 --→ combustão estequiométrica)

Depois de especificados estes dados, o programa calcula o valor do ar teórico (Ar_{te}, [kg/kg_{comb}]), e do ar real (Ar_{re}) necessário para a combustão, assim como a composição dos gases efluentes com a taxa de formação cada substância especificada em kg/kg_{comb}. Também é calculado o Poder Calorífico Inferior(*PCI*), e a temperatura adiabática de chama (T_{adcha}). A descrição detalhada das equações utilizadas pode ser encontrada nos ítens 6.1 e 6.2 do apêndice.

Para se calcular o calor perdido no resfriamento dos gases efluentes, o mesmo programa calcula a variação de entalpia Δh ocorrida nos gases, em KJ/kg_{comb}. As equações de cálculo da variação entálpica estão descritas no item 6.1 do apêndice. Para este cálculo da variação entálpica, utilizou-se funções empíricas de c_p para os diversos gases em função da temperatura.

3.1.2 Escoamento Viscoso e tiragem

Admitiu-se o escoamento como sendo viscoso e incompressível. Os gases são considerados fluidos newtonianos. A composição dos gases , gerada pelo modelo anterior é utilizada para o cálculo da viscosidade e densidade. A perda de carga é

calculada por metro de duto, utilizando-se fórmulas empíricas para o cálculo do fator de atrito (Diagrama de Moody - ver item 6.1 do Apêndice) e das viscosidades. As perdas de carga localizadas são calculadas por:

$$\Delta P = \frac{8\ K\ \dot{m}^2\ v}{\pi^2\ d_h^4} \qquad \textbf{(3-1)}$$

onde:

K = Fator de atrito relativo à perda localizada.

$\dot{m}$ = Taxa de massa de gases quentes.

v = volume específico dos gases quentes.

d_h = diâmetro hidráulico da secção de entrada.

O volume específico dos gases em função de sua pressão e temperatura é calculado através da equação de Riedlich-Kwong para gases ideais , descrita no item 6.1 do apêndice.

Um termo para cálculo do empuxo de um gás incompressível dentro de um duto, (tiragem da chaminé) foi incluído na equação que calcula a perda de carga. As perdas de carga distribuídas, levando-se em consideração o empuxo, são calculados então por:

$$\Delta P = f(Re,\ e/D_h)\ \cdot \frac{8\dot{m}^2 v}{\pi^2\ D_h^5} \cdot \left(\frac{1}{v_{amb}} - \frac{1}{v}\right)\ g\ sen(\theta) \qquad \textbf{(3-2)}$$

onde:

Re = Número de Reynolds, calculado usando D_h

e/D_h = rugosidade relativa.

v_{amb} = volume específico do ar ambiente.

g = Campo gravitacional.

θ = Inclinação do trecho, sendo 0° a horizontal.

O programa na linguagem Turbo-Pascal que faz os cálculos necessita, como parâmetros de entrada:

i) As condições de pressão e temperatura ambiente.

ii) O número de trechos presentes no equipamento em questão

Em seguida, para cada trecho:

iii) O tipo de trecho (Perda de carga localizada, distribuída em duto de secção circular ou distribuída em duto de secção retangular).

iv) A temperatura dos gases no trecho.

v) As dimensões características do trecho (largura, altura, comprimento , diâmetro, rugosidade relativa).

3.1.3 Transferência de Calor

Para se calcular a perda de calor dos gases quentes que fluem no interior do queimador, faz-se um balanço de energia em cada trecho do queimador.

Calcula-se a potência nominal do queimador por:

$$Pn = \dot{m}_{lenha} PCI \qquad \textbf{(3-3)}$$

Estimam-se coeficientes globais de transferência de calor no queimador, que são confirmados através do balanço, que se mostra na figura 3.1

Realizando-se este balanço de energia, diz-se que :

$$\dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \qquad \textbf{(3-4)}$$

onde $\dot{Q}_{conv}$, o calor transferido para o ambiente por convecção e $\dot{Q}_{rad}$, o calor por radiação, são calculados por:

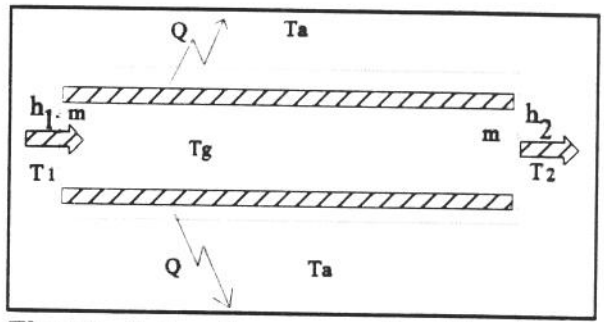


Figura 3-1 - Esquema simplificado do queimador

$$\dot{Q}_{conv} = U(T_g - T_a)A \qquad (3\text{-}5)$$

onde:

T_g = Temperatura dos gases no interior do duto.

T_a = temperatura ambiente.

A = superfície de troca de calor.

U = coeficiente global de troca de calor, dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{l}{k} + \frac{1}{h_a}} \qquad (3\text{-}6)$$

onde:

h_g = Coeficiente de película de convecção interna.

l = Espessura da parede do queimador.

k = condutividade térmica do material do queimador.

h_a = Coeficiente de película de convecção externa.

Q_{rad}, o calor por radiação, trocado entre um objeto convexo circundado por uma superfície côncava muito grande (que no caso pode ser considerada o ambiente) é calculado, segundo Holman [1963] através de:

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma A_o \varepsilon_o (T^4_o - T^4_a) \qquad (3\text{-}7)$$

onde:

σ = Constante de Stefan-Boltzmann = 5,699 x 10^{-8} W/m^2K^4.

A_o = Área externa do objeto

ε_o = Emissividade do objeto.

T_o, T_a = Temperatura do objeto e da superfície côncava.

Calcula-se Δh, a variação de entalpia dos gases produtos da combustão, através de:

$$\Delta h = (h_2 - h_1) = \sum_{i=1}^{n} \int_{T_1}^{T_2} \dot{m}_i c_{pi} dT \quad [kJ/kg_{comb}] \qquad (3\text{-}8)$$

onde: h = Entalpia da mistura de gases.

i = número da substância componente da mistura gasosa.

n = número total de componentes.

$\dot{m}_i$ = taxa de massa do componente i da mistura gasosa.

c_{pi} = Calor específico do componente i.

Tendo a taxa de queima, a temperatura adiabática de chama e os dados sobre o escoamento dos gases, pode-se calcular as taxas de transferência de calor através dos coeficientes de película típicos para fogões a lenha, propostos por Prasad, Sangen et ali. [1985]; Lepeleire e Christiaens [1983].

3.1.4 Dimensionamento do protótipo

O protótipo foi baseado naquele concebido por Martins [1992] Seu desenho esquemático pode ser observado nas figuras 3.2, 3.3 e 3.4, sendo constituído de três partes: queimador, trocador de calor e chaminé.

O queimador de lenha que funciona próximo ao solo, onde se deposita a lenha na grelha,pela boca de alimentação. É feito em cerâmica , e dele sai a primeira chaminé, levando os gases quentes da combustão a um trocador de calor. Este trata-se de um jirau de madeira preenchido com terra recoberta por argila, onde é cavado um canal(por onde os gases da combustão passam), em que existem ressaltos removíveis para se aumentar a turbulência dos gases sob as panelas. Uma chapa, feita em ferro fundido, onde existem furos sobre os quais se apoiam as panelas P1,P2 e P3, é apoiada sobre o canal. Havendo a troca de calor dos gases com as panelas, estes são retirados através da segunda chaminé, que está apoiada em uma base feita em aço, na qual existe uma borboleta, para o controle da vazão de gases.

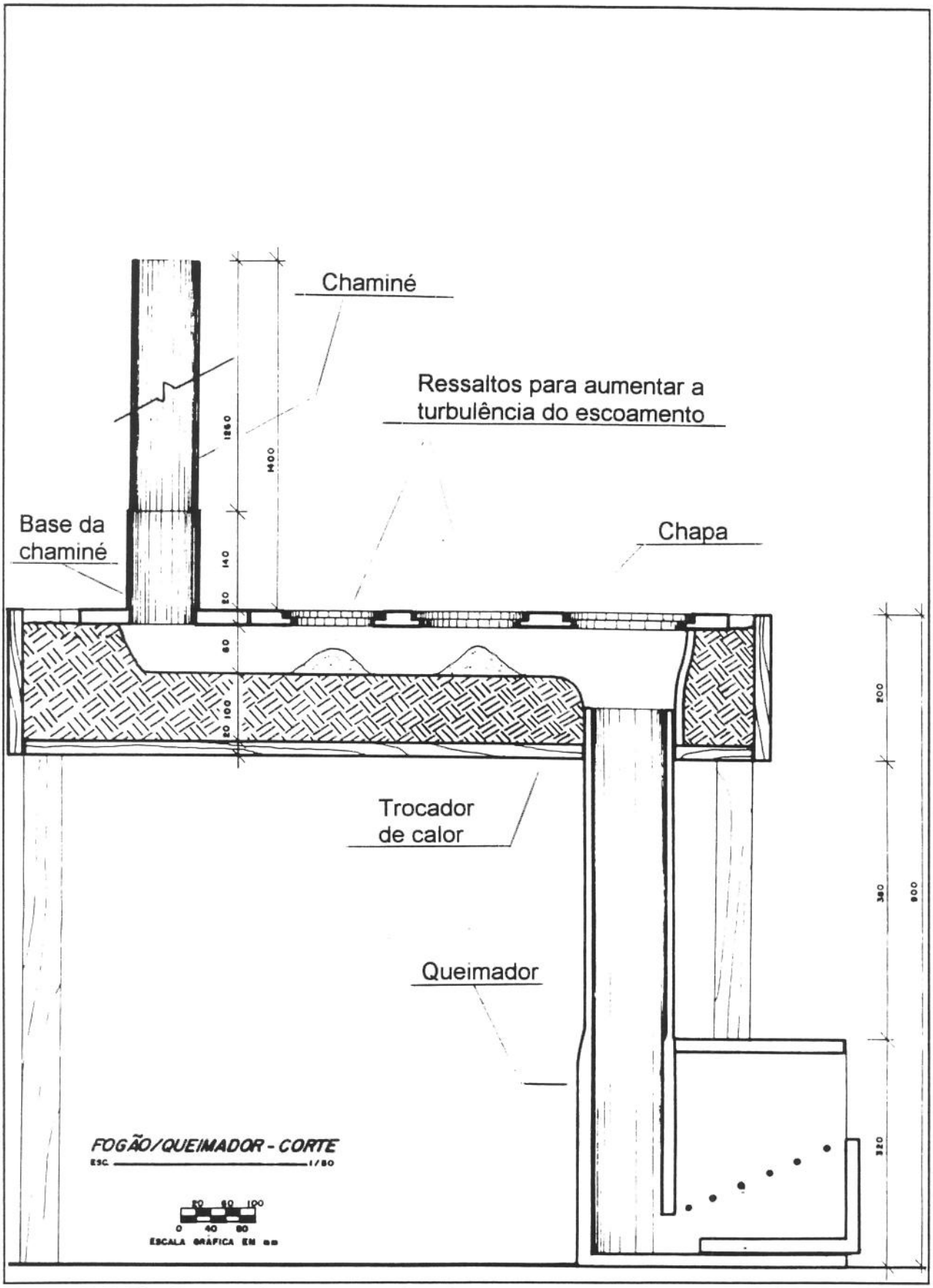


Figura 3-2- Fogão completo, com queimador, trocador de calor e chaminé.

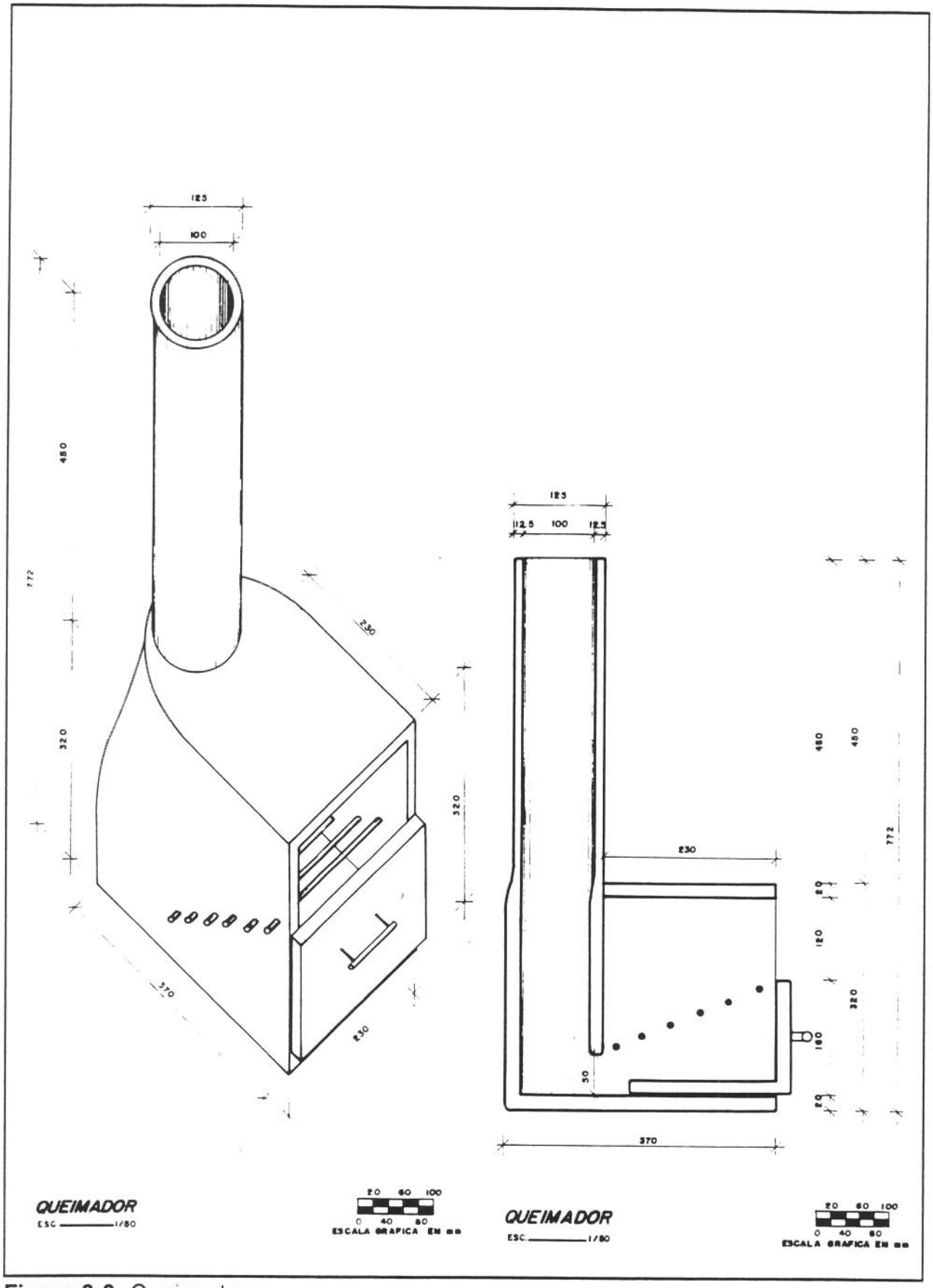
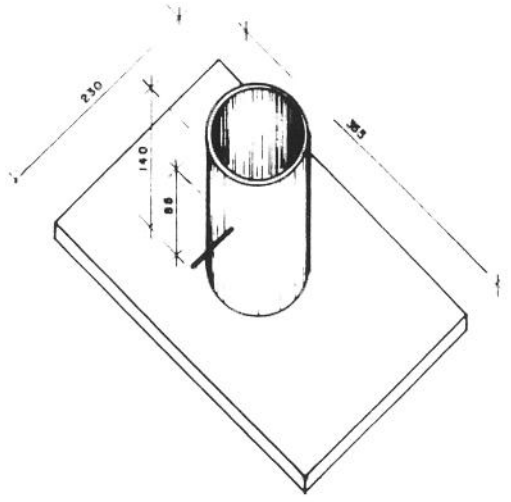


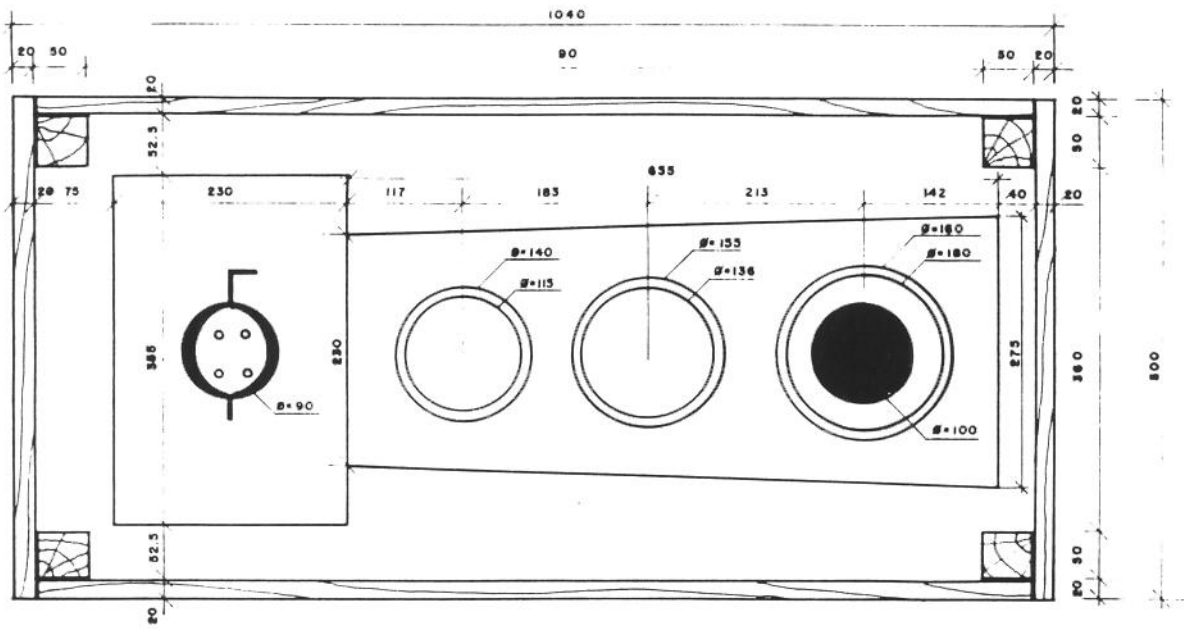
Figura 3-3- Queimador



BASE DA CHAMINÉ

ESC ——— 1/50

20 60 100
0 40 80
ESCALA GRAFICA EM mm



FOGÃO - VISTA SUPERIOR

ESC ——— 1/50

20 60 100
0 40 80
ESCALA GRAFICA EM mm

Figura 3-4- Trocador de calor (vista da base e vista superior).

Verificação do projeto. Assumiu-se um funcionamento em regime permantente estacionário. Calculou-se um regime de queima médio através dos programas de estequiometria, supondo combustão completa e utilizando um fator de excesso de ar $E=2$, e uma umidade para a lenha $Wu=0,12$. O Poder Calorífico Superior adotado para o Eucalipto foi $PCS = 20.000$ KJ/kg.

Com base em Martins [1989] que testou um fogão de lenha melhorado utilizando uma chapa de mesmas dimensões, estimou-se a necessidade de uma Potência Util média $Pu_m = 1$ KW. Supondo uma eficiência de $\eta = 10$ %, que é a ordem de grandeza da eficiência de fogões a lenha fechados, calculou-se uma Potência Nominal $Pn = 10$ KW. Uma suposta taxa de alimentação de lenha $m = 0,4$ kg/10 min foi adotada, mas em um regime permanente estacionário.

De posse dos dados estequiométricos, com base na suposição de uma temperatura dos gases na entrada de 300 K e na saída 1000 K estimou-se uma temperatura média dos gases no interior do queimador de $T_g = 650$ K. Com base na equação (3-3), calculou-se a perda de calor por convecção e radiação ocorrida no queimador. Os valores adotados para os coeficientes das equações foram:

i) $k = 0,29$ W/m.K [Holman, 1963]

ii) $h_g = 30$ W/m^{2}K [Prasad, Sangen et. ali., 1985])

iii) $h_a = 10$ W/m^{2}K [Lepeleire e Christiaens, 1983]

iv) $\varepsilon = 0,93$ [Holman, 1963]

O fluxo de calor calculado resultou em $\dot{Q} = 5572$ KW. Assumindo que os gases atingiram uma hipotética temperatura adiabática de chama, subtraiu-se, através do programa de cálculo de variações de entalpia, a quantidade de energia por $\dot{Q}$, calculando a temperatura resultante dos gases. O resultado foi uma temperatura $T_g = 866$ K, adotada

para o trecho de duto do trocador de calor. Prevendo uma perda de calor dos gases no trocador, e baseado em Martins[1989] supôs-se um esfriamento destes até T_g = 500 K no trecho depois da última panela.

De posse do desenho do fogão, e dos cálculos anteriores, utilizou-se o Modelo de Escoamento Viscoso para verificar se o fogão conseguiria ou não manter a circulação de gases necessária para o regime de queima adotado, através da tiragem natural da primeira e segunda chaminé.

Consultando valores de coeficientes de perda de carga em um manual técnico de ar condicionado [ASHRAE, 1985], foram achados valores práticos para diversas geometrias de escoamento de gases no interior de dutos. Enquadrou-se cada trecho relevante do fogão dentro de uma das geometrias encontradas, totali-

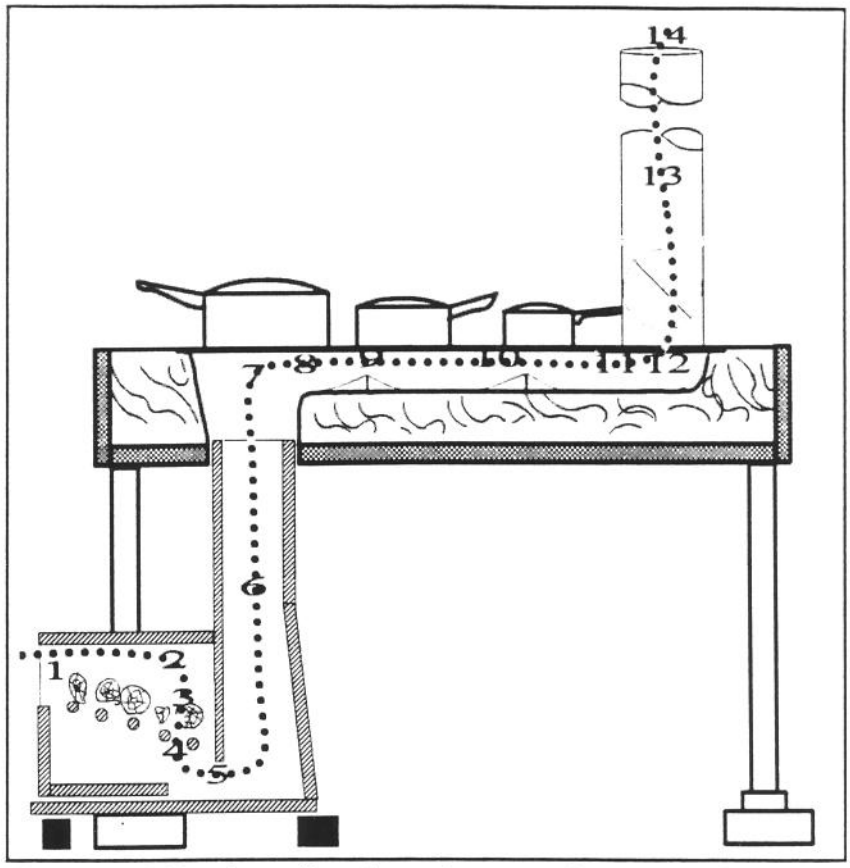


Figura 3-5- Localização dos trechos considerados importantes para o modelo de escoamento viscoso e tiragem.

ENTRADA DE DADOS

Ficha de Dados= thomaz

taxa= 0.00800
temp= 298
Pressao= 101325
Numero de trechos= 14

Dados relativos a cada trecho

	TIPO	COMPR	TEMP	DIM1	DIM2	DIM3	RUGREL	P. CARGA
TR.1	3	0.150	300.00	0.20	0.200	0.50	0.00200	0.01
TR.2	3	0.100	300.00	0.20	0.200	1.00	0.00200	0.03
TR.3	3	0.100	650.00	0.20	0.200	6.00	0.00200	0.36
TR.4	3	0.150	650.00	0.20	0.200	0.50	0.00200	0.03
TR.5	3	0.100	650.00	0.20	0.050	1.70	0.00200	3.96
TR.6	1	0.750	650.00	0.10	0.100	90.00	0.00200	-4.40
TR.7	3	0.250	866.00	0.10	0.100	0.14	0.00200	0.18
TR.8	3	0.150	866.00	0.12	0.060	0.00	0.00200	0.00
TR.9	3	0.200	866.00	0.12	0.040	0.10	0.00200	1.08
TR.10	3	0.150	866.00	0.12	0.025	0.00	0.00200	3.47
TR.11	3	0.100	500.00	0.12	0.060	0.10	0.00200	0.18
TR.12	3	0.100	500.00	0.10	0.100	0.19	0.00200	0.14
TR.13	1	1.400	500.00	0.09	0.000	90.00	0.00100	-5.86
TR.14	3	0.000	500.00	0.10	0.100	1.00	0.00200	0.73

Figura 3-6- Entradas e Saídas do Programa de Escoamento Viscoso e tiragem.

zando-se 14 trechos, enumerados na figura 3-6

O programa calcula a pressão estática ao longo de uma linha de corrente que passa pelo duto do fogão. A figura 3-6 mostra as entradas e saídas do programa de perda de carga e empuxo. "TR" é o número do trecho."Compr" é o comprimento. "Rugrel" é a rugosidade relativa do material no trecho. "Tipo" é o tipo do trecho.

Tipo	Descrição	Dim 1	Dim 2	Dim 3
Tipo 1	Duto cilindrico reto, inclinado de 0 a 90°	diâmetro do cilindro (m)	não é lido	inclinaçao do duto [°]
Tipo 2	Duto de seção retangular reto	Dimensão de um dos lados do retângulo [m]	Dim. de um lado do retângulo [m]	Inclinação do duto [°]
Tipo 3	Perda de Carga Localizada. Calculada para um duto de secção retangular.	Dimensão de um dos lados do retangulo [m]	Dim. de um lado do retângulo [m]	coefic. de perda de carga

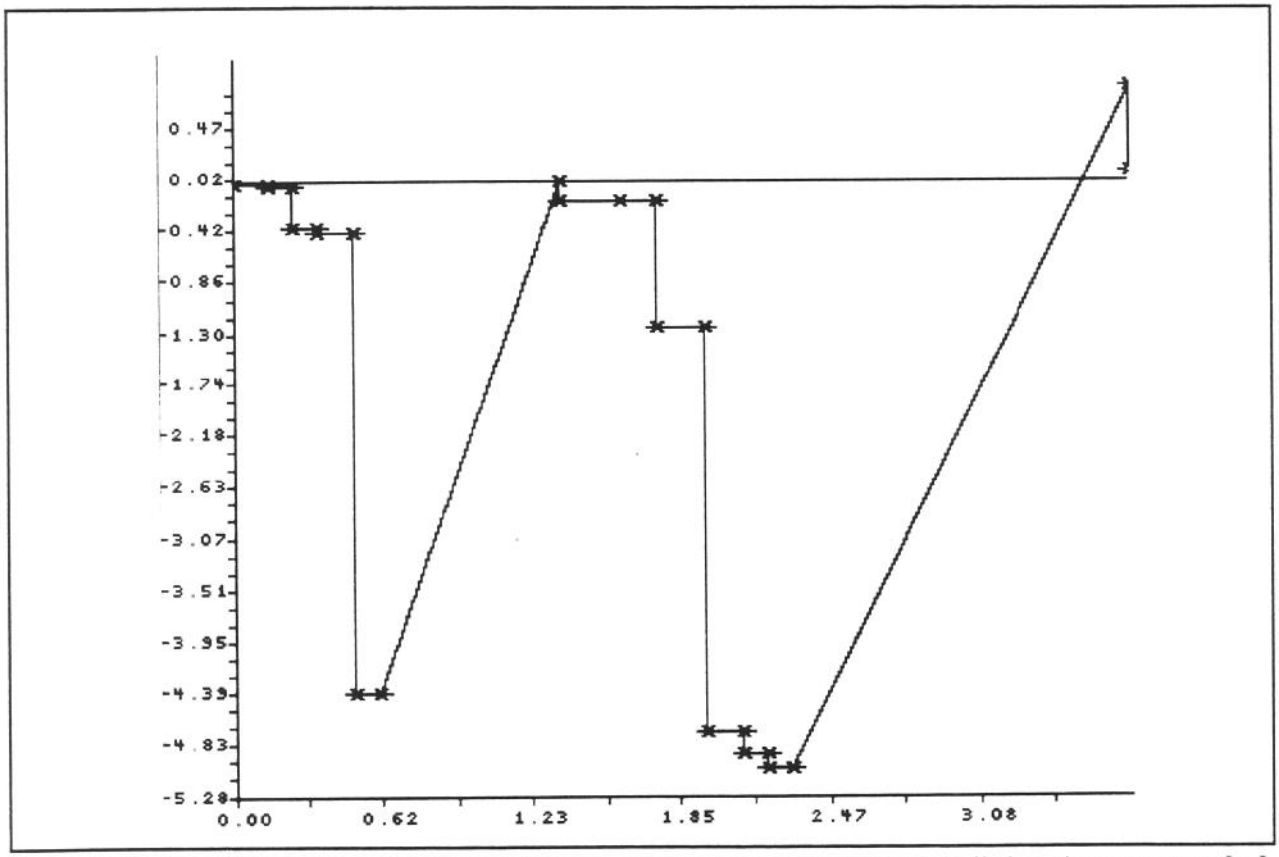


Figura 3-7-Pressão estática [Pa] em função do comprimento de uma linha de corrente [m]. Tela de saída do programa de calculos de Escoamento Viscoso e Tiragem.

Na existência de perda de carga localizada, esta foi calculada para um duto de secção retangular. Caso seja para um duto cilindrico, deve-se entrar com o diâmetro Dim1 = Dim2.

Na última coluna da figura 3-6 já temos os resultados de perda de carga por trecho. Tais resultados eram automaticamente plotados em um gráfico de saída para facilitar o trabalho de visualização. O gráfico mostrado na tela de saída se encontra na figura 3-7, plotando a pressão estática ao longo da linha de corrente.

Como a pressão estática na linha de corrente é zero na entrada do queimador , a forma utilizada para checar se os cálculos estavam corretos foi verificar se era ou não obtido o valor zero de pressão estática na saída da segunda chaminé, num ponto já na atmosfera exterior ao duto. Os resultados indicaram a existência de uma perda de carga muito grande na restrição existente logo antes da entrada da primeira chaminé, na base desta.

3.1.5 Construção do Protótipo.

Queimador. Este foi construído com argila aditivada com cinza de casca de arroz. Queimou-se casca de arroz em quantidade suficiente para ser misturada com argila seca e peneirada, na razão de 1:10 em volume. Adicionou-se água a tal mistura, fazendo assim uma massa, que foi homogeneizada ainda úmida. Com a massa um pouco mais seca do que quando preparada, moldaram-se em formas retangulares as paredes retas do queimador, assim como o seu fundo. A chaminé foi moldada em torno de um cano de PVC branco de 100 mm.

Depois que as placas adquiriram dureza suficiente para serem sustentadas em pé sobre uma mesa sem se deformarem, foram coladas, através de um processo utilizado por ceramistas: umedeceu-se as extremidades a serem unidas, até que estas adquiriram a consistência da argila que foi utilizada como "cola". Este processo evita a formação de rachaduras durante o processo de secagem.

Unidas todas as partes deixou-se o queimador secando por volta de um mês. Construído um forno rudimentar (um buraco no solo coberto por um "iglu" de tijolos), assou-se o queimador por um período de 12 horas, promovendo assim o endurecimento da cerâmica. Retirou-se o protótipo do forno, e foram dispostas barras de aço doce onde seria a grelha. Posteriormente foram abertos orifícios para a instalação de termopares, sonda de pressão e de amostragem de gases. As frestas entre estes sensores e o queimador foram vedadas com lã mineral (fibra de Al_2O_3).

Trocador de Calor Construiu-se em madeira de boa qualidade (Perobinha) um jirau, segundo as dimensões que podem ser observadas nas **figuras 3-2 e 3-4**. A união das peças de madeira foi feita através de parafusos auto-tarrachantes. Tapando a abertura existente no seu fundo para o acoplamento do queimador, preencheu-se o Jirau com terra de barranco , até aproximadamente 4 cm da boca superior. Escavando-se na terra foi moldado o perfil do canal que passaria por debaixo da chapa.

Através de uma mistura de argila, cerâmica refratária moída (chamote) e açúcar na proporção de 6:1:1, respectivamente, fez-se uma massa (misturando-se com água até o ponto desejado) para cobrir a superfície de terra aparente. Sobre esta massa ainda úmida "carimbou-se" o formato inferior da chapa sobre o canal, obtendo-se assim um encaixe estanque e uniforme. O mesmo se fez com a base da chaminé, peça construída em aço, descrita na **figura 3-3**. Com a chapa e a base da chaminé encaixadas deixou-se esta massa secar durante quinze dias, durante os quais foram necessários reparos diários nas rachaduras que se formavam devido à retração da massa por secagem. Com a massa já meio seca, foram feitos furos no trocador de calor, e introduzidos tubos de cobre, pelos quais se passaram termopares.

Terminada a secagem do trocador de calor, este foi acoplado ao queimador, já no laboratório, e a folga existente na região do acoplamento entre os dois componentes foi vedada com Lã mineral (fibra de Al_2O_3). Outros orifícios e frestas porventura encontrados foram vedados com o mesmo material.

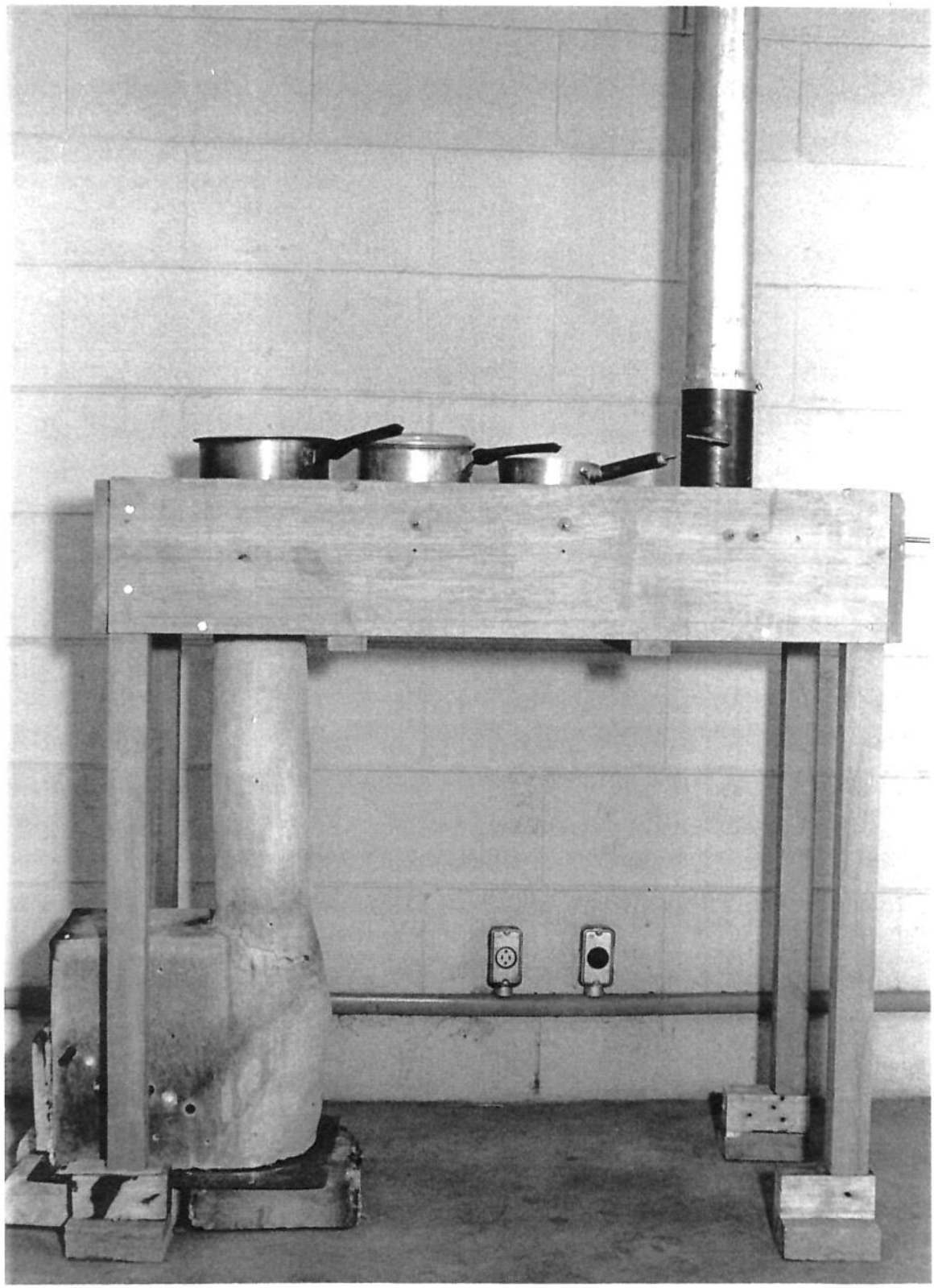


Figura 3-8- Fotografias do protótipo depois de pronto. Foto:Marcos Muzi

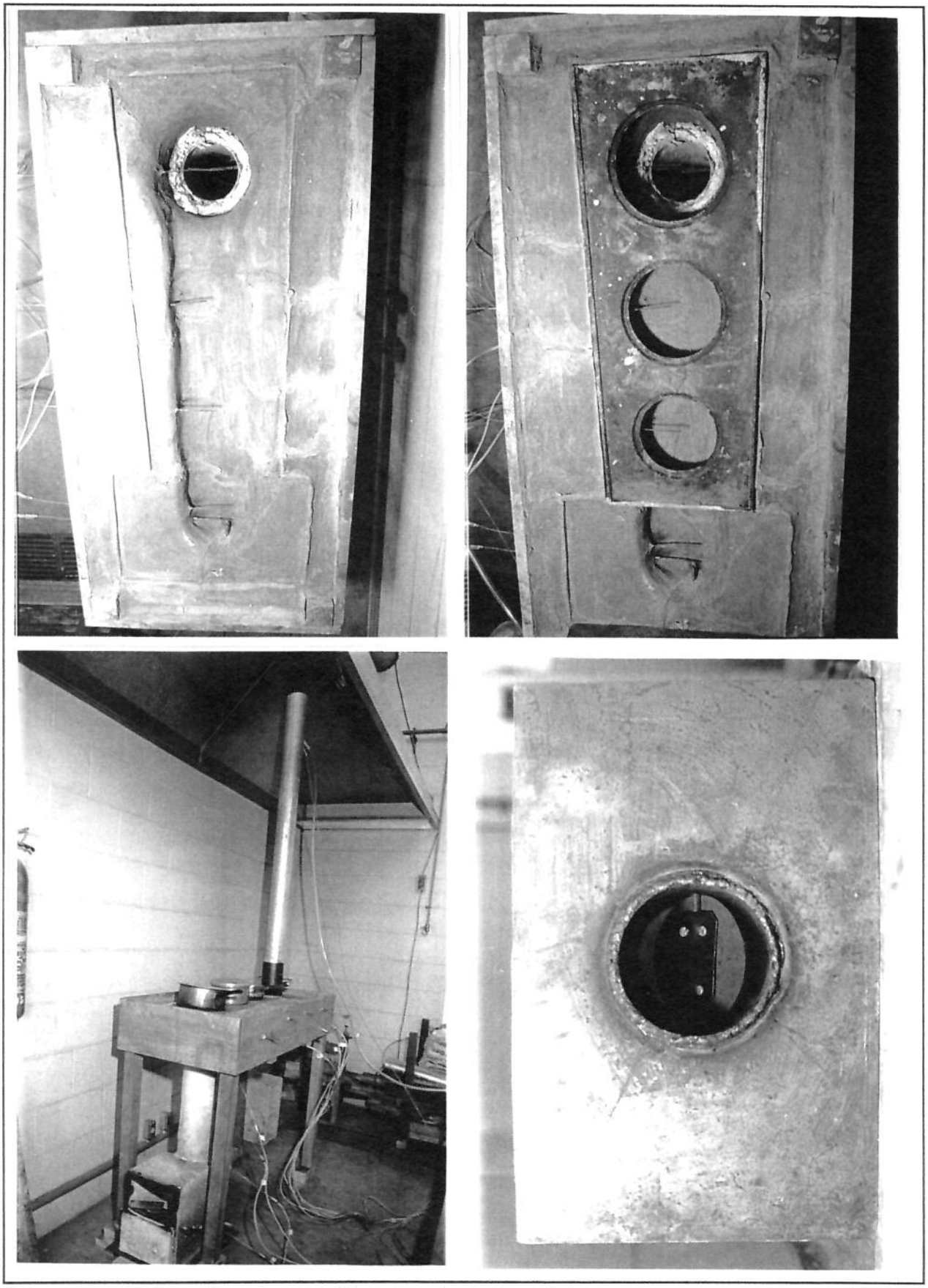


Figura 3-9- Fotografias do protótipo depois de pronto Foto: Marcos Muzi

3.2 METODOLOGIA

3.2.1 Cálculo de eficiência

Adotou-se para este cálculo a metodologia proposta por Martins [1989].

Tal como mencionado no capítulo 2, a metodologia V.I.T.A. original foi uma proposta inicial de uma norma metodológica internacional para o teste de fogões a lenha.

A metodologia V.I.T.A. divide-se em duas fases: uma de alta potência, onde se visa aquecer a água das panelas o mais rapidamente possível, mantendo-se este regime de operação por mais 15 minutos após a entrada em ebulição da água. Ao final desse período são pesadas as panelas com água, a lenha e o carvão restantes. A diferença entre as pesagens feitas no início e no final da fase resultam na massa de água evaporada durante o teste. Na segunda fase tenta-se manter a menor potência possível, mas de modo que a primeira panela não cesse a fervura.

O objetivo desta metodologia foi o de testar o fogão em condições próximas de sua utilização: A fase de potência máxima reflete a necessidade de se atingir rapidamente a temperatura de cocção. A segunda fase reflete a necessidade de se economizar lenha depois que as panelas já atingiram a fervura. No entanto, os conceitos de maior e menor potência possíveis são dependentes da habilidade do operador.

A modificação de Martins [1989] foi a de estabelecer um regime controlado de alimentação do fogão. Ao invés de serem feitas duas fases de teste, passou-se a ser feita uma única fase com taxa de alimentação controlada. Embora tal método se afaste da realidade de utilização do fogão, fica garantida uma maior reprodutibilidade.

A metodologia segue as seguintes etapas:

i) Em cada panela era colocado água até cerca de 2/3 de seu volume total,a panela era pesada, e a temperatura da água é registrada.

ii) A quantidade total de lenha a ser utilizada no teste é dividida em cargas de pesos aproximadamente iguais.

iii) A carga é introduzida a intervalos constantes de tempo

iv) É feito um acompanhamento das temperaturas da água nas panelas e registrado o tempo necessário para ebulição em cada uma.

v) Após a introdução da última carga o teste continua até que toda a lenha tenha sido consumida (só reste carvão no leito) e não haja mais chama. (queima de voláteis)

vi) O tempo de duração do teste (Δt) é então anotado e as panelas são retiradas e pesadas, ocorrendo o mesmo com o carvão restante.

vii) A cada teste varia-se a quantidade total de lenha, e conseqüentemente o peso de cada carga, de maneira a obter-se diferentes potências fornecidas.

No presente trabalho foi adotado o mesmo procedimento, com excessão do ítem v): a interrupção do teste se dava na hora em que a última panela cessava a fervura, o que costumava ocorrer em um tempo posterior ao do fim da presença de chamas. O carvão que remanescia após o teste era pouco, a ponto de não influir na precisão da determinação da eficiência

Seguindo a metodologia citada, calculou-se o calor nominal fornecido (Q_n) por:

$$Qn=(\sum_{1}^{n} \Delta m_i)\ PCI \qquad \textbf{(3-9)}$$

Onde:

Δm_i = Massa de cada carga de lenha.

Calculou-se a potência nominal média (Pn_m)por:

$$Pn_m=\frac{Qn}{\Delta t} \qquad \textbf{(3-10)}$$

Onde:

Δt = Tempo de duração do teste.

Calculou-se o Calor Útil transferido para a água de cada panela ($Q_{u,i}$) durante um teste através de:

$$Q_{u,i} = m_{H_2Oi}\,\Delta T_i + \Delta m_{H_2Oi}\,h_{fv} \qquad \textbf{(3-11)}$$

Onde:

i = Número da panela

m_{H2Oi} = Massa de água da panela no início do teste.

ΔT_i = Variação de temperatura da água da panela.

Δm_{H2Oi} = Variação de massa de água da panela i.

Calculou-se a Potência Média útil (Pu_m) através de:

$$Pu_m = \sum_{1}^{3} \frac{Q_{u,Pi}}{\Delta t} \qquad \textbf{(3-12)}$$

A eficiência de cada panela foi calculada por:

$$\eta_i = \left(\frac{Q_{u,Pi}}{Q_n} \right) 100 \qquad \textbf{(3-13)}$$

Note que o calor útil definido na eficiência das panelas é aquele que a água delas recebe, e portanto é uma quantidade menor do que o calor que a panela como um todo realmente recebe do fogão.

A eficiência do fogão é finalmente calculada por:

$$\eta = \left(\frac{\sum_{1}^{3} P_u}{Pm_n} \right) 100 \qquad \textbf{(3-14)}$$

3.2.2 Determinação da curva de consumo de lenha

Quando se alimenta o fogão a lenha com pequenas cargas em pequenos intervalos, pode-se considerar como se fosse um regime de alimentação estacionário. Porém,com cargas grandes em grandes intervalos de tempo, convém considerar um regime permanente periódico [Bussmann, 1988], onde a taxa de lenha é uma curva que repete a cada alimentação, se não houver acúmulo de carvão no leito.

A curva da taxa de lenha $\dot{m}(t)$ consumida durante um período de alimentação é necessária para o cálculo da emissão de efluentes e do Balanço de Primeira e Segunda Lei, como será visto nos tópicos que seguem a este. Obtém-se $\dot{m}(t)$ através do monitoramento da curva de massa de lenha no tempo,$m(t)$, que é a sua integral.

A maneira encontrada na literatura para obter esta curva periódica é a de montar o fogão em funcionamento sobre uma balança, sendo esta conectada a um sistema de aquisição de dados [Bussmann e Visser, 1983]. Tara-se a balança com o peso do fogão sem combustível, e se acende o fogo, sem água nas panelas. Registrando-se dados de massa em intervalos pequenos de tempo, obtém-se curvas do tipo da apresentada na Figura 3-3.

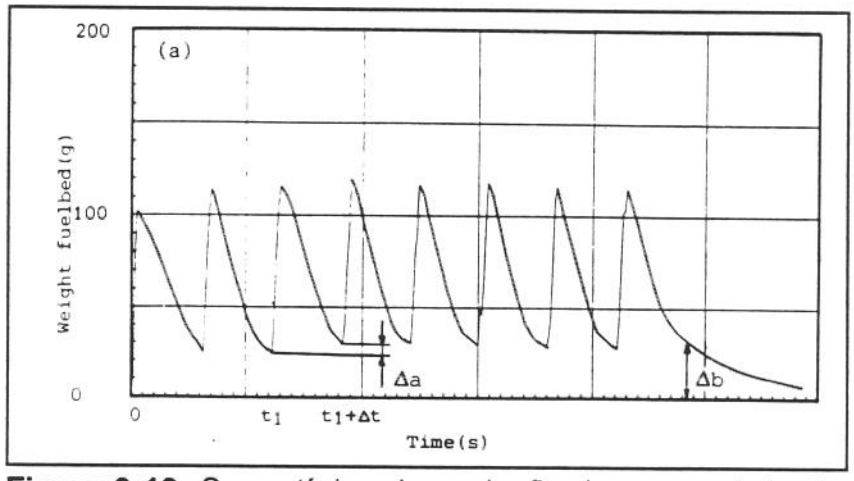


Figura 3-10- Curva típica de evolução da massa de lenha no fogão [Bussmann, 1988]

O procedimento utilizado para a determinação de uma curva representativa do ciclo médio foi o da média de conjunto, descrito por Bendat e Pierson [1980]: Sobrepõe-se aritmeticamente vários trechos de curva de massa, e se obtém um conjunto de pontos que representa o comportamento médio do fenômeno no período. Se a cadência de

aquisição de dados nos fornece, por exemplo, n medições de massa por ciclo de alimentação, podem-se registrar matrizes

$$D'_{[1xn]}=(d'_1, d'_2, d'_3 \ldots\ldots d'_n) \qquad \textbf{(3-15)}$$

a cada ciclo. A média de conjunto de i matrizes D' fica sendo

$$D_{média}=\left(\frac{\sum_1^i d_1'}{i}, \frac{\sum_1^i d_2'}{i}, \ldots\ldots\ldots, \frac{\sum_1^i d_n'}{i} \right) \qquad \textbf{(3-16)}$$

Através desta matriz $D_{média}$ calcula-se pelo método dos mínimos quadrados um polinômio m(t)que represente então a curva de massa para o ciclo médio. A curva de taxa de massa para o ciclo médio, $\dot{m}(t)$ foi obviamente calculada derivando-se analiticamente o polinômio $m(t)$. Para a avaliação da representatividade da média, pode-se da mesma maneira calcular-se a matriz dos desvios padrões.

Devido a problemas práticos de instrumentação, não se pôde montar o fogão em cima da balança, tendo se optado por montar somente o queimador. Foi acoplado um dispositivo na saida da 1ª chaminé (queimador) para induzir uma perda de carga de modo a simular a presença do trocador de calor.

3.2.3 Avaliação da emissão de gases efluentes

Durante cada teste do fogão , depois do tempo de aquecimento, levantou-se a concentração de CO e O2 durante alguns ciclos de alimentação. Para isso, utilizou-se um analisador de gás contínuo, coletando-se os gases na saída do queimador. Como pode se observar no ítem 3.3.2, o aparelho utilizado não cobria toda a faixa de concentração de CO amostrada, o que impossibilitava a coleta durante as altas concentrações de CO presentes no início e fim de cada ciclo de alimentação. Para se determinar quais seriam os valores de pico, foram coletadas amostras de gases em uma bexiga, através

de uma bomba com taxa de vazão constante. Estas amostras foram analisadas em um cromatógrafo de coluna gasosa, e como consequência do método de coleta(vazão constante), os teores encontrados puderam ser considerados iguais à média temporal da concentração de cada efluente no tempo.

Os sinais de concentração de CO e O2 foram tratados com o objetivo de se obter as curvas representativas do ciclo médio, utilizando-se da mesma metodologia descrita no item 3.2.2 para a obtenção da curva de massa: inicialmente, fez-se uma média de conjunto, e em seguida, foram obtidos os polinômios *CO(t)* e *O2(t)* pelo método dos mínimos quadrados. A escolha do grau para cada polinômio foi baseada no melhor coeficiente de correlação,r^2, e em uma inspeção visual do comportamento do polinômio no gráfico junto aos pontos.

Com base em $\dot{m}(t)$, *CO(t)*, e *O2(t)* foram obtidos alguns resultados necessários para as etapas seguintes:

Curva de CO2 no ciclo médio, $CO_2(t)$. De acordo com Silva Lora [1991], em situações em que a combustão é próxima da completa, pode-se calcular a concentração de de CO_2 por:

$$CO_2\text{-}CO_{2máx}\ \frac{(21\text{-}O2)}{21}\ [\%] \qquad \textbf{(3-17)}$$

Onde:

CO_2 = concentração de CO_2 nos gases efluentes

$CO_{2máx}$ = Concentração máxima de CO2 nos gases efluentes

O_2 = Concentração de O_2 nos gases efluentes

$CO_{2máx}$ foi calculado utilizando-se um programa de estequiometria dos gases, elaborado em 3.1.1., tendo como dados de entrada as características da lenha utilizada, e um fator de Fator de Excesso de ar $E = 1$. Com base na equação anterior, calculou-se então:

$$CO_2(t)\text{-}CO_{2máx}\left(\frac{21\text{-}O_2(t)}{21}\right) \qquad \textbf{(3-18)}$$

Curva de Excesso de ar no ciclo médio *E(t)*. Ainda segundo o mesmo autor, para combustões próximas da completa pode-se calcular o coeficiente de excesso de ar, *E*, por:

$$E = \frac{CO_{2máx}}{CO_2} \qquad \textbf{(3-19)}$$

Portanto, calculou-se:

$$E(t) = \frac{CO_{2máx}}{CO_2(t)} \qquad \textbf{(3-20)}$$

Taxa de emissão de CO, $\dot{m}_{CO}(t)$

Finalmente, para se obter a curva de taxa de emissão de CO no ciclo médio, utilizou-se do equacionamento presente no item 6.2 do Apêndice para deduzir a seguinte equação:

$$\dot{m}_{CO}(t) = \dot{m}(t)\ \frac{2{,}322\ (1-\beta)\ \alpha(t)\ c\ (1-w_u)}{(1+\alpha(t))}\ [g/s] \qquad \textbf{(3-21)}$$

onde $\alpha(t)$ é a curva de relação CO/CO_2 no tempo, calculada por:

$$\alpha(t) = \frac{CO(t)}{CO_2(t)} \qquad \textbf{(3-22)}$$

e β = relação $C_{fuligem}/C = 0$ para o fogão testado.

3.2.4 Cálculo do balanço de Primeira Lei

Durante os testes do fogão, através de 11 termopares e um sistema de aquisição de dados, foi registrada a evolução das temperaturas dos gases no duto interno do fogão. Depois de um determinado tempo de funcionamento, estas temperaturas entravam em um regime permanente periódico.

Para o cálculo do balanço, seleciou-se dados de temperaturas para um teste que foi considerado típico,e isolou-se apenas aqueles dados que pertencessem a ciclos de alimentação em que o fogão estivesse em regime. Com base nestes ciclos, foram determinadas curvas de temperaturas no tempo($TP_i(t)$) que representassem um ciclo médio, utilizando do mesmo tratamento de dados utilizado para as outras medições: média de conjunto e polinômios pelo método dos Mínimos Quadrados.

Com isso, foram obtidas estas curvas na forma de polinômios $TP_i(t)$, com i variando de 1 a 11, número que identifica cada termopar instalado nos dutos do fogão para medir a temperatura dos gases. Estipulou-se que $TP_{12}(t)$ seria um polinômio que representaria a temperatura ambiente.

Através do programa de cálculo de estequiometria elaborado já mencionado no ítem 3.1.1, pode-se obter qual é a variação de entalpia Δh dos gases efluentes da combustão quando estes sofrem uma variação de temperatura ΔT. Sendo especificada uma composição, poder calorífico e umidade da lenha, esta variação é calculada através de:

$$\Delta h\text{-}\Delta h(\Delta T,\alpha,\beta) \quad [kJ/kg_{comb}] \qquad \textbf{(3-23)}$$

Assumindo-se que $\beta(t)=0$ para o fogão testado (regime de combustão limpa) , a diferença de entalpia entre dois termopares quaisquer pode ser obtida por:

$$\Delta h(i,j,t)\text{-}\Delta h(TPi(t)\text{-}TPj(t),\alpha(t)) \quad [kJ/kg_{comb}] \qquad \textbf{(3-24)}$$

Introduzindo-se os polinômios como parâmetros de entrada, no programa de computador elaborado, torna-se então fácil calcular a função,

$$\dot{\Delta h}(i,j,t)\text{-}\ \dot{m}(t)\ \Delta h(i,j,t) \quad [kJ/s] \qquad \textbf{(3-25)}$$

no mesmo programa de computador. Esta função representa a variação de entalpia num trecho do duto interno do fogão, onde i e j representam termopares de entrada e saída. Mas,fechando um volume de controle no mesmo trecho, pode-se deduzir que esta variação nada mais é o fluxo de calor perdido no trecho, a um dado instante *t*.

Aproveitou-se desta igualdade para se fazer um balanço de energia calcado na perda entálpica dos gases em cada trecho do duto interno do fogão, integrada durante um ciclo de alimentação médio. O calor perdido por trecho foi então computado por:

$$Q(i,j) = \int_0^{t_a} \Delta H(i,j,t)\, dt \quad [KJ] \qquad \textbf{(3-26)}$$

onde:

t_a = tempo de duração do ciclo de alimentação.

Adotou-se por hipótese não haver infiltrações de ar ou vazamentos de gases nos dutos do fogão. O calor nominal fornecido pela lenha no período de alimentação foi calculado por:

$$Q_n = m_{carga}\, PCI \qquad \textbf{(3-27)}$$

onde:

m_{carga} = massa de carga de lenha alimentada por período.

3.2.5 Cálculo do balanço de Segunda Lei

Da mesma forma que no balanço de primeira Lei, fez-se este balanço com base na exergia dos gases de combustão, avaliada pelo estado destes em cada trecho do duto do fogão. Utilizou-se o mesmo teste típico e os mesmos dados de temperatura em regime permanente periódico selecionados para o balanço de primeira lei.

Para usar as tabelas de exergia disponíveis na literatura consultada, foram calculados valores totais de Excesso de ar(E_{total}) e relação CO/CO_2 (α_{total}) para um ciclo típico inteiro. Calculou-se a composição dos gases na forma média para o ciclo. Calculou-se E_{total} através de:

$$E_{total} = \frac{\int_0^{t_a} \dot{m}(t)\, Ar,te\, E(t)\, dt}{\int_0^{t_a} \dot{m}(t)\, Ar,te\, dt} \qquad \textbf{(3-28)}$$

onde

Ar,te = Ar teórico necessário para a combustão [kg_{ar}/kg_{comb}]

Como Ar,re é constante, pode ser eliminado. Então o termo que sobra no denominador da fração pode ser integrado, resultando:

$$E_{total} = \frac{\int_0^{t_e} m(t)\ E(t)\ dt}{m_{carga}} \qquad \textbf{(3-29)}$$

que é a média ponderada do polinômio $E(t)$ pela taxa de massa. Esta média ponderada faz predominar o excesso de ar que ocorre no momento em que a taxa de queima de lenha é maior.

Da mesma forma, calculou-se

$$\alpha_{total} = \frac{\int_0^{t_e} m(t)\ \alpha(t)\ dt}{m_{carga}} \qquad \textbf{(3-30)}$$

Por analogia, fez-se a média da temperatura de cada termopar ($TPi_{médio}$) ponderada pela taxa de massa, fazendo assim preponderar a temperatura associada à maior circulação de gases no duto, ao longo do ciclo:

$$TPi_{médio} = \frac{\int_0^{t_e} m(t)\ TPi(t)\ dt}{m_{carga}} \qquad \textbf{(3-31)}$$

onde:

i = número do termopar

Obtidos estes valores médios, fez-se com eles o cálculo da estequiometria da combustão durante o ciclo adotando-se um regime permantente estacionário. Calculou-se também a temperatura adiabática de chama.

Exergia dos produtos da combustão. De posse da composição e das temperaturas dos gases em cada ponto no duto do fogão, calculou-se esta exergia à temperatura adiabática de chama, e em diversos pontos de interesse. Tal exergia pôde ser calculada segundo Kotas [1985] por:

$$Ex_{gases} = n_p \, \tilde{\epsilon}_p^{\,0} + \sum_k n_k \, \tilde{\epsilon}_{ph,k} \quad [KJ] \qquad \textbf{(3-32)}$$

onde:

Ex_{gases} = Exergia dos gases, em kJ

n_p = número de moles de produtos

$\tilde{\epsilon}^{0}_{p}$ = Exergia potencial química específica no estado padrão, em base molar

n_k = número de moles de cada produto

$\tilde{\epsilon}_{ph,k}$ = Exergia física específica de cada produto, em base molar

A exergia química dos produtos em base molar pode ser calculada por:

$$\tilde{\epsilon}_p^{\,0} = \sum_k x_k \, \tilde{\epsilon}_k^{\,0} + \tilde{R} \, T_0 \sum_k x_k \ln x_k \qquad \textbf{(3-33)}$$

onde:

$\tilde{\epsilon}^{0}_{k}$ = Exergia química no estado padrão, em base molar, de cada produto.

x_k = Fração molar de cada produto.

$\tilde{R}$ = Constante universal dos gases em base molar

= 8,3144 kJ/Kmol.K

T_0 = Temperatura do estado padrão adotado.

Adotou-se como estado padrão T_0 = 298.15K e P_0 = 101325 Pa. O termo de exergia física de (3.32) pode ser calculado por:

$$\sum_k n_k \, \tilde{\epsilon}_{ph,k} = (\theta_{gases} - \theta_0) \sum_k n_k \, \tilde{c}_{pk}^{\,e} \qquad \textbf{(3-34)}$$

onde:

θ_{gases} = Temperatura dos produtos [^{0}C]

θ_0 = Temperatura no estado padrão [^{0}C]

$\bar{c}_{pk}^{\epsilon}$ foi uma espécie de "calor específico médio de exergia" de cada produto, utilizado por Kotas e calculado segudo a fórmula:

$$\bar{c}_{pk}^{\epsilon} = \left[\int_{T^0}^{T} \bar{c}_{pk} dT - T^0 \int_{T^0}^{T} \frac{\bar{c}_{pk} dT}{T} \right] \quad [kJ/kmol.K] \qquad (3\text{-}35)$$

onde:

$\bar{c}_{pk}$ = calor específico molar à pressão constante de cada produto k

T = Temperatura dos produtos [^{0}C]

Os valores de $\bar{c}_{pk}^{\epsilon}$ são tabulados em Kotas [1985] para os diversos produtos, em função da temperatura.

Exergia do combustível. Ainda segundo Kotas [1985], pode-se calcular a exergia da lenha em base seca segundo a relação,

$$\epsilon^0 = \varphi \; PCI \quad [kJ/kg] \qquad (3\text{-}36)$$

onde φ pode ser calculado segundo a expressão:

$$\varphi = \frac{1{,}0438 + 0{,}1882\frac{h}{c} - 0{,}2509\left(\frac{o}{c}\right)\left(1+0{,}7256\frac{h}{c}\right)+0{,}0383\frac{n}{c}}{1-0{,}3035\frac{o}{c}} \qquad (3\text{-}37)$$

onde:

c = fração mássica de Carbono no combustível, em base seca

h = fração mássica de Hidrogênio no combustível, em base seca

o = fração mássica de Oxigênio no combustível, em base seca

n = fração mássica de Nitrogênio no combustível, em base seca

Exergia adquirida pela água das panelas. Tomando a água contida na panela como um volume de controle, pode-se calcular o fluxo de exergia associado ao calor recebido pelo fogão, como sendo:

$$Ex^{q} = Q_{u,pi}\left(1 - \frac{T_0}{T_{panela,i}}\right) \quad [KJ/s] \qquad (3\text{-}38)$$

Durante a média de ciclos considerada no teste típico, a água permaneceu em ebulição, o que torna fixa a temperatura da água na panela i, $T_{panela,i}$. A temperatura T_0 é a temperatura de referência do ambiente, de 25°C.

3.3 MONTAGEM EXPERIMENTAL

3.3.1 Determinação da umidade da lenha.

Fez-se uso de uma balança especial para determinação de umidade, marca "Ohaus". Esta balança possui uma estufa e um microprocessador incorporados. Através de um programa de secagem, era determinada a umidade em base umida W_u. O programa de secagem escolhido obedecia a norma ASTM [1965] para a determinação da umidade da madeira: Secava-se a amostra à temperatura de 104^0C até que num período de duas horas a massa da amostra não variasse em 0,2 %.

3.3.2 Amostragem de gases

Utilizaram-se três Equipamentos para determinar o teor de cada gás efluente:

i) Analisador contínuo Testo 33: Trata-se de um equipamento portátil, projetado para medir teores de gases em reações de combustão próximas da completa. Por este motivo, a faixa de medição de CO é restrita, mas precisa na faixa de combustão limpa. Mede:

-Concentrações de CO até 4000 ppm com resolução de 1 ppm, precisão de 20 ppm.

-Concentrações de O_2 até 21 % em volume, com resolução de 0,1 % ,tolerância de 0,2%

-Pressão, através de um micromanômetro incorporado. Até 50 mbar, com resolução de 0,01 mbar.

O equipamento pode ser observado na figura 3-11.

Para garantir a amostragem de gases e a sondagem de pressão estática sempre no mesmo ponto, foram instalados de forma fixa no queimador tubos de aço inox. como se pode observar na figura 3.12, o tubo inserido na parte inferior da primeira chaminé é o de sondagem de pressão estática, enquanto que o na parte superior faz a amostragem de gases. Estes tubos são ligados à ponta da sonda do Testo por meio de tubos flexíveis de material plástico transparente.

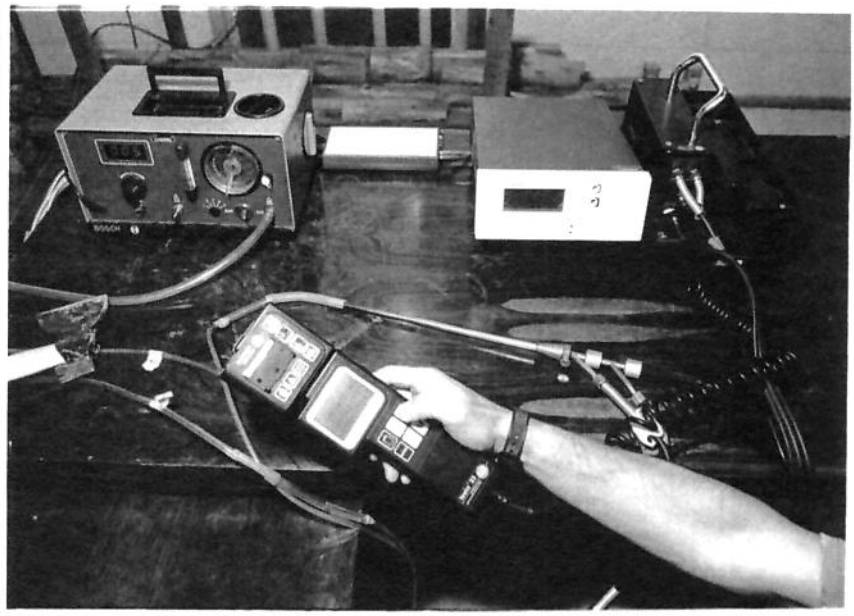


Figura 3-11- Da esquerda para a direita, na mesa: analisador Bosch, Data-Logger Wavetek, e analisador Testo-33. Na mão do operador se encontra o teclado de controle do Testo-33

ii)Cromatógrafo de coluna gasosa. Apesar de não possuir precisão suficiente para medir os teores mínimos de CO. mede com precisão os teores médios.

iii) Analisador Contínuo Bosch. Sua faixa de operação abrange os momentos de alta concentração de CO. Resolução de 0,01 % e tolerância indeterminada. O equipamento pode ser observado na figura 3.11

3.3.3 Medição de massa de lenha contida no queimador

Como já foi discutido no ítem 3.2.2, não foi possível medir diretamente a massa contida no queimador. A balança disponível para o teste foi uma "Micronal", com fundo de escala de 6 kg, Resolução e tolerância de 0,1g. Como o queimador pesava entre 15 e 20 kg, foi necessário utilizar um artifício para depositar sua massa na balança: Aproveitando o

fato de a mesma balança possuir um gancho em sua parte inferior, foi confeccionada uma alavanca, que reduzia o peso do queimador na proporção de 4,92:1

Como mostra a figura 3.13, foi necessário confeccionar também um suporte para esta alavanca, e uma gaiola, sobre a qual era testado o queimador. Com este artifício, aumentou-se o fundo de escala da balança para 29,52 kg, mas também aumentou-se a tolerância para 0,49g. Durante os testes, a oscilação da gaiola dependurada logo após a alimentação de lenha comprometia as medições feitas.

Esta balança possuia uma saída digital serial que seguia o protocolo de comunicação RS-232, comum em microcomputadores tipo PC. Registraram-se os sinais de massa durante os testes utilizando-se um microcomputador marca "Scopus" tipo PC-XT, com um programa de aquisição de dados que efetuava uma leitura a cada dez segundos na balança, e registrava os dados em um disquete. Esta montagem pode ser observada na figura 3-13

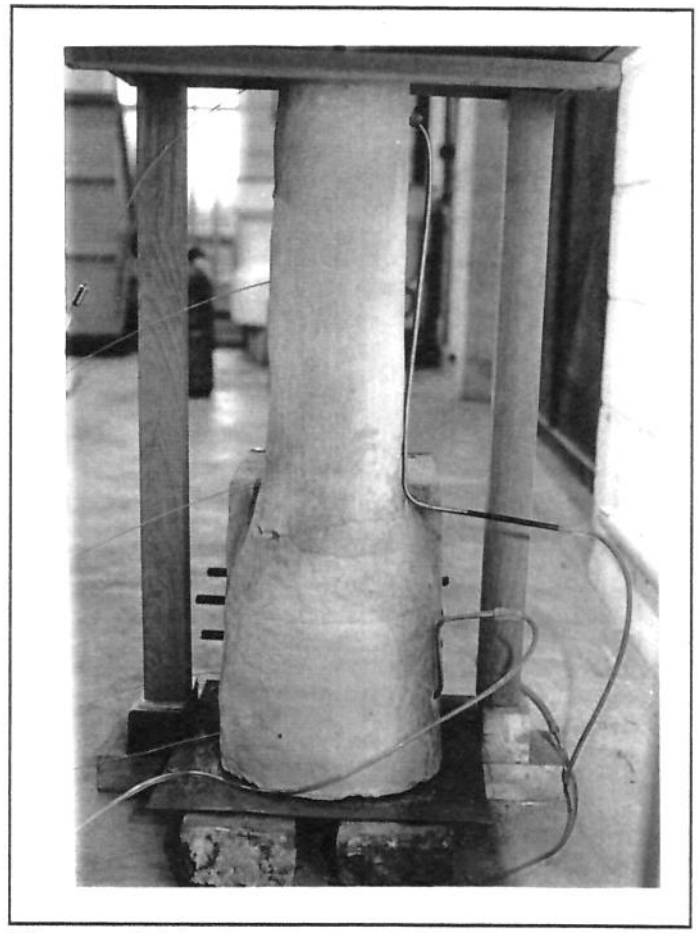


Figura 3-12- Detalhes da inserção da sonda para a tomada de pressão (embaixo) e amostragem de gases (em cima) no queimador.

3.3.4 Temperaturas

Para a medição de temperaturas utilizaram-se onze termopares marca "Pyrotec" tipo "K", com capa em aço tipo "Inconel", e rabicho de 3 m, protegidos por malha trançada metálica, soldados na fábrica.Para o monitoramento da temperatura da água das panelas e da temperatura ambiente, utilizaram-se quatro

termopares tipo "T". O registro das temperaturas foi feito com um *Data-Logger*, marca "Wavetek", modelo 52-A. Tal equipamento, em conjunto com o seu multiplexador, registrava em sua memória interna as temperaturas, num ritmo programado de uma varredura a cada dez segundos. Ao fim do teste, desligava-se o programa de aquisição e conectava-se este aparelho a um micro tipo PC (através de um protocolo de comunicação serial RS-232) e os dados eram gravados em um disquete. O equipamento pode ser observado na figura 3-14.

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.4.1 Preparo da Madeira.

A madeira utilizada para os testes foi o *eucaliptus saligna*, na forma de pontaletes serrados em pequenos cilindros, com serra que depois eram rachados em pequenos pedaços, com machado.

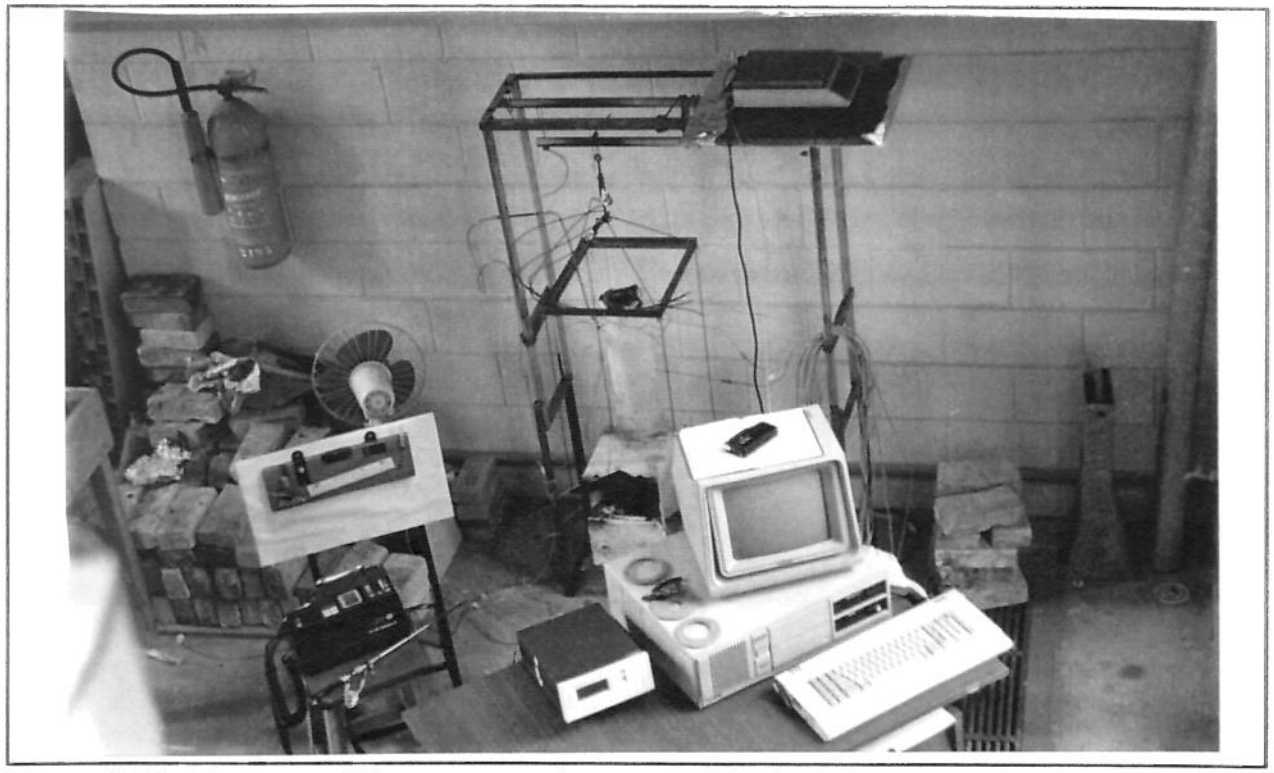


Figura 3-13- Montagem feita para se colocar o queimador sobre uma gaiola, dependurada em uma alavanca sustentada pela balança.

Umidade. Durante o processo de secagem, a madeira perde inicialmente a água que fica em seus canais de seiva, e depois perde a água que fica dentro das células vegetais. A umidade da lenha que se utilizou no teste foi controlada, uma vez que esta influencia diretamente no Poder Calorífico Inferior (*PCI*), como já visto na revisão bibliográfica. Segundo Galvão e Jankowsky [1985], na madeira exposta ao ar livre ocorrem simultaneamente processos de secagem e de adsorção da água presente na atmosfera. As diferentes condições climáticas resultam em uma grande faixa de "pontos de equilíbrio" entre as velocidades de secagem e adsorção, resultando assim em umidades de equilíbrio.

Os mesmos autores apresentam, em função das condições climáticas, uma tabela de estimativas de umidades (W_u) de equilíbrio mínima, média e máxima para várias cidades do Brasil, onde encontramos para a cidade de Piracicaba-SP um valor mínimo de 11%, médio de 12% e máximo de 15%. Levando em conta a proximidade e a semelhança climática existente entre Campinas-SP, e Piracicaba-SP, procurou-se utilizar somente lenha que estivesse nesta faixa de umidade. Durante cada teste, não se misturavam partidas de lenha diferentes.

Ao início de cada teste, recolhia-se uma amostra da madeira utilizada, e se determinava sua umidade com uma balança como já descrito anteriormente.

Pesagem da lenha: Em cada teste feito com o fogão a lenha, ou com o queimador, era estabelecida uma cadência de alimentação, em um número de gramas em um número de minutos. Note que um regime de alimentação de 400g a cada 10 minutos (400g/10min)faz o fogão se comportar de maneira diferente do que quando submetido a um regime de 200g a cada 5 minutos (200g/5min), apesar de em média representarem a mesma taxa de combustível.

A madeira era previamente cortada no tamanho certo (ver "granulação"), e separada em cargas de massa desejada, logo antes do início do teste.

Granulação da lenha. Segundo Khan e Verhaart [1989], a relação média entre o volume e a área da superfície externa (*V/A*) da lenha utilizada é um parâmetro que exerce influência sobre a qualidade da combustão limpa. Estabelecendo um critério para variar *V/A*, cortavam-se os pontaletes de eucalipto em cilindros de comprimento l = 20 cm, e eram selecionados somente os pontaletes que possuíssem um diâmetro entre 8 e 12 cm. Posteriormente, os cilindros selecionados eram rachados no sentido da altura, em 2, 4, 8, ou 16 pedaços aproximadamente iguais, o que nos fornecia a seguinte variação de *V/A*:

Granulação (partição do cilindro de d= 8-12 cm, l = 20 cm)	Relação Volume/Área (V/A), em centímetros, para o diâmetro de 8 e de 12 cm
2	1,08 - 1,32
4	0,81 - 1,17
8	0,54 - 0,78
16	0,32 - 0,47

Doravante, quando for mencionado que num teste se "utilizou lenha de granulação 8", significa que os cilindros de eucalipto de 20 cm de comprimento foram rachados no sentido da altura em 8 pedaços aproximadamente iguais, e de secção transversal na forma de setores circulares.

3.4.2 Teste do queimador

Tal como descrito no ítem 3.2.3, foi necessário testar o queimador separadamente do resto do fogão. Para se promover a perda de carga equivalente à do trocador de calor, foram utilizadas placas de orifício feitas em argila, dispostas na extremidade superior da chaminé do queimador. Variou-se o diâmetro destas placas de orifício até ser encontrado um valor médio de pressão estática, na sonda presente na base da chaminé do queimador, igual ao valor encontrado quando o queimador estava acoplado ao trocador de calor. Os diâmetros internos utilizados na placa de orifício foram de 8 cm,

7,5 cm e 7 cm, e também foram feitos testes sem anel.

Estando preparados e ligados todos os instrumentos, acendia-se o queimador com a carga de lenha e uma carga de álcool não maior do que 50 ml. Ao dispor cada carga de lenha na grelha, procurava-se que esta ocupasse ao máximo a sua superfície . Ao fim de um ciclo de alimentação, qualquer carvão remanescente sobre a grelha era propositalmente jogado para o fundo do queimador. Procurava-se realizar a alimentação da carga seguinte durante um tempo que não excedesse 1 minuto.

Depois da terceira ou quarta carga, iniciava-se o processo de análise dos gases de combustão. Este tempo era dado para se garantir que já estivesse estabelecido um regime permantente periódico. Em um primeiro instante, monitorava-se através do micromanômetro incorporado no "Testo-33" o nível de pressão existente na primeira chaminé do queimador. Esta pressão costumava ser anotada durante um ciclo inteiro de alimentação. No ciclo seguinte, os gases eram analisados de quinze em quinze segundos, e os dados eram anotados em um gravador de fita "minicassete", para posterior transcrição.

3.4.3 Teste do Fogão a lenha

Durante o teste do fogão a lenha realizaram-se os mesmos procedimentos descritos anteriormente, no que se refere à forma de alimentar e operar o queimador.

As panelas de alumínio eram inicialmente limpas do conteúdo de negro de fumo do teste anterior, através de água e sabão comum de limpeza. Em seguida, cada panela era preenchida

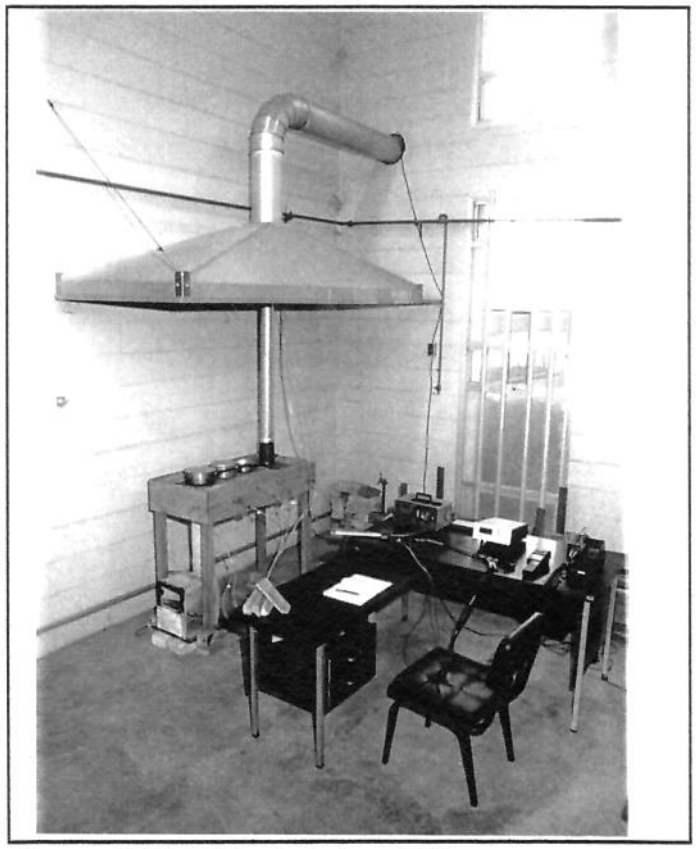


Figura 3-14- Vista do laboratório, com montagem preparada para o teste do fogão.

com água até aproximadamente 2/3 do seu volume total, seca externamente, tampada, e seu peso era anotado.

Os testes duravam na média entre 60 a 100 minutos.

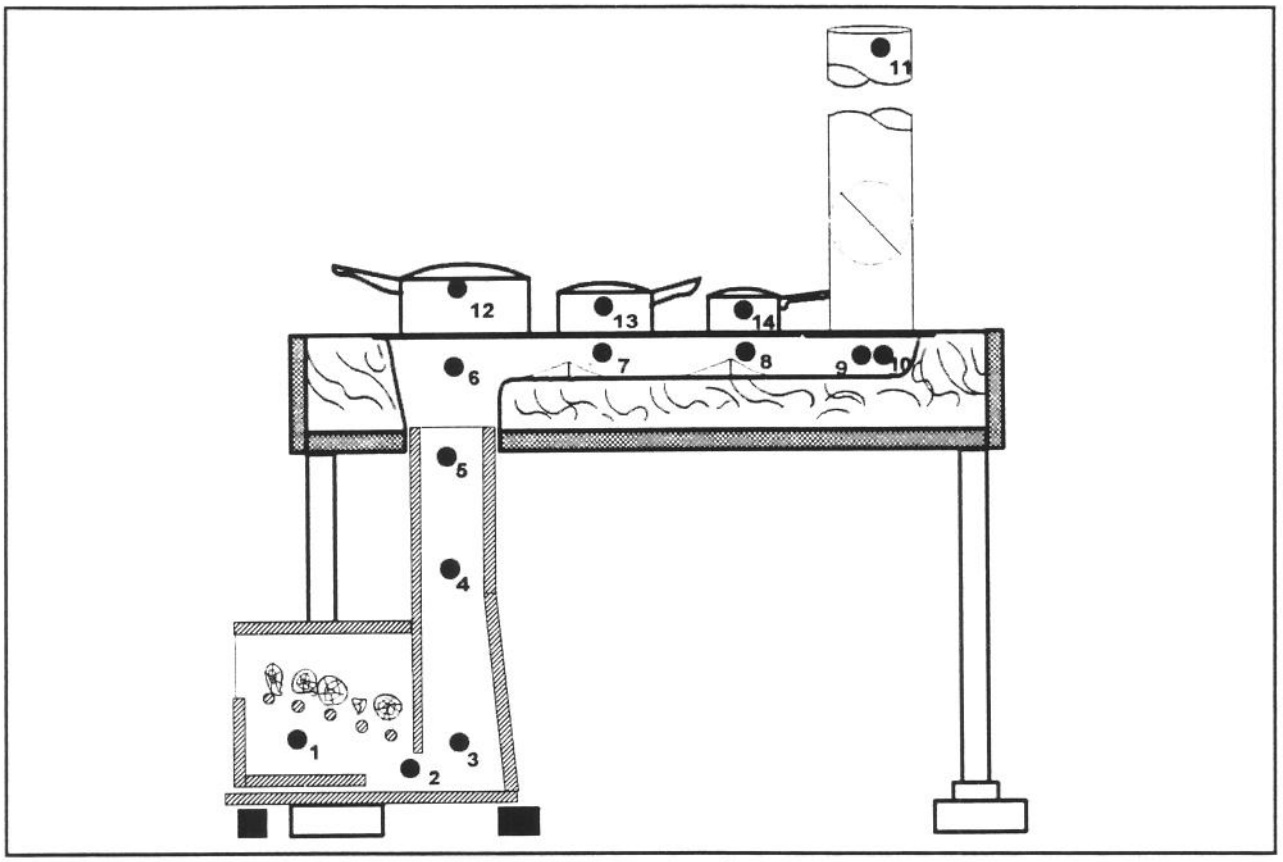


Figura 3-15- Localização dos termopares no protótipo.

4. Resultados Experimentais e Análise.

Durante os testes do queimador e do fogão completo, procurou-se estabelecer um regime ideal de alimentação de lenha. Inicialmente, o regime de 400g a cada 10 minutos aparentou bom desempenho, não se formando fumaça, apresentando boas curvas de concentração de CO, sem acúmulo de lenha ou carvão, e apresentando chama durante quase todo o ciclo.

Num regime de 500g/10min, percebia-se uma sobre-alimentação. Acumulava-se lenha na grelha a cada ciclo, chegando um momento em que era impossível forçá-la a cair no fundo do queimador. Depois de a grelha ficar "Entupida" com lenha, iniciava-se um processo de queima incompleta, com fumaça e cheiro forte, e concentrações de CO que chegaram até a 6 %.

Já utilizando a taxa de alimentação de 300g/10min, percebia-se que o queimador funcionava de maneira inconstante: Ora a lenha pegava fogo muito rapidamente, não havendo queima no fim do ciclo, ora custava a pegar fogo, sobrando lenha para o período seguinte.

Ainda durante os testes preliminares, notou-se que era necessário cortar a madeira um uma partição muito fina para que ela ocupasse toda a área da grelha. Por este motivo, utilizando-se de barras de cantoneira de aço,reduziu-se a área da grelha de 494 cm^2 para 294 cm^2. Nos testes, o procedimento adotado para a alimentação foi o de utilizar cargas de granulação N^0 16 durante os dois primeiros ciclos, e granulação N^0 8 nos ciclos restantes.

Com relação aos ressaltos removíveis localizados no duto do fogão logo abaixo das panelas para a promoção de turbulência, considerou-se de bom desempenho os testes onde a distância do primeiro ressalto à primeira panela era de 4,5 cm e a distância do segundo ressalto à segunda panela era de 3,5 cm. Outros testes foram feitos reduzindo a distância do primeiro ressalto para 2,5 cm, e a do segundo para 2,5 e 2,0 cm. Porém estas restrições ao escoamento prejudicaram a tiragem de gases, e aumentaram o teor de CO nos gases de combustão.

4.1 EFICIÊNCIA.

A grosso modo, a eficiência do fogão a lenha não variou muito durante os testes. De um total de 10 testes realizados no fogão a lenha, variando de diversas formas os parâmetros citados anteriormente, a eficiência média encontrada, foi de $\eta = 8,2\ \%$, com um desvio padrão $s = 1,1\ \%$. É interessante notar que esta média é ligeiramente superior ao valor de eficiência médio encontrado para o fogão a lenha tradicional da região Sul-Sudeste, em que $\eta = 7,6\ \%$.

Variando a potência nominal através da cadência em que as cargas de 400g eram fornecidas, obtivemos o seguinte resultado em termos de eficiência:

Eficiência vs Potência	
Potência nominal (KW)	Eficiência
5,82 KW (400g/15min)	7,2 %
6,58 KW (400g/12min)	8,7 %
8,32 KW (400g/10min)	8,0 %

A melhor eficiência obtida dentre os testes foi de 9.6 %. Mas neste teste, por ter sido feita uma restrição muito grande debaixo da segunda e terceira panelas, a qualidade dos gases de combustão foi ruim, havendo emissão de fuligem e vazamento de gases pelos

espaços entre a chapa e o corpo do trocador de calor.

Pelo regime de alimentação de 400 g a cada 10 min., e pela eficiência muito próxima da média (η = 8,0 %), o teste do dia 2/11 pode ser considerado um teste típico .

4.2 COMPOSIÇÃO DOS GASES EFLUENTES.

Para o estabelecimento das curvas de massa e de emissão de gases, levantando valores considerados representativos de um ciclo médio, foi primeiramente necessário estabelecer quais testes seriam considerados típicos. Tendo em vista o bom desempenho da queima, sem acumulação de lenha, obtido nos testes alimentados com 400g a cada 10 minutos, e com a distância do fundo das panelas P1 e P2 aos ressaltos sendo de 4,5 e 3,5 cm, foram escolhidos os testes que obedecessem a estes dimensionamentos como sendo típicos. Os testes que cumpriam estes requisitos foram os do dia 17/10, 20/10, e 2/11. Dentre os testes de queimador, foram selecionados aqueles feitos no mesmo regime de alimentação.

4.2.1 Curva de massa de lenha durante o ciclo médio.

Foram feitos os testes com o queimador disposto na balança para determinar a curva de massa durante o ciclo médio. Variou-se o diâmetro da placa de orifício procurando igualar a pressão média medida na sonda ao valor encontrado no mesmo local nos testes de fogão considerados típicos (P = 0,04 ± 0,01 mbar). Obtivemos as seguintes leituras no micromanômetro:

Diâmetro da placa	Pressão negativa média no micromanômetro
Sem placa	0,05 ± 0,01 mbar
8,0 cm	0,04 ± 0,01 mbar
7,5 cm	0,03 ± 0,01 mbar
7,0 cm	0,02 ± 0,01 mbar

Com base nestes resultados, considerou-se refletirem o comportamento do fogão a lenha, os testes de queimador que foram feitos com placa de orifício de 8 cm de diâmetro, ou sem placa. Selecionados os testes (No apêndice, dias 6/9, 10/9, 12/9 e 13/9), foi levantada a curva média de conteúdo de massa no queimador. Para se plotar uma

curva típica pelo método dos mínimos quadrados, eliminou-se antes os pontos dessa curva em que a média fosse menor que três vezes o desvio padrão. Para plotar uma curva conveniente, pelo método dos mínimos quadrados, assumimos que a massa em t = 0 min é de 400g, e em t = 10 min é de 0 g. Tal hipótese não foge da realidade, uma vez que a lenha utilizada possui somente 1 % de cinzas, e não houve acúmulo de lenha significativo de um ciclo para outro durante os testes. Como resultado, temos a equação (4-1). A função *m(t)*, que representa a curva de massa, é um polinômio de grau três, que através do método dos mínimos quadrados se ajustou bem aos dados experimentais, com coeficiente de correlação de $r^2 = 0,999$.

$$m(t) = 412,33 - 67,27t + 1,3814t^2 + 0,1246t^3 \qquad (4\text{-}1)$$

O polinômio *m(t)* é plotado na figura 4-1.

4.2.2 Concentrações de CO e O_2 durante um ciclo médio.

Utilizando a análise de gases de testes considerados típicos (400g a cada 10 minutos, sem placa de orifício ou com placa de 8 cm) sobrepôs-se ciclos de alimentação, para a obtenção das curvas típicas de CO e O2. Inicialmente foi feita uma média de conjunto a cada 0,25 minutos. Depois, para o caso do CO, eliminou-se os pontos cujo valor fosse superior a 4000 ppm, pois acima disto o analisador perdia a precisão,causando intensa dispersão. Para o caso do O_2, eliminaram-se os pontos cujo desvio padrão excedesse a 1/3 da média calculada. Por

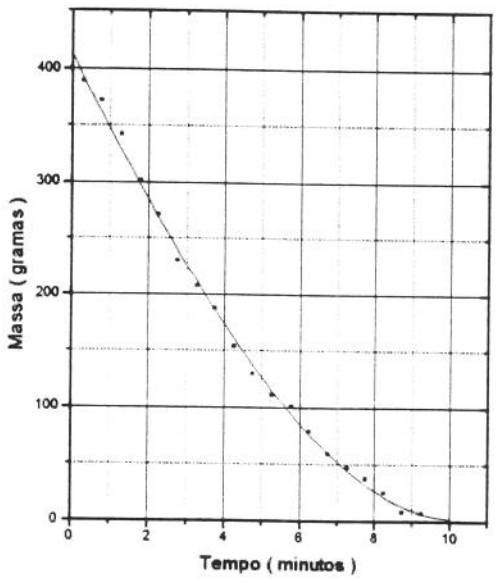


Figura 4-1 - Curva de massa contida no queimador, durante o ciclo médio.

haver uma alta concentração de CO perto do início e fim do ciclo de alimentação, perderam-se as medições nestas regiões, dado que o analisador se torna impreciso e se desliga automaticamente pouco tempo depois que as concentrações de CO ultrapassam 4000 ppm.

De análises cromatográficas feitas durante testes considerados típicos, encontrou-se para um ciclo completo de queima um teor médio de CO = 0,16 %, e de O_2 = 8,86 %. Convém ressaltar que este valor é bem inferior à concentração de CO=0,9% encontrada por Martins [1989]. Através destes valores médios, conseguiu-se fechar a curva de CO típica, e a de O_2, fazendo uso de um método iterativo: Assumiu-se que este teor médio de CO medido através do cromatógrafo é igual a integral da curva experimental de CO, dividida pelo tempo de 10 minutos. Esta integral foi calculada pela regra Trapezoidal. Como o regime destas curvas é cíclico, adicionou-se um ponto artificial nas curvas, em que CO(0 min)=CO (10 min).Procurou-se qual seria o valor desse ponto para que a média calculada pela integral dos pontos fosse igual à média medida pelo cromatógrafo.

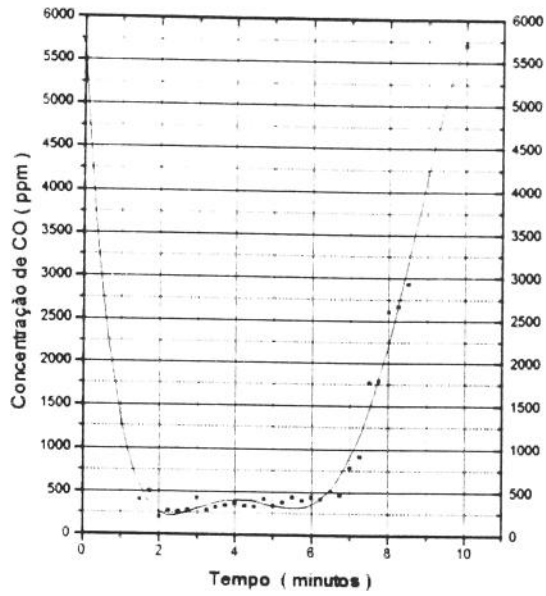


Figura 4-2 - Curva de CO durante o ciclo médio.

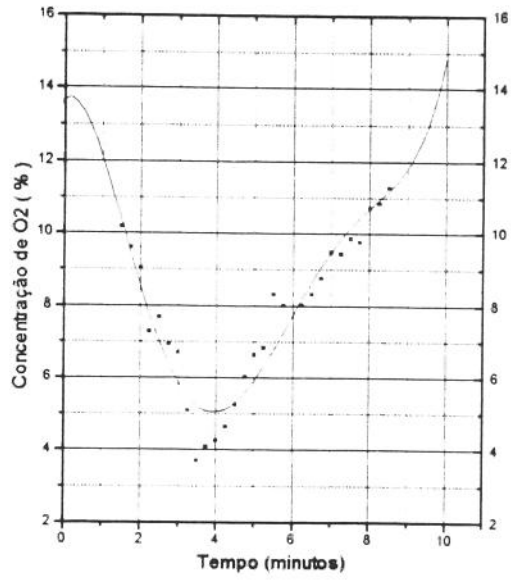


Figura 4-3 - Curva de O_2 durante o ciclo médio.

O mesmo processo foi utilizado para a curva de O_2. Como resultado, encontramos um

pico de CO de 5600 ppm, e um pico de O_2 de 13,6 %. Passando polinômios pelos pontos utilizando o método dos mínimos quadrados, encontramos polinômios de grau 5, com coeficiente de correlação $r^2=0,93373$ para o O_2, e $r^2=0,99579$ para o CO.

$$O2(t) = 13,68 - 0,8618t - 3,3863t^2 + 1,0560t^3 - 0,1176t^4 + 0,0045t^5 \quad \textbf{(4- 2)}$$

A curva *CO(t)* ficou:

$$CO(t) = 5961,17 - 7090,15t + 3398,55t^2 - 743,45t^3 + 74,3647t^4 - 2,69t^5 \quad \textbf{(4- 3)}$$

Os gráficos dos polinômios, junto com os pontos médios se encontram na Figura 4-2 e na Figura 4-3

Com base nos resultados obtidos, calculou-se, tal como proposto na metodologia, a curva de emissão de CO, em g/s. O resultado é mostrado na Figura 4-4

Integrando-se esta curva entre 0 e 10 minutos, obtém-se um valor médio de emissão de $\dot{m}_{CO}$ = 0,00859 g/s. O interessante a se notar é que apesar de a maior concentração de CO ocorrer no fim do ciclo, as maiores emissões ocorrem no início, quando temos a maior taxa de queima de lenha.

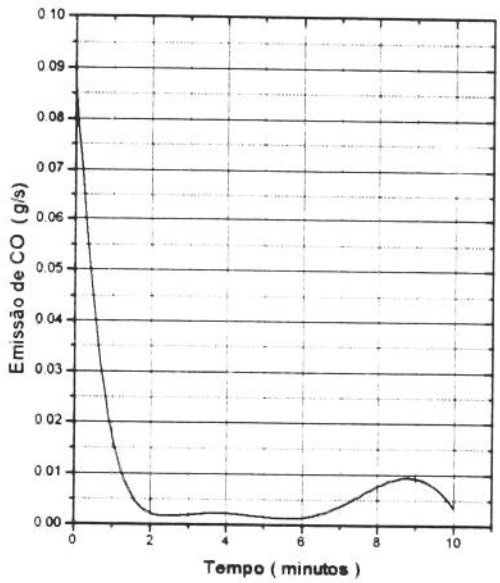


Figura 4-4 - Curva de emissão de CO durante o ciclo médio.

Estudando os efeitos que a emissão de CO de um fogão a lenha em uma cozinha teria sobre o ser humano, Khan, Schutte et. ali. [1989] utilizaram a seguinte fórmula para o cálculo da concentração desta substância tóxica na cozinha:

$$CO_{cozinha} = \frac{\dot{m}_{CO} K \{ 1 - e^{-Rt} \}}{\rho V R} \; 100 \quad [\%] \qquad (4\text{-}4)$$

onde:

ρ = densidade do ar atmosférico [kg/m^3]

V = volume da cozinha [m^3]

K = coeficiente de inomogeinidade [decimal]

R = fator de troca de ar [1/s]

O coeficiente de inomogeneidade reflete a fracão do CO que sai com a exaustão do ar. K=0 significa uma completa exaustão do CO. K=1 significa que o CO produzido pelo fogão se mistura de forma homogênea com o ar da cozinha.

Utilizando esta fórmula, os mesmos autores simularam uma cozinha hipotética com V = 25 m^3, R = 4 e K = 0,4 , em que "instalaram" um fogão do tipo Downdraft, e um fogão convencional, calculando-se, de acordo com o gráfico da figura2-3, que o fogão Downdraft então testado poderia operar sem limites de tempo naquela cozinha, sem representar prejuízo à saúde dos que nela estivessem. Já o fogão convencional testado possuia um limite máximo de operação de 50 minutos, depois do qual o ambiente se tornaria nocivo.

Utilizou-se das mesmas hipóteses para a equação 4-4: se o fogão testado no presente trabalho fosse instalado dentro da cozinha hipotética, descarregando os efluentes dentro dela,, calculou-se qual seria o tempo máximo de operação, funcionando sob as mesmas condições. Ao tempo de 1,5 hora, o valor da concentração de CO calculado foi de 0,0096%, ponto de cruzamento com a curva de máxima concentração permissível.

4.3 ANÁLISE DE PRIMEIRA LEI.

Escolhendo-se um teste dentre os considerados típicos, para se fazer um estudo de caso, optou-se pelo teste do dia 17/10. Neste dia, considerou-se que o fogão estava em regime após a 6ª carga de lenha. Para o levantamento das *Tpi(t)*, foram levadas em conta as curvas de temperatura das últimas três cargas. Depois de se fazer uma média de conjunto de três curvas para cada canal de termopar, utilizou-se do método dos mínimos quadrados para serem traçados polinômios de grau 4 sobre as curvas. O menor de todos os coeficientes de correlações foi $r^2 = 0,96$, indicando bons ajustes de curvas.

Utilizou-se de um programa de computador para o cálculo da perda de entalpia dos gases integrada no ciclo, tal como descrito no item 3.2.4. Como resultado, temos a tabela mostrada na figura4-5. Convém notar que o gás pode não reagir completamente até a saída da primeira chaminé, ponto do Termopar n° 5, e que portanto os valores calculados antes deste ponto não são confiáveis.

Sabe-se que para o ciclo de alimentação o Calor nominal foi Qn = 16.147kJ/kg x 0,4 kg/ciclo = 6458 kJ/ciclo. Pela planilha de cálculo de eficiência para o mesmo teste (ver apêndice) temos uma Potência média util na fervura $P_{u,m} = 0,96$ kW . O que significa que temos um calor útil por ciclo, nas panelas, de 576 kJ. Com este dado somado aos resultados da figura 4-5, fez-se um balanço energético, mostrado na figura 4-6.

A potência média nominal para o teste do dia 17/10 foi de $P_{n,m} = 9,10$ kW. As perdas de 45% no queimador significariam Q = 4,01 kW. Pode-se dizer que tais valores são próximos dos encontrados nos cálculos de verificação do projeto(ver item 3.1.4). Com base nesta proximidade, pode-se supor que grande parte desta perda se dá por radiação do corpo do queimador, e as perdas restantes por convecção natural do ar com a superfície externa quente do mesmo.

Tpe	Tps										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	-59.94	70.96	446.23	860.24	983.16	1804.18	2013.3	2794.16	2726.6	3566.64	4378.41
2		130.89	506.17	920.17	1043.09	1864.11	2073.24	2864.1	2786.64	3616.67	4438.34
3			374.28	789.28	912.2	1733.22	1942.34	2723.2	2654.66	3484.68	4307.46
4				415	537.92	1358.94	1568.07	2348.93	2280.38	3110.42	3933.2
5					122.92	943.96	1153.07	1933.94	1866.38	2696.43	3518.23
6						821.03	1030.16	1811.03	1742.47	2572.52	3396.32
7							209.13	990.01	921.46	1751.51	2574.32
8								780.88	712.32	1542.39	2366.2
9									-66.56	701.51	1684.34
10										830.07	1662.9
11											822.83

Figura 4-5- Tabela de variação de entalpia, (kJ) de termopar a termopar. **Tpe** indica o termopar do início do trecho, e **Tps** do final.

O trocador de calor possui baixa eficiência. Examinando a tabela da figura 4-5 podemos observar que entre o termopar 5 e o 10, trecho onde começa e termina o trocador, são perdidos 1865 kJ/ciclo. por outro lado, a água das panelas recebe somente 576 kJ/ciclo,

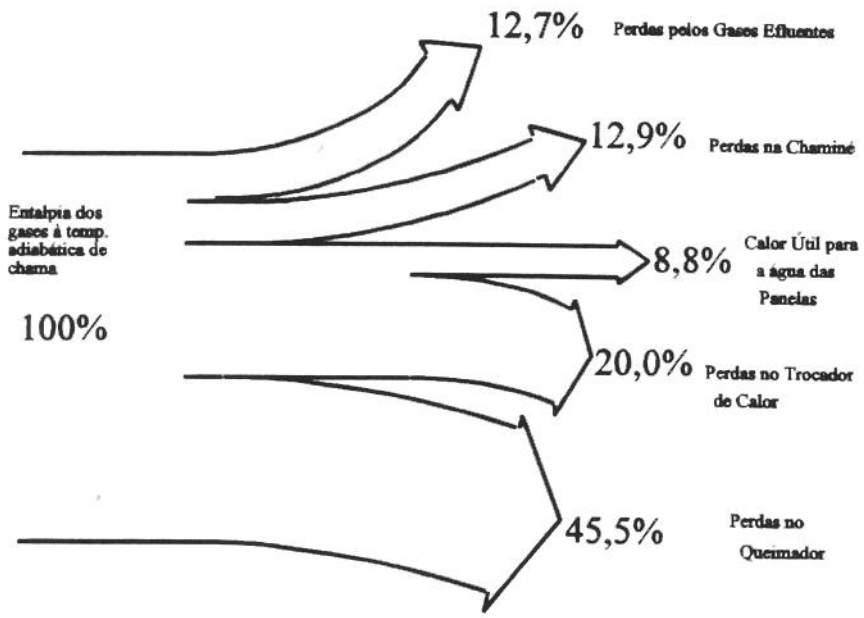


Figura 4-6 - Balanço energético no fogão a lenha.

o que representa uma eficiência $\eta_{trocador}$ = 30,8 %, que pode ser considerada pobre. Deve-se lembrar aqui que as panelas fazem parte do trocador de calor, uma vez que o calor útil considerado é somente aquele que chega à água nelas contida. Especulando sobre as perdas ocorridas no trocador, podemos dizer que apesar de possuir grande capacidade térmica, o material utilizado no corpo deste último é de baixa condutividade. As perdas podem ocorrer principalmente através da convecção natural na parede das panelas, e da radiação da chapa do fogão.

Os 45,5% de perdas no queimador apontam uma necessidade de melhora de tal equipamento, através do aumento de sua isolação térmica, sendo provável a obtenção de um aumento na eficiência do fogão. Os 12,85 % de perdas na chaminé indicam a possibilidade de se fazer uma segunda retirada de calor neste ponto do fogão. Se a chaminé fosse externamente isolada, poderia estar se utilizando este calor para uma serpentina de aquecimento de água para banho, para se fazer um forno, ou para refrigeração doméstica .

Os balanços energéticos encontrados na literatura calculam, com base na energia disponível no combustível, as perdas pelo excesso de ar, e perdas pela evaporação da água de combustão. Como decorrência da metodologia utilizada neste balanço, a energia de entrada já vem descontada do que foi utilizado para se aquecer o ar em excesso, e evaporar a água que sai com os gases. Pode-se dizer que o balanço normalmente encontrado é centrado nos processos ocorridos, e que este balanço é centrado no equipamento, porque calcula perdas por trecho de equipamento.

4.4 ANÁLISE DE SEGUNDA LEI.

Seguindo a metodologia proposta no item 3.2.5, procedeu-se ao cálculo das temperaturas médias ponderadas pela taxa de consumo de lenha, através de uma planilha de cálculo. Estas são apresentadas na tabela que segue:

nº termopar	Temperat. (°C)	nº termopar	Temperat. (°C)
1	899,2	9	361
2	915,2	10	375
3	903,4	11	203
4	831,7		
5	750,8		
6	726,9		
7	562,9		
8	520,9		

Através destes valores foi calculada a exergia dos gases de combustão em três pontos de interesse, Tp5, Tp10 e Tp11, utilizando-se de uma planilha para os cálculos.Estas planilhas encontram-se no apêndice. Calculou-se também a exergia dos gases na temperatura adiabática de chama, utilizando-se da mesma planilha. Calculado a exergia associada ao fluxo de calor para as panelas, elaborou-se um balanço de segunda lei que se apresenta na figura 4-7, página seguinte.

A destruição de exergia no queimador foi desenhada na forma de duas linhas inclinadas. A primeira linha representa a destruição inerente ao processo de combustão, e o valor de exergia apresentado depois(hipotético), da exergia que os gases teriam na temperatura adiabática de chama. Este valor foi calculado para se ter uma idéia da máxima eficiência exergética que o queimador poderia ter. Para ultrapassar esse máximo seria necessário alterar parâmetros no processo de combustão, tal como o valor do Excesso de ar, ou a umidade do combustível. A segunda destruição de exergia no queimador é passível de melhorias. Esta destruição poderia ser minimizada tornando este último mais adiabático, através de um melhor isolamento térmico.

4.5 OUTROS RESULTADOS

Durante os testes, percebeu-se que a elevação da concentração de CO no fim de cada ciclo estava relacionada com o problema do excesso de ar. Tentando-se utilizar a

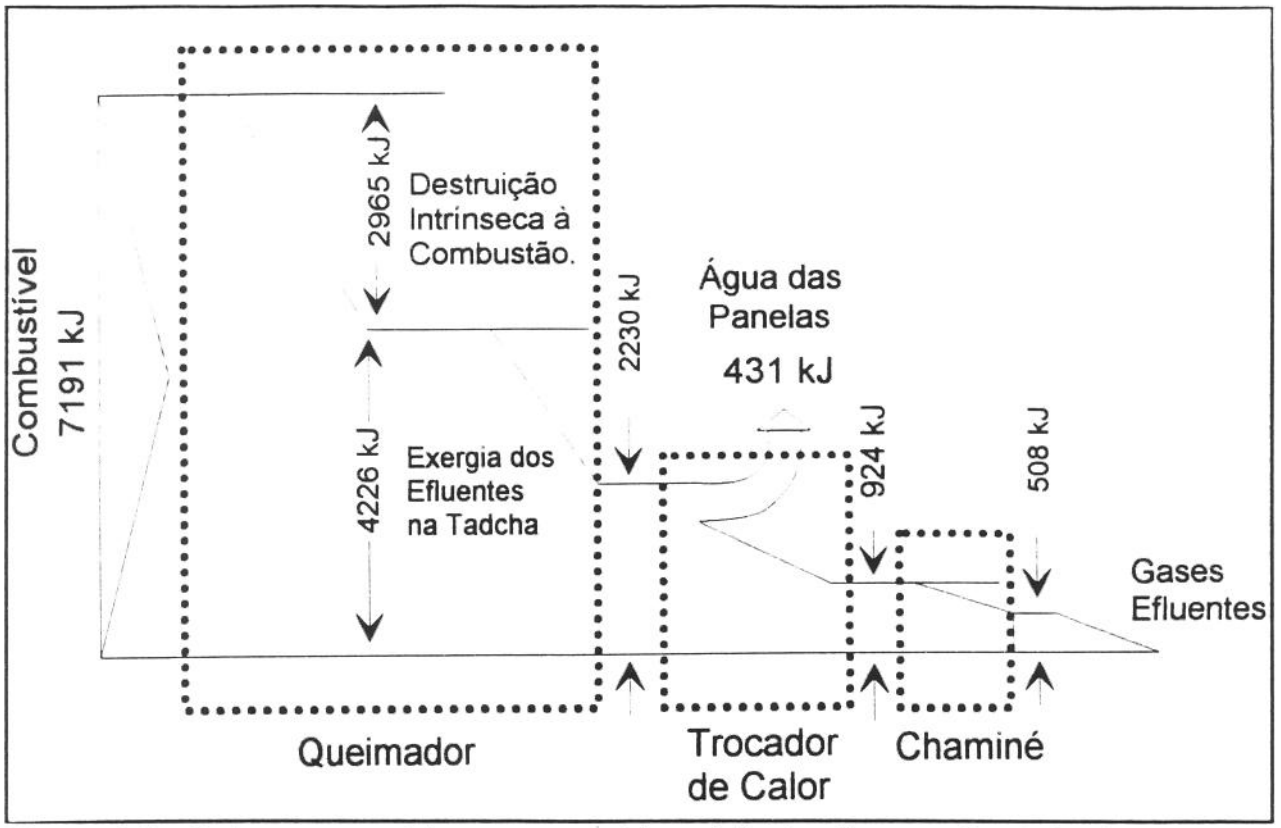


Figura 4-7 - Balanço exergético para um ciclo médio de alimentação do fogão a lenha.

borboleta presente na chaminé para diminuir a quantidade de ar na combustão, não se obteve sucesso: Formavam-se muitas labaredas em sentido ascendente na grelha, o que acarretava em saída de fumaça pela boca de alimentação.

Em alguns ciclos de alimentação dos testes dos dias 3/11 e 4/11 experimentou-se a utilização de uma portinhola na boca do queimador, com o objetivo de diminuir este excesso de ar. Obtiveram-se bons resultados, que podem ser observados nas curvas de emissão dos mencionados testes, no apêndice, que mostram a evolução da concentração de CO em ciclos de funcionamento do fogão. Nota-se que no dia 2/11, sem o uso da portinhola, a concentração de CO, como foi o usual para os teste típicos, começou a subir por volta dos 7 minutos após a alimentação. No dia 3/11, notamos o início do mesmo efeito, mas logo após a concentração volta a cair. Isto foi devido ao fechamento da portinhola, obstruindo parcialmente a entrada de ar na boca do fogão. Esta portinhola tratava-se de uma folha grossa de alumínio com as dimensões da boca de alimentação, presa ao queimador por sua parte superior.

5. Conclusões e Recomendações

Os fogões a lenha brasileiros podem ser adaptados para o uso da tecnologia de queima limpa, sem muitas modificações dos hábitos do usuário. A principal modificação estaria na substituição da fornalha pelo queimador.

Mesmo sem ter procurado otimizar o desempenho do protótipo ensaiado, o mesmo apresentou uma eficiência ligeiramente superior à do fogão a lenha tradicional.

Além de apresentar um nível de emissão de CO muito mais baixo que os fogões a lenha tradicionais, este protótipo mostrou-se também mais "limpo" no que se refere à operação: a camada de fuligem que inevitavelmente adere às panelas é muito mais fina e facilmente removida sem o uso de abrasivos durante a lavagem, além disso, os dutos de passagem de gases de combustão não apresentaram a formação característica de "picumã" ou depósitos de alcatrão.

A baixa concentração de CO nos gases efluentes sugere que seja estudada a possibilidade de se expelir parte desses pelas aberturas da chapa, aumentando-se assim a área de troca de calor com as panelas (e por consequencia diminuindo a área de perda para o ambiente) de uma maneira similar aos fogões a gás.

A realização de uma análise exergética para o fogão mostrou-se de grande utilidade na detecção dos pontos onde ocorrem as maiores destruições de exergia. Pôde-se detectar, por exemplo a existência de um máximo de eficiência exergética para o queimador sob um determinado regime de queima, que pode servir como parâmetro de otimização do mesmo.

A metodologia proposta, que assume a existência de um regime permanente periódico, permite o tratamento dos dados integrando-se as diversas grandezas em um ciclo típico para a obtenção dos balanços energéticos e exergéticos, sem se perder as informações temporais que o tratamento por média no tempo oculta.

Para a obtenção de resultados confiáveis através dessa metodologia, entretanto, é imprescindível a utilização de um instrumental sofisticado de medição das grandezas físicas envolvidas, aquisição e tratamento de dados.

O modelo desenvolvido para projeto de queimadores e dispositivos de queima limpa mostrou-se bastante eficiente na detecção dos pontos críticos (localização dos pontos de maior perda de carga, ou de grandes perdas por condução e radiação), permitindo assim sua utilização no projeto de outros dispositivos de queima utilizando o princípio em fluxo co-corrente, e na investigação da influência de fatores geométricos no desempenho do mesmo.

Um estudo mais aprofundado do aspecto da reação dos gases no tubo adiabático é merecido, para um dimensionamento mais preciso do mesmo, além de se procurar compreender melhor o que acontece nessa região, podendo-se por exemplo utilizar os dados de temperatura para o balanço energético.

O uso da borboleta na chaminé de saida do fogão como controlador do fluxo de gases mostrou-se pouco eficiente. Já o controle a montante, feito através de uma portinhola na boca de alimentação do queimador foi bastante efetivo no controle do excesso de ar.

6. Apêndice

6.1 MÉTODO DE CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DOS GASES EFLUENTES

Utilizou-se, para o cálculo do calor específico dos gases, a equação, utilizada por Gomide [data desconhida da referência]:

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 \quad [kcal/kmol.K] \qquad \textbf{(6- 1)}$$

Para os gases efluentes o autor utiliza os seguintes coeficientes:

Fórmula	a	b x 10^3	c x 10^6
H_2O	7,256	2,298	0,283
CO_2	6,214	10,396	-3,545
CO	6,420	1,665	-0,196
N_2	6,524	1,25	-0,001
O_2	6,148	3,102	-0,923

Para uma mistura de gases, o calor específico médio foi calculado por:

$$\bar{c}_p = \frac{\sum_1^n m_i c_{p_i}}{m_{total}} \qquad [kcal/kg.K] \qquad \textbf{(6- 2)}$$

Onde:

m_i = massa do gás i [kg]

c_{pi} = calor específico da substância i [kcal/ kg.K]

m_{total} = massa total de gases

n = número de gases (substâncias) na mistura

Para a variação entálpica por resfriamento isobárico da mistura de gases efluentes utilizou-se:

$$Q = \Delta h = m\ \bar{c}_p \Delta T \qquad \textbf{(6- 3)}$$

Onde:

Q = calor liberado no resfriamento [kcal]

m = massa de mistura de gases [kg]

cp = calor específico médio da mistura de gases [kcal/kg.K]

ΔT = variação de temperatura da mistura de gases [K]

Para o cálculo do volume específico dos gases, utilizou-se a conhecida equação de Redlich-Kwong para gases ideais:

$$P = \frac{nRT}{v - b} - \frac{a}{T^{1/2}\, v(v + b)} \qquad \textbf{(6- 4)}$$

sendo:

$$a = 4{,}934\ b\ nR\,T_c^{1{,}5} \qquad \textbf{(6- 5)}$$

e

$$b = 0.0867\ \frac{nRT_c}{Pc} \qquad \textbf{(6- 6)}$$

onde:

P = pressão absoluta [Pa]

v = volume específico [m^3/kmol]

n = número de moles [kmol]

R = constante Universal dos gases [N/m^2. m^3/kmol]

T = Temperatura absoluta [K]

Tc = Temperatura Crítica [K]

Pc = Pressão Crítica [Pa]

O valor utilizado para a constante universal dos gases foi o de:

$$R - 8134 \ \frac{\frac{N}{m^2}\ \frac{m^3}{kmol}}{K} \qquad (6-7)$$

E os valores de constantes críticas utilizadas seguem:

Fórmula	T_c [K]	P_c [atm]
H_2O	647,3	218,2
O_2	154,8	50,1
CO	133	34,5
N_2	126,2	33,5
CO_2	304,2	72,9

6.2 MÉTODO DE CÁLCULO DA ESTEQUIOMETRIA DOS GASES DE COMBUSTÃO

Composição do ar:

Volumétrica	x_{O_2}-0,21 **(6- 8)**	x_{N_2}-0,79 **(6- 9)**
Em massa	$\frac{m_{O_2}}{m_{ar}}$ - 0,233 **(6- 10)**	$\frac{m_{N_2}}{m_{ar}}$ - 0,767 **(6- 11)**

Seja um combustível vegetal, cuja análise elementar nos fornece a fração em massa de carbono (c), de hidrogênio (h), de oxigênio (o) e de cinzas (z).

No modelo da reação de combustão, são adotadas as reações descritas a seguir. São calculadas em termos de massa as taxas de formação de produtos e de consumo de reagentes. Para o conjunto de reações adotado, distinguiu-se as porcões de carbono presentes no combustível que se destinariam a formação de monóxido de carbono, dióxido de carbono e de carbono fuligem. Desta forma:

$$m_{C_{total}} = m_{C_{CO}} + m_{C_{CO_2}} + m_{C_{ful}} \qquad \textbf{(6- 12)}$$

As reações são descritas a seguir:

$$2H + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O \qquad \textbf{(6- 13)}$$

O consumo de ar para esta reação será:

$$\frac{0,5\ kmol O_2\ \ 32,0\frac{kg}{kmol}O_2}{2\ kmol H\ \ 1,008\ \frac{kg\ H}{kmol\ H}}\ \frac{1\ kg\ ar}{0,233\ kg\ O_2} = 11,4354\frac{kg\ ar}{kg\ H} \qquad \textbf{(6-14)}$$

A produção de água será:

$$\frac{1\ kmol H_2O\ \ 18,016\frac{kg}{kmol}H_2O}{2\ kmol H\ \ 1,008\ \frac{kg\ H}{kmol\ H}} = 8,9365\frac{kg\ H_2O}{kg\ H} \qquad \textbf{(6-15)}$$

$O \rightarrow O$	**(6-16)**

O consumo evitado de ar em decorrência da presença de oxigênio no combustível será (calculado como anteriormente):

$$4,2918\ \frac{kg\ ar}{kg\ O} \qquad \textbf{(6-17)}$$

$C + O_2 \rightarrow CO_2$	**(6-18)**

O consumo de ar para a reação anterior será:

$$11,4354\ \frac{kg\ ar}{kg\ C_{CO_2}} \qquad \textbf{(6-19)}$$

A produção de CO_2 pela reação anterior será:

$$3,6644\ \frac{kg\ CO_2}{kg\ C_{CO_2}} \qquad \textbf{(6-20)}$$

$$C + O \rightarrow CO \qquad \textbf{(6- 21)}$$

O consumo de ar pela reação anterior será

$$5,7177 \ \frac{kg\ ar}{kg\ C_{co}} \qquad \textbf{(6- 22)}$$

A produção de CO será:

$$2,3322 \ \frac{kg\ CO}{kg\ C_{co}} \qquad \textbf{(6- 23)}$$

$$N_2 \rightarrow N_2 \qquad \textbf{(6- 24)}$$

$$H_2O \rightarrow H_2O \qquad \textbf{(6- 25)}$$

$$C \rightarrow C_{fuligem} \qquad \textbf{(6- 26)}$$

$$z \rightarrow z \qquad \textbf{(6- 27)}$$

Definindo-se α como sendo a fracão entre o n° de moles de CO e o n° de moles de CO_2, e β a fraçãoem massa entre do carbono que se transforma em fuligem e a quantidade total de carbono no combustivel,

$$\frac{n_{C_{CO}}}{n_{C_{CO_2}}} = \alpha \qquad \textbf{(6- 28)}$$

$$\frac{m_{C_{ful}}}{m_{C_{Total}}} = \beta \qquad \textbf{(6- 29)}$$

Pode-se calcular a relação entre a massa de carbono que reage produzindo CO e a massa de carbono que reage produzindo CO_2:

$$\frac{m_{C_{CO}}}{m_{C_{CO_2}}} = \alpha \frac{kmolCO}{kmolCO_2} \frac{12\ kgC_{CO}}{kmol\ CO} \frac{kmol\ CO_2}{12\ kgC_{CO_2}} = \alpha \frac{kgC_{CO}}{kgC_{CO_2}} \qquad \textbf{(6- 30)}$$

Calcula-se agora a relação entre a massa de carbono que reage produzindo CO e a massa de carbono total:

$$\left(m_{C_{total}} - m_{C_{CO}} + m_{C_{CO_2}} + m_{C_{ful}}\right) \div m_{C_{total}}$$

$$m_{C_{CO_2}} = \frac{m_{C_{CO}}}{\alpha} \qquad \textbf{(6- 31)}$$

$$1 - \frac{m_{C_{CO}}}{m_{C_{total}}} + \frac{m_{C_{CO}}}{\alpha m_{C_{total}}} + \frac{m_{C_{ful}}}{m_{C_{total}}}$$

$$1 - \frac{m_{C_{CO}}}{m_{C_{total}}}\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) + \beta \qquad \textbf{(6- 32)}$$

portanto,

$$\frac{m_{C_{CO}}}{m_{C_{total}}} = \frac{(1 - \beta)\alpha}{(1 + \alpha)} \qquad \textbf{(6- 33)}$$

Da mesma forma pode-se deduzir que a relação entre a massa de carbono que reage produzindo CO_2 e a massa de carbono total é dada pela expressão:

$$\frac{m_{C_{CO_2}}}{m_{C_{total}}} = \frac{(1 - \beta)}{(1 + \alpha)} \qquad \textbf{(6- 34)}$$

Pode-se então calcular a quantidade de ar teórico para a reação, que é a quantidade de ar estequiométrica necessária para a queima do combustível seco:

$$\begin{aligned} m_{ar,t} = {} & 5,7177 \frac{kg\ ar}{kg\ C_{CO}} \frac{(1 - \beta)\alpha}{1 + \alpha} \frac{kg\ C_{CO}}{kg\ C} c \frac{kg\ C}{kg\ comb,s} \\ & + 11,4354 \frac{kg\ ar}{kg\ C_{CO_2}} \frac{(1 - \beta)}{1 + \alpha} \frac{kg\ C_{CO_2}}{kg\ C} c \frac{kg\ C}{kg\ comb,s} \\ & + 34,0623 \frac{kg\ ar}{kg\ H} h \frac{kg\ H}{kg\ comb,s} \\ & - 4,2918 \frac{kg\ ar}{kg\ o} o \frac{kg\ O}{kg\ comb,s} \end{aligned} \qquad \textbf{(6- 35)}$$

Portanto:

$$m_{ar,t} = \left\{5,7177\frac{(1 - \beta)\alpha}{1 + \alpha} + 11,4354\frac{(1 - \beta)}{1 + \alpha}\right\}c + 34,0623h - 4,2918o \qquad \textbf{(6- 36)}$$

$$\left[\frac{Kg\ ar}{Kg_{comb,s}}\right]$$

Definindo-se E como o fator de excesso de ar, que é

$$E = \frac{m_{ar,r}}{m_{ar,t}} \qquad \textbf{(6- 37)}$$

e sabendo-se que em consequência da definição de W_u que:

$$\frac{m_s}{m_u} = (1 - w_u) \qquad \textbf{(6- 38)}$$

podemos então deduzir a equação para o cálculo da quantidade de ar real utilizada na combustão:

$$m_{ar,r} = m_{ar,t} \frac{kg_{ar,t}}{kg_{comb,s}} (1-w_u) \frac{kg_{comb,s}}{kg_{comb,u}} E \frac{kg_{ar,r}}{kg_{ar,t}} \qquad \textbf{(6- 39)}$$

Portanto:

$$m_{ar,r} = (m_{ar,t}) \cdot (1 - w_u) \cdot E \qquad \left[\frac{kg_{ar}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6- 40)}$$

A quantidade de água contida nos gases de combustão será a soma da massa de água contida no combustível, massa de água contida na umidade do ar, e a água que se forma como produto da combustão do hidrogênio.

Definindo-se U.A. como a umidade absoluta do ar, em kg de água por kg de ar, temos:

$$m_{H_2O} = w_u + 9h(1 - w_u) + m_{ar,r}(U.A.) \qquad \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6- 41)}$$

A quantidade de N_2 nos gases da combustão é calculada supondo-se que não há quantidade significativa de nitrogênio no combustível, e que o nitrogênio molecular presente no ar não reage:

$$m_{N_2} = 0{,}767\ m_{ar,r} \qquad \left[\frac{kg_{N_2}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6- 42)}$$

Quantidade de O2 nos gases de combustão:

$$m_{O_2} = 0{,}2333\ m_{ar,r} \frac{E - 1}{E} \qquad \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6- 43)}$$

Quantidade de CO_2 nos gases da combustão:

$$m_{CO_2} = 3{,}6644\frac{1-\beta}{1+\alpha}\ c\ (1-w_u)\left[\frac{kg_{CO_2}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6-44)}$$

Quantidade de CO nos gases da combustão:

$$m_{CO_2} = 2{,}3322\ \alpha\frac{1-\beta}{1+\alpha}\ c\ (1-W_u)\left[\frac{kg_{CO}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6-45)}$$

Quantidade de cinzas nos gases da combustão:

$$m_z = z\ (1-W_u)\left[\frac{kg_z}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6-46)}$$

Quantidade de carbono- fuligem nos gases da combustão:

$$m_{C_{ful}} = \beta\ c\ (1-Wu)\left[\frac{kg_{C_{ful}}}{kg_{comb}}\right] \qquad \textbf{(6-47)}$$

Testes realizados com o queimador e o Fogão a lenha

Data	P2 (cm)	P3 (cm)	Aliment. (g/min)	Anel (cm)	gran. contr.	Analisador (cro,testo, bosc	Wu (%)	Memo.	Massa monit?	Temp. (canais)	Pressao (mbar)	Efi. (%)	Pot Nomi. (KW)
23/3	N	N	200/10	N	N	N	N	S	N	N	N	?	
25/3	N	N	200/5	N	N	N	N	S	S	1	N	?	
1/4	N	N	400/10	N	N	cro	10.3	S	S	1	N	?	
12/6	N	N	400/10	N	N	testo		N	N	10	N	?	
15/6	N	N	400/10	N	N	testo	Eq.	N	S	10	N	?	
2/7	N	N	400/10	N	S	N	13.2	N	N	10	N	?	
1/9	N	N	400/10	8	N	N	11.9	N	S	10	N	?	
6/9	N	N	400/10	8	S	testo	10.6	S	S	10	N	?	
8/9	N	N	400/10	7	S	testo	10.6	S	S	10	2	?	
9/9	N	N	400/10	7.5	S	testo	10.6	S	S	10	N	?	
10/9	N	N	400/10	8	S	cro	10.6	N	S	10	N	?	
12/9	N	N	400/10	N	S	testo	10.6	S	S	10	5	?	
13/9	N	N	400/10	8	S	testo	N	S	S	10	3-4	?	
14/9	N	N	400/10	7.5	S	testo	N	S	S	10	3	?	
22/9	N	N	400/10	7	S	testo	N	S	S	10	2-3	?	
23/9	N	N	400/10	8	S	testo	15.7	S	S	10	N	?	
Fogão:													
17/10	4.5	3.5	400/10	N	S	testo, bosch	12	S	N	10	N	8.8	9.1
20/10	4.5	3.5	400/10	N	S	testo, bosch	11.3	S	N	10	N	9.5	8.97
21/10	2.5	2	400/10	N	S	testo, bosch	12	S	N	10	4	9.6	7.88
23/10	2.5	2	300/10	N	S	Testo,bosch	12	S	N	10	N	8.4	5.95
25/10	4.5	2.5	300/10	N	S	testo, bosch	12.1	S	N	10	4	8.6	7.05
26/10	4.5	3	300/10	N	S	testo, bosch	11.9	S	N	10	4	6.5	7.37
29/10	4.5	3.5	300/10	N	S	testo, bosch	11.9	S	N	10	5	6.5	6.79
2/11	4.5	3.5	400/10	N	S	testo, bosch	14.2	S	N	10	4	8	8.32
3/11	4.5	3.5	400/12	N	S	testo, bosch	14.2	S	N	10	5	8.7	6.58
4/11	4.5	3.5	400/15	N	S	testo, bosch	14.2	S	N	10	N	7.2	5.82

Data	Dia em que Dia em que foi feito o teste	**Wu**	Umidade da lenha utilizada	
P2	Distância do fundo da panela P2 ao topo da restrição	**Memo**	Foi registrado um memorando das ocorrências?	
P3	Idem, panela P3	**Massa monit?**	Houve monitoramento de massa?	
Aliment.	Taxa de alimentação	**Temp**	Quantos canais de temperatura foram monitorados	
Anel	Diâmetro do anel de perda de carga utilizado	**Pressão**	Qual o nível de pressão médio na chaminé do queimador	
Gran. contr	Granulação da lenha controlada ou não	**efi**	Qual a eficiência	
analisador	Com que equipamento foi feita a análise de gases	**Pot. nomi.**	Potência nominal	

6.4 APRESENTAÇÃO DAS PLANILHAS DE EFICIÊNCIA:

Teste do dia 17/10/93

23-Jan-96

Calor Útil ganho pelas panelas

Q lat. vaporização	2440	kJ/kg
Temp. Ebulição	96	°C

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evaporada (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)	
Panela 1	1707.8	26	640	1067.8	407.7	2605.4	3013.2	
Panela 2	1221.1	26	748.3	472.8	277.5	1153.6	1431.1	
Panela3	759	26	556	203.0	154.7	495.3	650.0	
				TOTAL	839.9	4254.4	**5094.3**	**kJ**

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	12	%
Umidade Ws	13.64	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16147.7	kJ/kg
Energia total	**58131.8**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	5.2	%
Panela 2	2.5	%
Panela 3	1.1	%
TOTAL	**8.8**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 11:17:00

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	11:43:50	13:03:30	0.25	0.55
Panela2	11:55:00	13:01:30	0.12	0.29
Panela3	11:56:00	12:59:20	0.07	0.13
		TOTAL	0.44	0.96

Tempo total de Operação
106.5 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	13:03:30	P nom. =	9.10	kW

Teste do dia 20/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

				P1	316.3		
Q lat. vaporização	2440	kJ/kg		P2	274.1		
Temp. Ebulição	96	°C		P3	231.1		
	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)
Panela 1	1615.9	25	423.5	1192.4	386.2	2909.5	3295.7
Panela 2	1284.7	26.3	768.4	516.3	294.9	1259.8	1554.6
Panela3	786.9	24.9	573.5	213.4	165.4	520.7	686.1
				TOTAL	846.5	4689.9	**5536.4** kJ

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	12	%
Umidade Ws	13.64	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16147.7	kJ/kg
Energia total	**58131.8**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	5.7	%
Panela 2	2.7	%
Panela 3	1.2	%
TOTAL	**9.5**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 18:46:00

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	19:11:00	20:32:00	0.26	0.60
Panela2	19:20:00	20:34:00	0.14	0.28
Panela3	19:28:00	20:32:52	0.07	0.13
		TOTAL	0.47	1.02

Tempo total de Operação
108 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	20:34:00	**P nom. =**	**8.97**	**kW**

Teste do dia 21/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)	
Panela 1	1712.5	26.6	1010.9	701.6	405.6	1711.9	2117.5	
Panela 2	1302.4	26.6	986.8	315.6	298.7	770.1	1068.8	
Panela3	824.2	26.6	672.4	151.8	172.3	370.4	542.7	
				TOTAL	876.6	2852.4	**3729.0**	**kJ**

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	12	%
Umidade Ws	13.64	%
Qte. Cargas	6	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16147.7	kJ/kg
Energia total	**38754.5**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	5.5	%
Panela 2	2.8	%
Panela 3	1.4	%
TOTAL	**9.6**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 18:40:00

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	19:04:00	20:02:00	0.28	0.49
Panela2	19:07:00	20:01:33	0.18	0.24
Panela3	19:13:00	19:55:00	0.09	0.15
		TOTAL	0.55	0.87

Tempo total de Operação
82 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	20:02:00	**P nom. =**	**7.88**	**kW**

Teste do dia 23/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)	
Panela 1	1707.4	25.9	1245.8	461.6	408.2	1126.3	1534.5	
Panela 2	1307.2	26.3	1070.9	236.3	301.4	576.6	878.0	
Panela3	733.1	26	617.8	115.3	147.1	281.3	428.4	
				TOTAL	856.7	1984.2	**2840.9**	**kJ**

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	12	%
Umidade Ws	13.64	%
Qte. Cargas	7	
Massa das cargas	0.3	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16147.7	kJ/kg
Energia total	**33910.2**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	4.5	%
Panela 2	2.6	%
Panela 3	1.3	%
TOTAL	**8.4**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 14:49:20

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	15:30:00	16:24:23	0.17	0.35
Panela2	15:34:00	16:21:38	0.11	0.20
Panela3	15:34:00	16:18	0.05	0.11
		TOTAL	0.33	0.65

Tempo total de Operação
95.05 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	16:24:23	**P nom. =**	**5.95**	**kW**

Teste do dia 25/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)	
Panela 1	1607.9	26.9	834.1	773.8	373.6	1888.1	2261.7	
Panela 2	1268.2	26.8	993.1	275.1	288.0	671.2	959.2	
Panela3	819.6	26.4	673.3	146.3	171.5	357.0	528.4	
				TOTAL	833.0	2916.3	**3749.3**	**kJ**

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	11.8	%
Umidade Ws	13.38	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.3	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16190.0	kJ/kg
Energia total	**43712.9**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	5.2	%
Panela 2	2.2	%
Panela 3	1.2	%
TOTAL	**8.6**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 16:48:26

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	17:16:41	18:31:46	0.22	0.42
Panela2	17:33:49	18:31:13	0.11	0.19
Panela3	17:34:00	18:22:50	0.06	0.12
		TOTAL	0.39	0.74

Tempo total de Operação
103.3333 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	18:31:46	**P nom. =**	**7.05**	**kW**

Teste do dia 26/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)	
Panela 1	1559.2	26.9	1066.8	492.4	359.5	1201.5	1561.0	
Panela 2	1244.7	26.6	1024	220.7	282.0	538.5	820.5	
Panela3	730.7	26.3	605	125.7	145.8	306.7	452.5	
				TOTAL	787.2	2046.7	**2833.9**	**kJ**

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	11.8	%
Umidade Ws	13.38	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.3	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16190.0	kJ/kg
Energia total	**43712.9**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	3.6	%
Panela 2	1.9	%
Panela 3	1.0	%
TOTAL	**6.5**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 15:15

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	15:45:30	16:57:58	0.20	0.28
Panela2	16:00:00	16:53:40	0.10	0.17
Panela3	16:00:00	16:53:50	0.05	0.09
		TOTAL	0.35	0.54

Tempo total de Operação
98.83333 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	16:53:50	**P nom. =**	**7.37**	**kW**

Teste do dia 29/10/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)
Panela 1	1612.2	24.5	1084.9	527.3	387.9	1286.6	1674.5
Panela 2	1252.8	24.7	1040.9	211.9	292.1	517.0	809.1
Panela3	699.4	24.5	607	92.4	140.2	225.5	365.6
				TOTAL	820.1	2029.1	**2849.2** kJ

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	11.8	%
Umidade Ws	13.38	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.3	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	16190.0	kJ/kg
Energia total	**43712.9**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	3.8	%
Panela 2	1.9	%
Panela 3	0.8	%
TOTAL	**6.5**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 15:10

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	15:47	16:57:22	0.17	0.30
Panela2	16:08	16:54:20	0.08	0.19
Panela3	16:10	16:53:20	0.04	0.09
		TOTAL	0.30	0.58

Tempo total de Operação
107.3667 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	16:57:22	**P nom. =**	**6.79**	**kW**

Teste do dia 2/11/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)
Panela 1	1642.2	27.2	820.7	821.5	381.9	2004.5	2386.3
Panela 2	1291.1	27	972.1	319.0	293.7	778.4	1072.1
Panela3	778.1	26.2	625.5	152.6	159.8	372.3	532.2
				TOTAL	835.4	3155.2	**3990.6** kJ

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	14.2	%
Umidade Ws	16.55	%
Qte. Cargas	8	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	15683.0	kJ/kg
Energia total	**50185.7**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	4.8 %
Panela 2	2.1 %
Panela 3	1.1 %
TOTAL	**8.0 %**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 13:19:00

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	13:41:30	14:59:06	0.28	0.43
Panela2	13:55:00	14:59:30	0.14	0.20
Panela3	14:01:00	14:54:30	0.06	0.12
		TOTAL	0.48	0.75

Tempo total de Operação
100.5 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	14:59:30	**P nom. =**	**8.32**	**kW**

Teste do dia 3/11/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)
Panela 1	1667.4	26.2	681.5	985.9	394.8	2405.6	2800.4
Panela 2	1257.6	26.1	806.7	450.9	287.8	1100.2	1388.0
Panela3	819.1	25.9	595.5	223.6	172.5	545.6	718.1
				TOTAL	855.1	4051.4	**4906.5** kJ

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	14.2	%
Umidade Ws	16.55	%
Qte. Cargas	9	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	15683.0	kJ/kg
Energia total	**56458.9**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	5.0	%
Panela 2	2.5	%
Panela 3	1.3	%
TOTAL	**8.7**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 16:38:00

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	17:07:00	19:01:00	0.23	0.35
Panela2	17:06:00	18:39:00	0.17	0.20
Panela3	17:24:00	18:29:41	0.06	0.14
		TOTAL	0.46	0.69

Tempo total de Operação
143 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	19:01:00	**P nom. =**	**6.58**	**kW**

Teste do dia 4/11/93

Calor Útil ganho pelas panelas

	M inic. (gramas)	Temp inic °C	M final (gramas)	M evapora (gramas)	Q sens (kJ)	Q latente (kJ)	Q s +Q l (kJ)
Panela 1	1668.6	26.1	1014.9	653.7	395.7	1595.0	1990.7
Panela 2	1321.5	25.6	1119.7	201.8	308.7	492.4	801.1
Panela3	802.8	26.2	722.2	80.6	167.0	196.7	363.7
				TOTAL	871.4	2284.1	**3155.5** kJ

Calor nominal Fornecido pela lenha.

Carbono	52	%
Oxigênio	41	%
Hidrogênio	6	%
Cinzas	1	%
Umidade Wu	14.2	%
Umidade Ws	16.55	%
Qte. Cargas	7	
Massa das cargas	0.4	kg
PCS base seca	20000	kJ/Kg
PCI base úmida	15683.0	kJ/kg
Energia total	**43912.5**	**kJ**

Eficiência do Fogão

Eficiência calculada: calor útil às panelas / Calor nominal da lenha.

Panela 1	4.5	%
Panela 2	1.8	%
Panela 3	0.8	%
TOTAL	**7.2**	**%**

Potência Útil nas Panelas

Hora de início de operação do fogão: 18:39:10

	Hora início fervura	Hora fim fervura	Potência aquecimento (kW)	Potência fervura (kW)
Panela1	19:09:00	20:45:	0.22	0.00
Panela2	19:26:30	20:32:00	0.11	0.13
Panela3	19:30	20:28	0.05	0.06
		TOTAL	0.38	0.18

Tempo total de Operação
125.8333 minutos

Potência Nominal Média do Fogão

Fim última fervura	20:45	**P nom. =**	**5.82**	**kW**

6.5 PLANILHAS DE CÁLCULO DE EXERGIA DOS GASES DE COMBUSTÃO

Exergia dos gases de Escape do Fogão a lenha. **Temperatura Adiabática de chama**

Cte Universal dos gases	8.3144	kJ/(kmol*K)
Temperatura dos gases :	1478.0	Kelvin
Temperatura ambiente =	298.0	Kelvin

Efluente	Peso molec	kgEflu/ kg com	N. moles/kg con nk	Xk fração molar	Exergia Padrao	Xk	Xk*ln(Xk)	Kotas, D3 molar exergia Cp	nk*Cp
N2,ar	28.0160	7.8150	0.2789	0.7112	690.0	490.74	-0.2424	19.34	5.3948
O2	32.0000	1.1050	0.0345	0.0880	3970.0	349.53	-0.2139	20.55	0.7096
CO2	44.0100	1.6550	0.0376	0.0959	20140.0	1931.00	-0.2248	31.76	1.1943
H2O	18.0160	0.7320	0.0406	0.1036	11710.0	1213.07	-0.2349	23.8	0.9670
CO	28.0100	0.0140	0.0005	0.0013	275430.0	351.00	-0.0085	19.41	0.0097
		total =	0.3922			4335.33	-0.9245		8.2755

Exergia dos Gases = 10567.08 kJ/kg comb

Exergia do Combustível = 17979.87 kJ/kg comb

Fração Porcentual 58.77 %

Lenha:

c	0.52
h	0.06
o	0.41
n	0.00

Exergia dos gases de Escape do Fogão a lenha.

Cte Universal dos gases	8.3144	kJ/(kmol*K)
Temperatura dos gases :	1024.0	kelvin
Temperatura ambiente =	298.0	kelvin

Efluente	Peso molec	kgEflu/ kg com	N moles/kg com nk	Xk fração molar	Exergia Padrao
N2,ar	28.0160	7.8150	0.2789	0.7112	690.0
O2	32.0000	1.1050	0.0345	0.0880	3970.0
CO2	44.0100	1.6550	0.0376	0.0959	20140.0
H2O	18.0160	0.7320	0.0406	0.1036	11710.0
CO	28.0100	0.0140	0.0005	0.0013	275430.0
		total =	0.3922		

Temperatura no Termopar n. 5

Xk	Xk*ln(Xk)	Kotas, D3 molar exergia Cp	nk*Cp
490.74	-0.2424	15.46	4.3125
349.53	-0.2139	16.56	0.5718
1931.00	-0.2248	24.79	0.9322
1213.07	-0.2349	18.48	0.7509
351.00	-0.0085	15.55	0.0078
4335.33	-0.9245		6.5752

Exergia dos Gases =	5575.59	kJ/kg comb
Exergia do Combustível =	17979.87	kJ/kg comb
Fração Porcentual	31.01	%

Lenha:

c	0.52
h	0.06
o	0.41
n	0.00

Exergia dos gases de Escape do Fogão a lenha.

Temperatura no Termopar n. 10

Cte Universal dos gases	8.3144	kJ/(kmol*K)
Temperatura dos gases :	648.2	kelvin
Temperatura ambiente =	298.0	kelvin

Efluente	Peso molec	kgEflu/ kg corr	N moles/kg cor nk	Xk fração molar	Exergia Padrao	Xk	Xk*ln(Xk)	Kotas, D3 molar exergia Cp	nk*Cp
N2,ar	28.0160	7.8150	0.2789	0.7112	690.0	490.74	-0.2424	10.26	2.8620
O2	32.0000	1.1050	0.0345	0.0880	3970.0	349.53	-0.2139	10.82	0.3736
CO2	44.0100	1.6550	0.0376	0.0959	20140.0	1931.00	-0.2248	15.56	0.5851
H2O	18.0160	0.7320	0.0406	0.1036	11710.0	1213.07	-0.2349	11.9	0.4835
CO	28.0100	0.0140	0.0005	0.0013	275430.0	351.00	-0.0085	10.23	0.0051
		total =	0.3922			4335.33	-0.9245		4.3094

Exergia dos Gases =	2311.12	kJ/kg comb
Exergia do Combustível =	17979.87	kJ/kg comb
Fração Porcentual	12.85	%

Lenha:

c	0.52
h	0.06
o	0.41
n	0.00

Exergia dos gases de Escape do Fogão a lenha.

Temperatura no Termopar n. 11

Cte Universal dos gases	8.3144	kJ/(kmol*K)
Temperatura dos gases	476.2	kelvin
Temperatura ambiente =	298.0	kelvin

Efluente	Peso molec.	kgEflu/ kg com	N moles/kg com nk	Xk fração molar	Exergia Padrao	Xk	Xk*ln(Xk)	Kotas, D3 molar exergia Cp	nk*Cp
N2,ar	28.0160	7.8150	0.2789	0.7112	690.0	490.74	-0.2424	6.34	1.7685
O2	32.0000	1.1050	0.0345	0.0880	3970.0	349.53	-0.2139	6.45	0.2227
CO2	44.0100	1.6550	0.0376	0.0959	20140.0	1931.00	-0.2248	9.09	0.3418
H2O	18.0160	0.7320	0.0406	0.1036	11710.0	1213.07	-0.2349	7.22	0.2934
CO	28.0100	0.0140	0.0005	0.0013	275430.0	351.00	-0.0085	6.33	0.0032
		total =	0.3922			4335.33	-0.9245		2.6296

Exergia dos Gases = 1270.57 kJ/kg comb

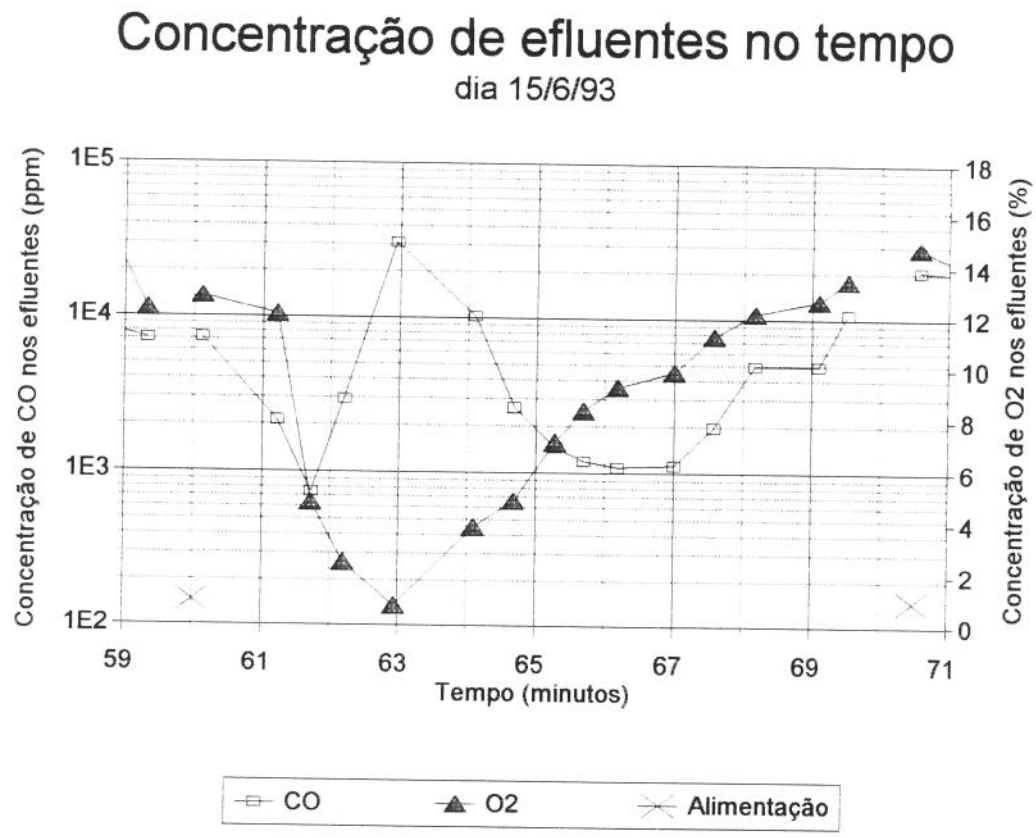
Exergia do Combustível = 17979.87 kJ/kg comb

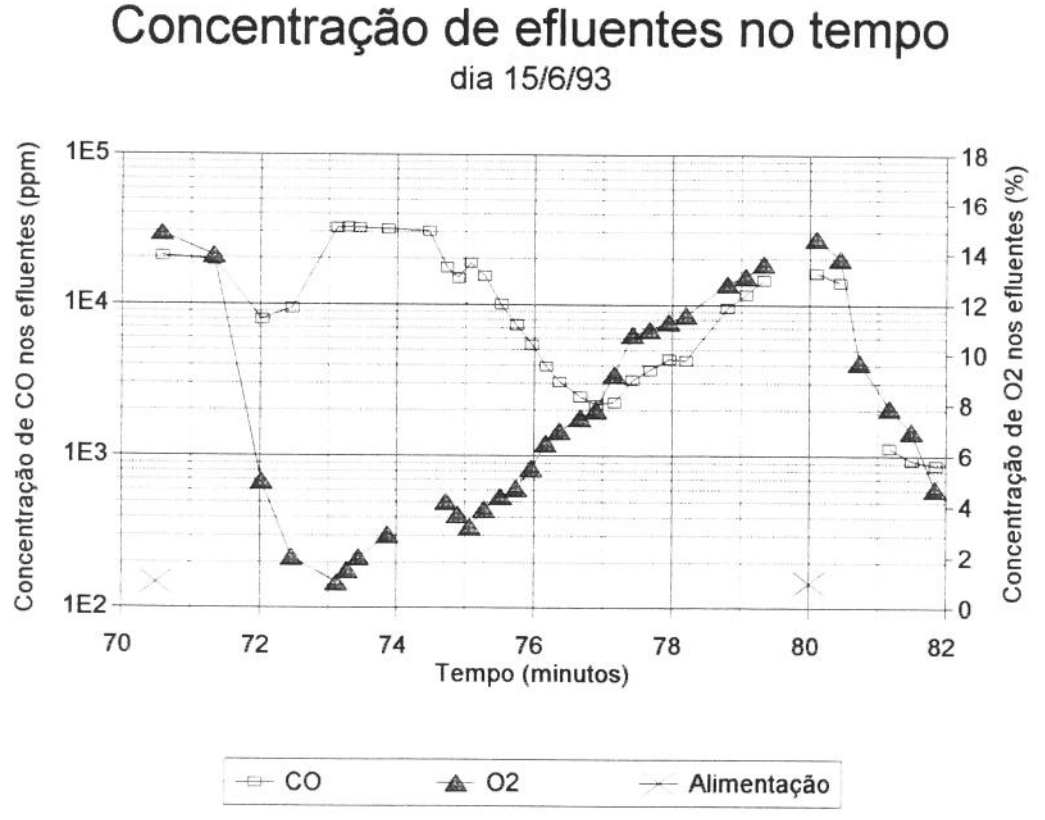
Fração Porcentual 7.07 %

Lenha:

c	0.52
h	0.06
o	0.41
n	0.00

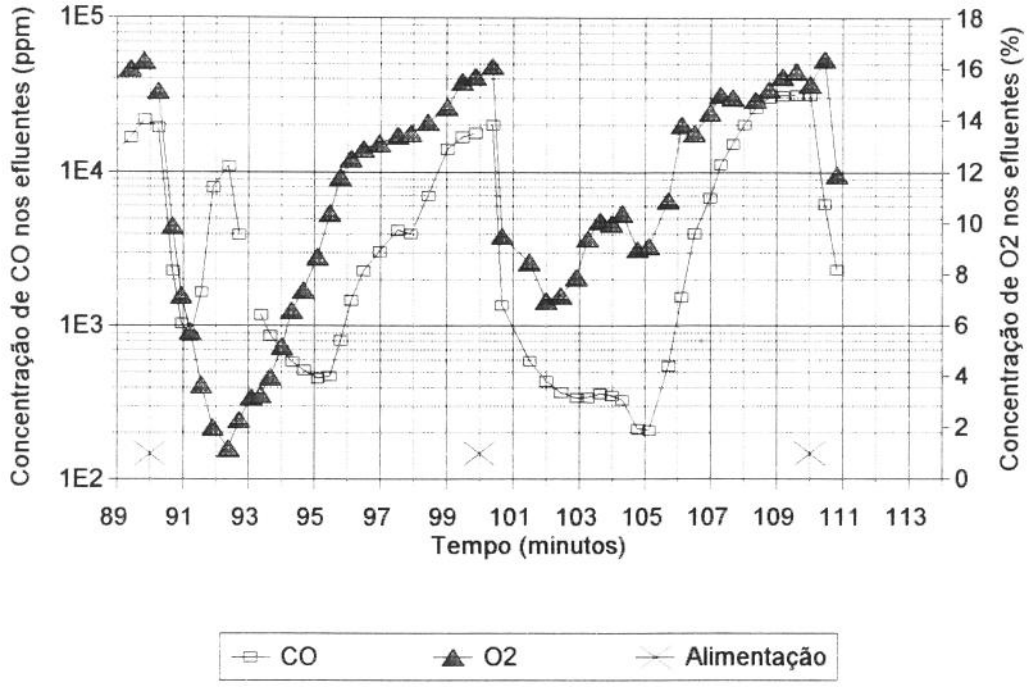
6.6 CURVAS RESULTANTES DA ANÁLISE DE GASES NOS TESTES





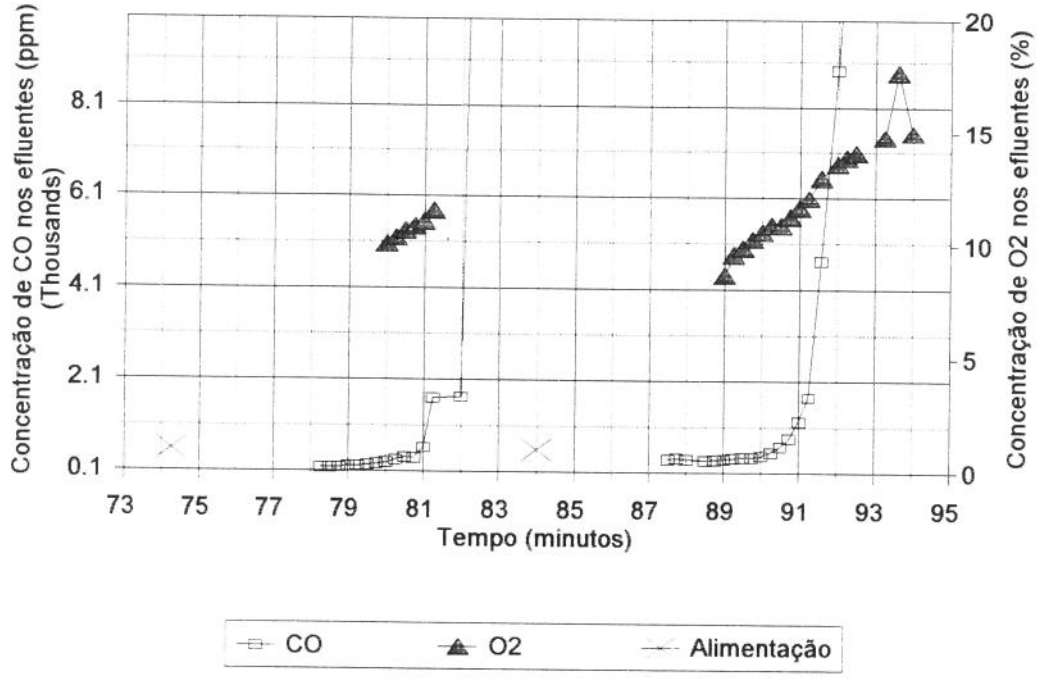
Concentração de efluentes no tempo

dia 15/6/93



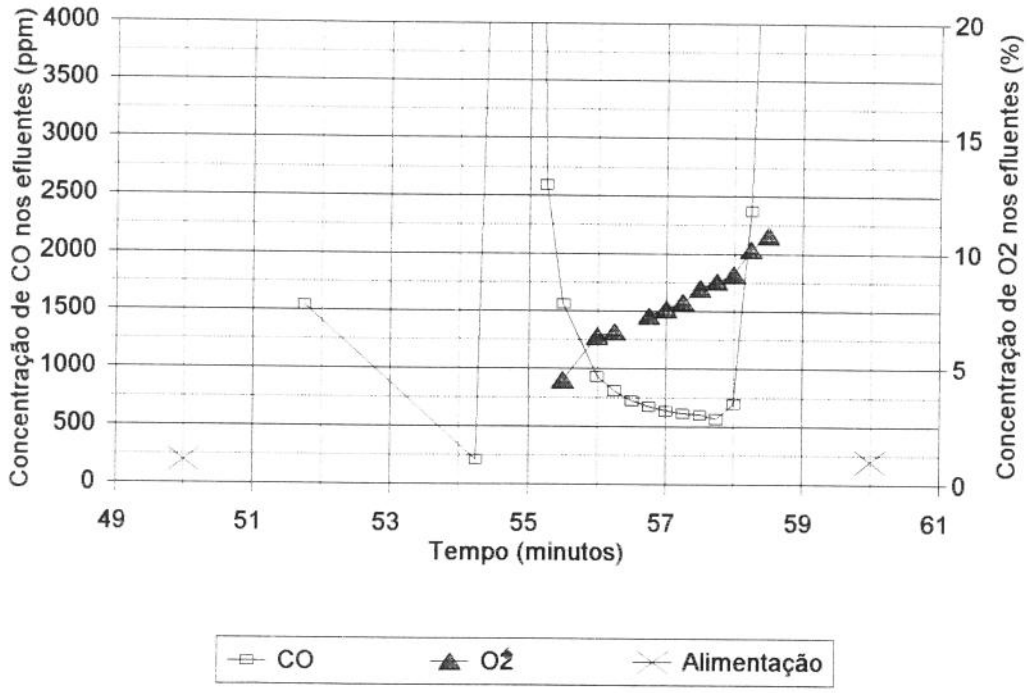
Concentração de efluentes no tempo

dia 12/9/93



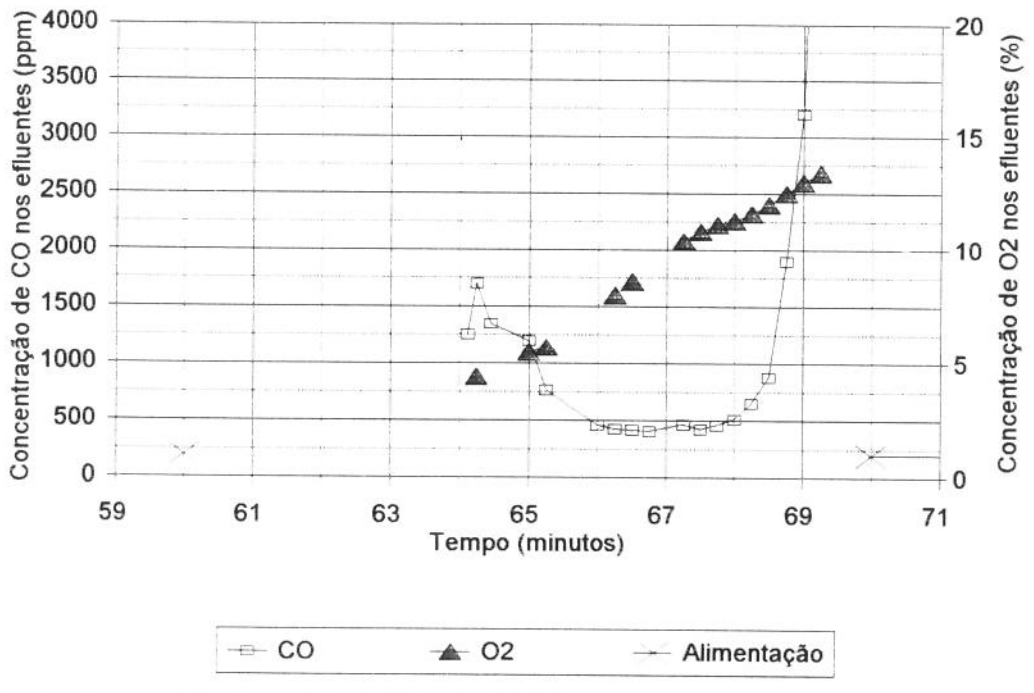
Concentração de efluentes no tempo

dia 13/9/93



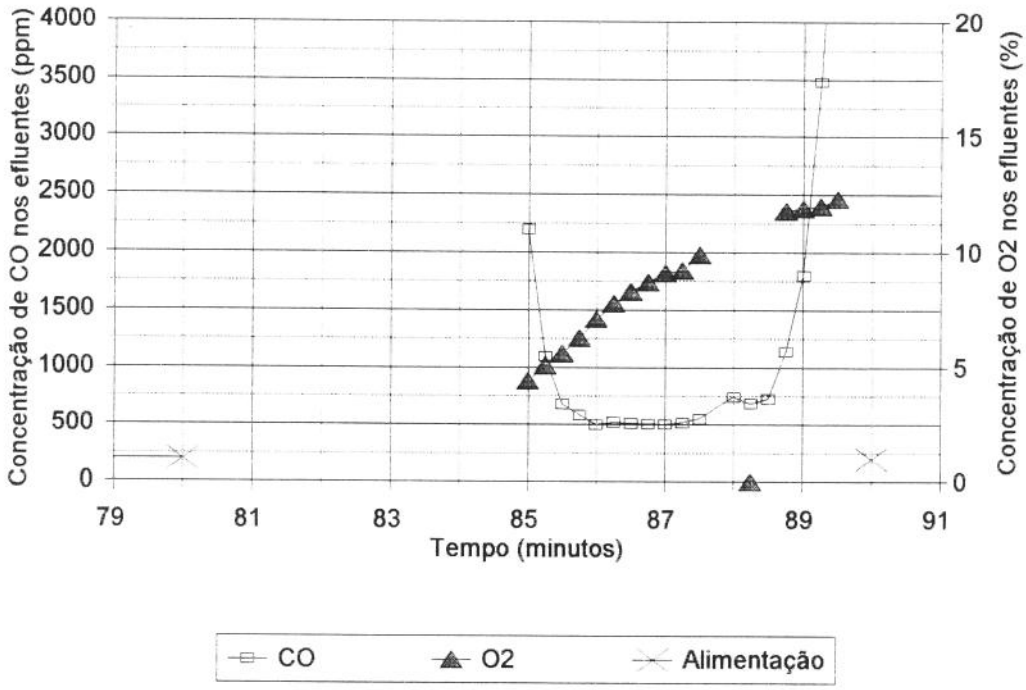
Concentração de efluentes no tempo

dia 13/9/93



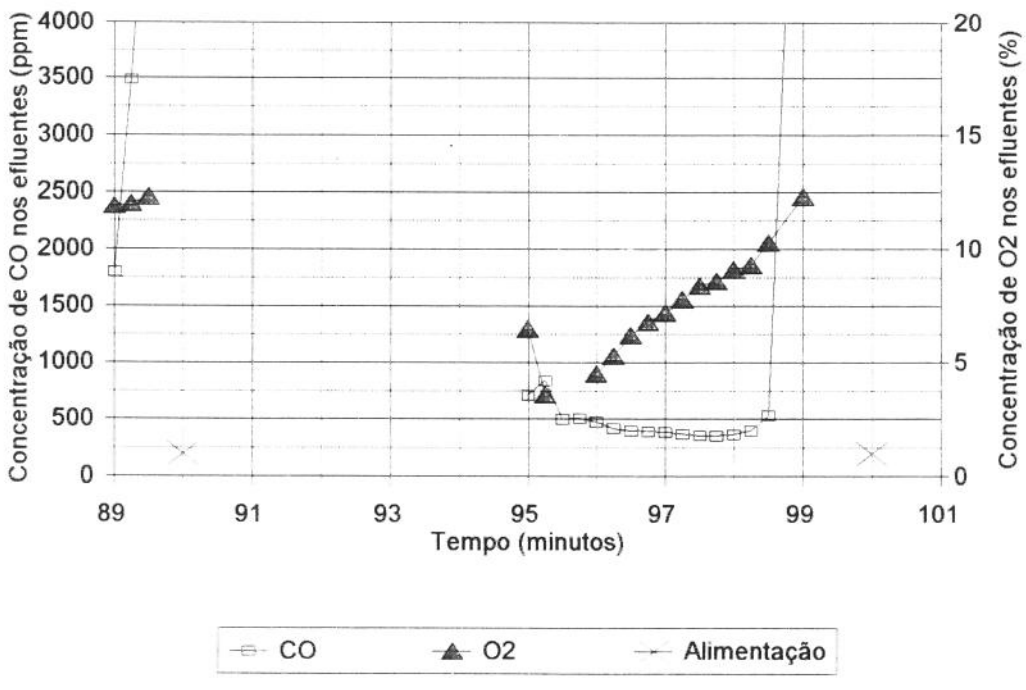
Concentração de efluentes no tempo

dia 13/9/93



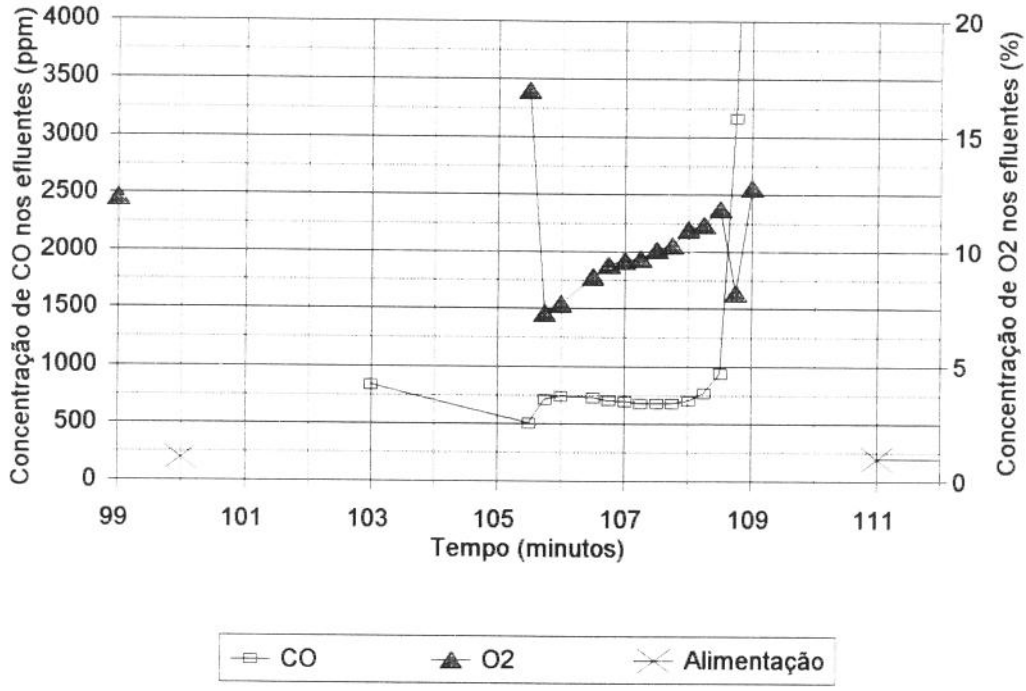
Concentração de efluentes no tempo

dia 13/9/93



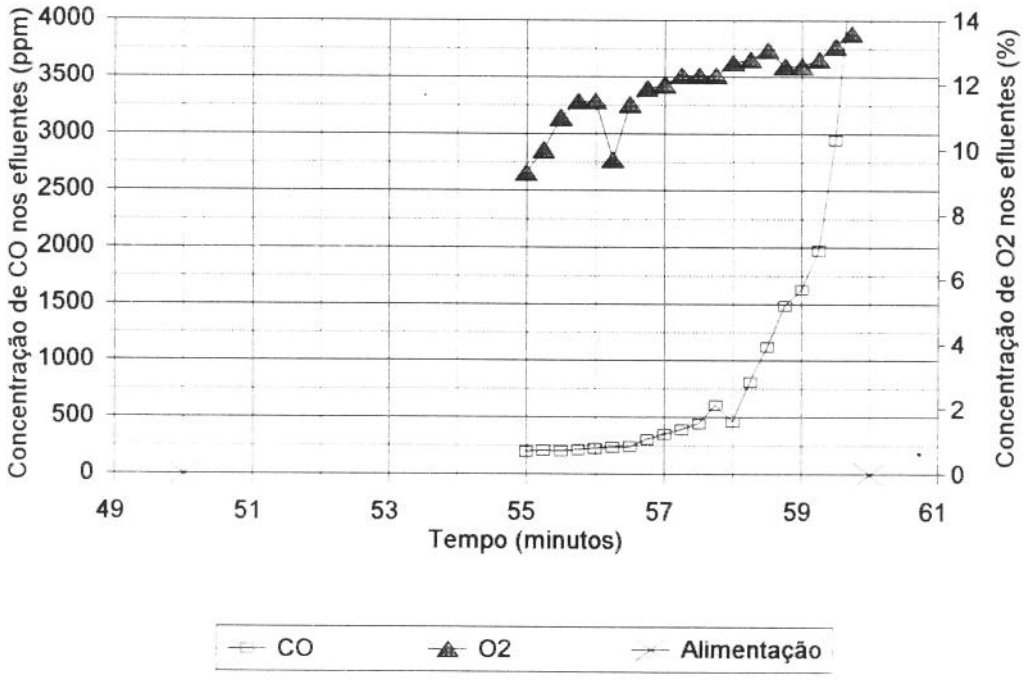
Concentração de efluentes no tempo

dia 13/9/93



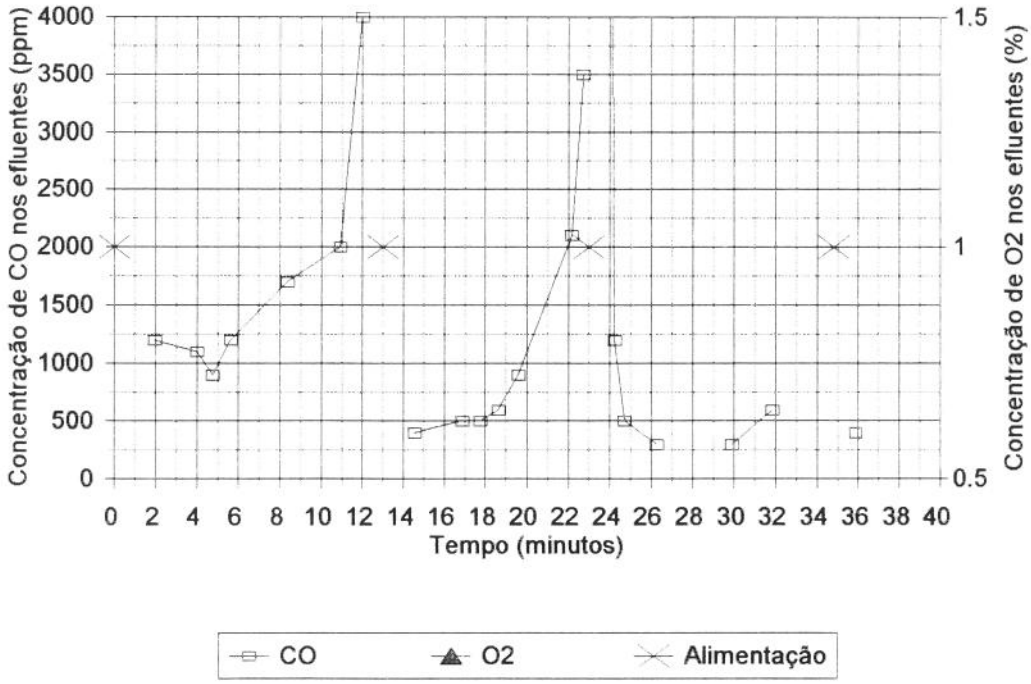
Concentração de efluentes no tempo

dia 14/9/93



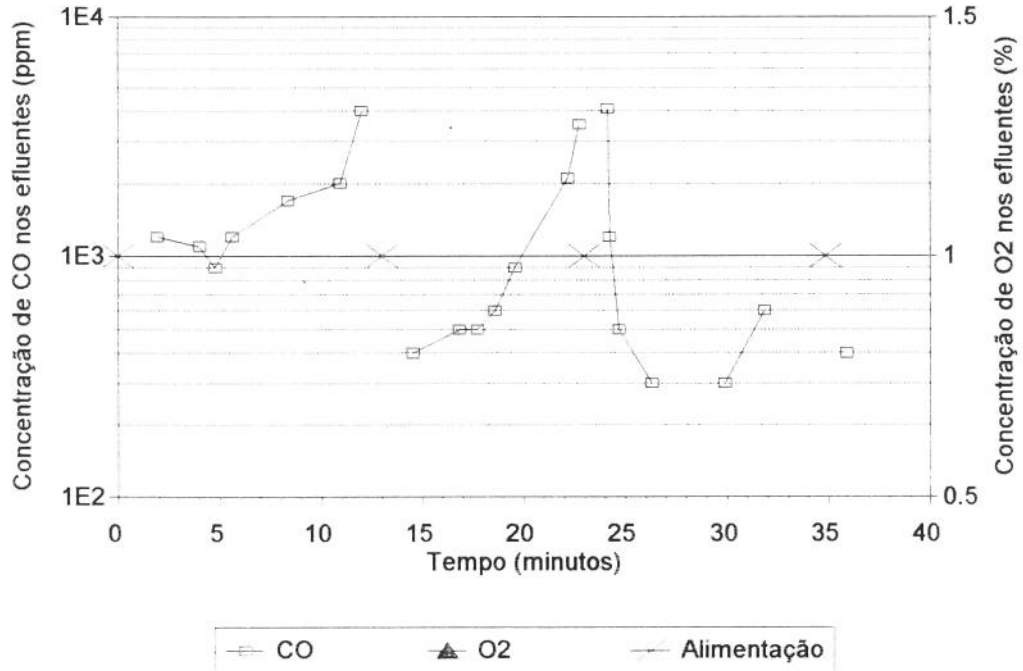
Concentração de efluentes no tempo

dia 17/10/93



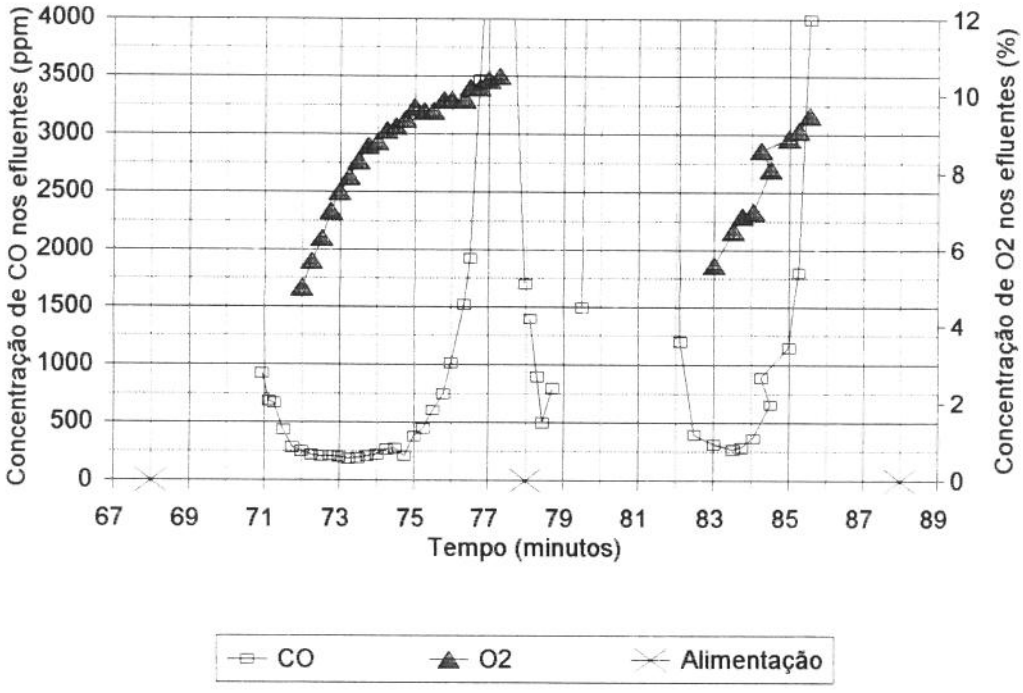
Concentração de efluentes no tempo

dia 17/10/93



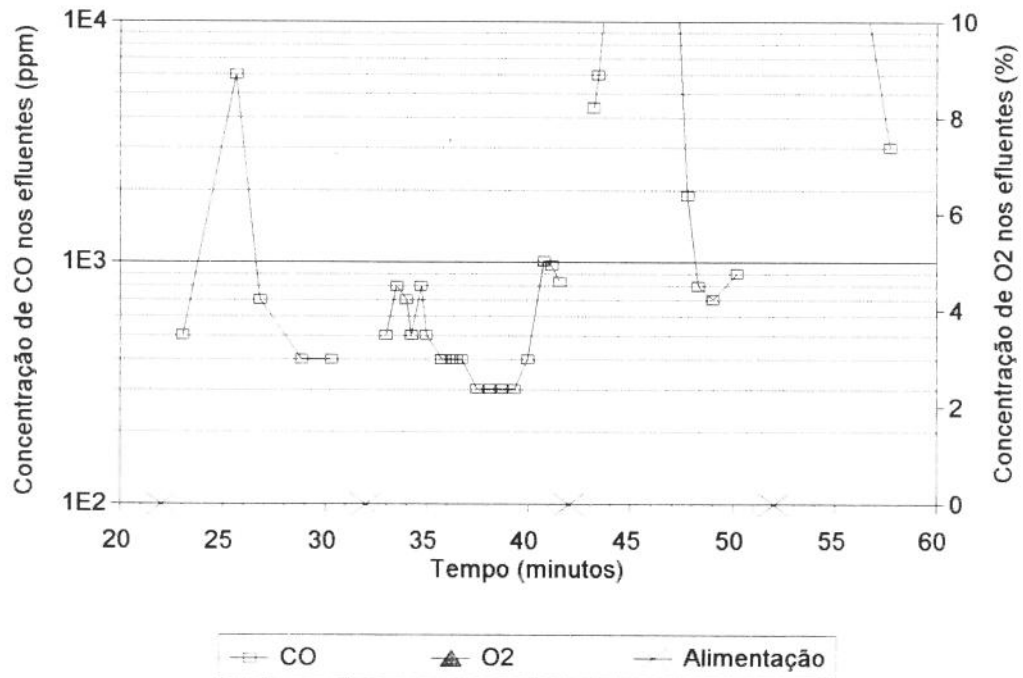
Concentração de efluentes no tempo

dia 20/10/93



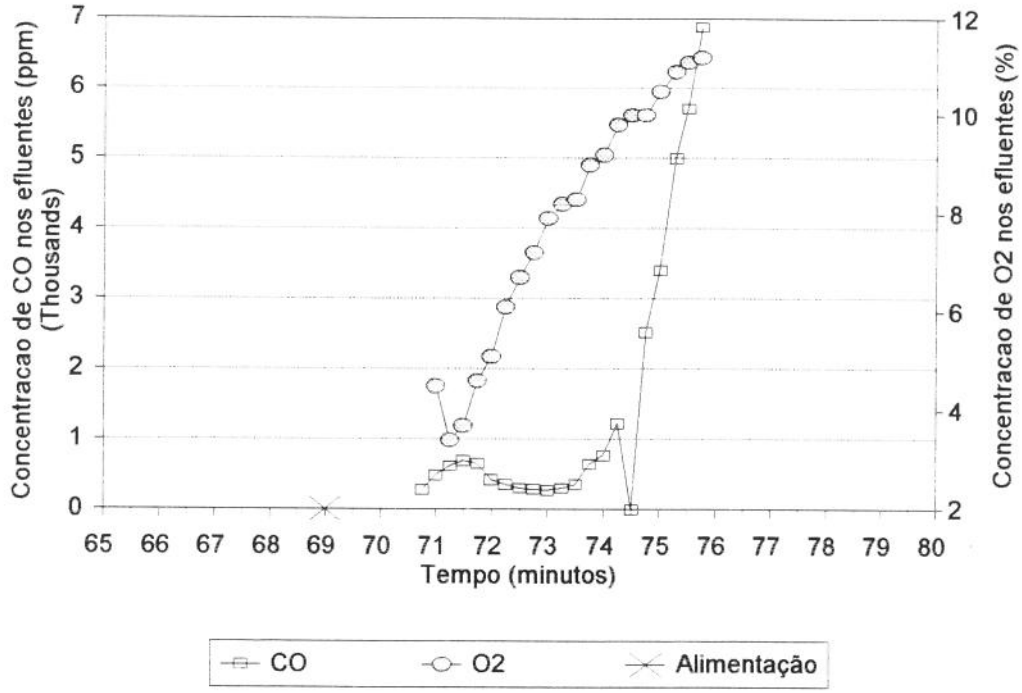
Concentração de efluentes no tempo

dia 21/10/93



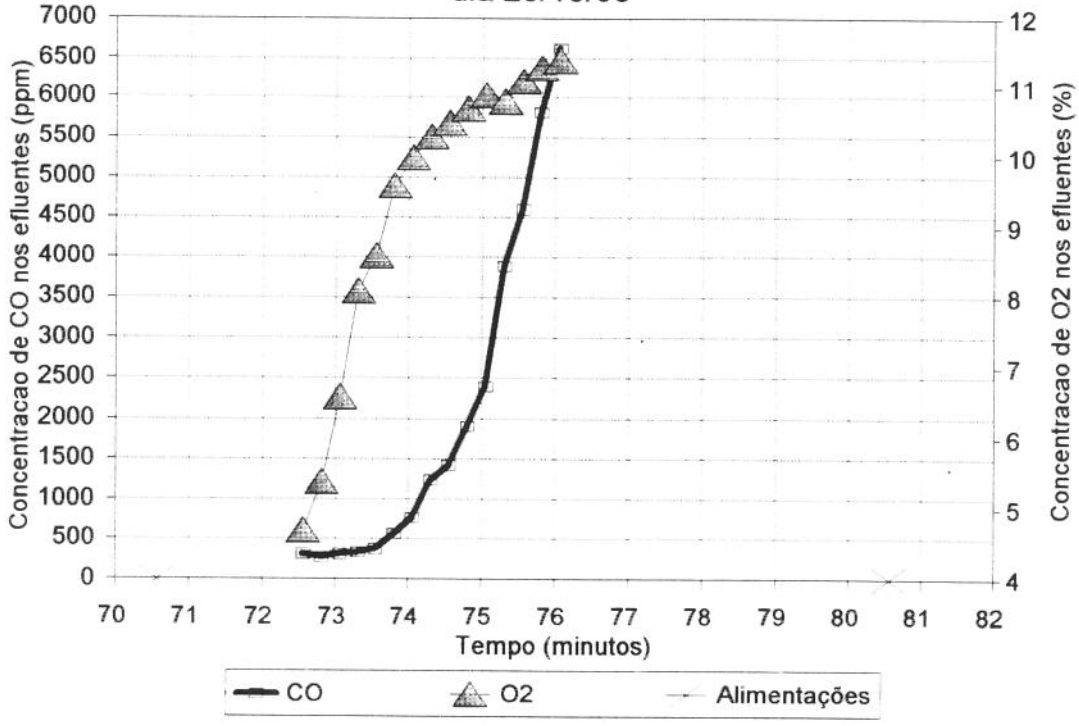
Concentracao de efluentes no tempo

dia 23/10/93



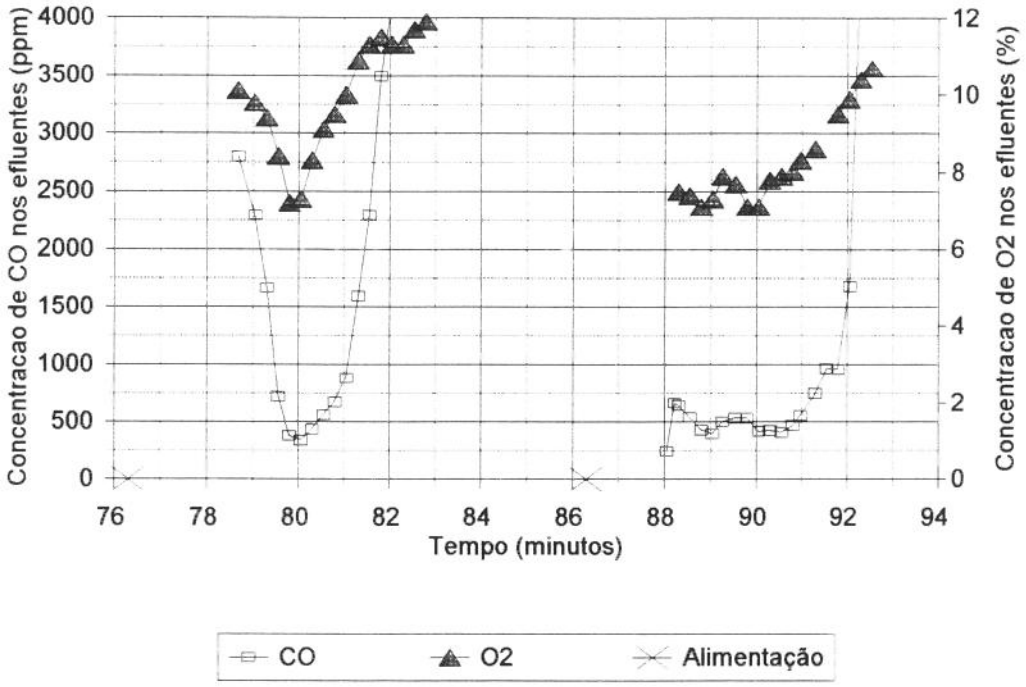
Concentração de efluentes no tempo

dia 25/10/93



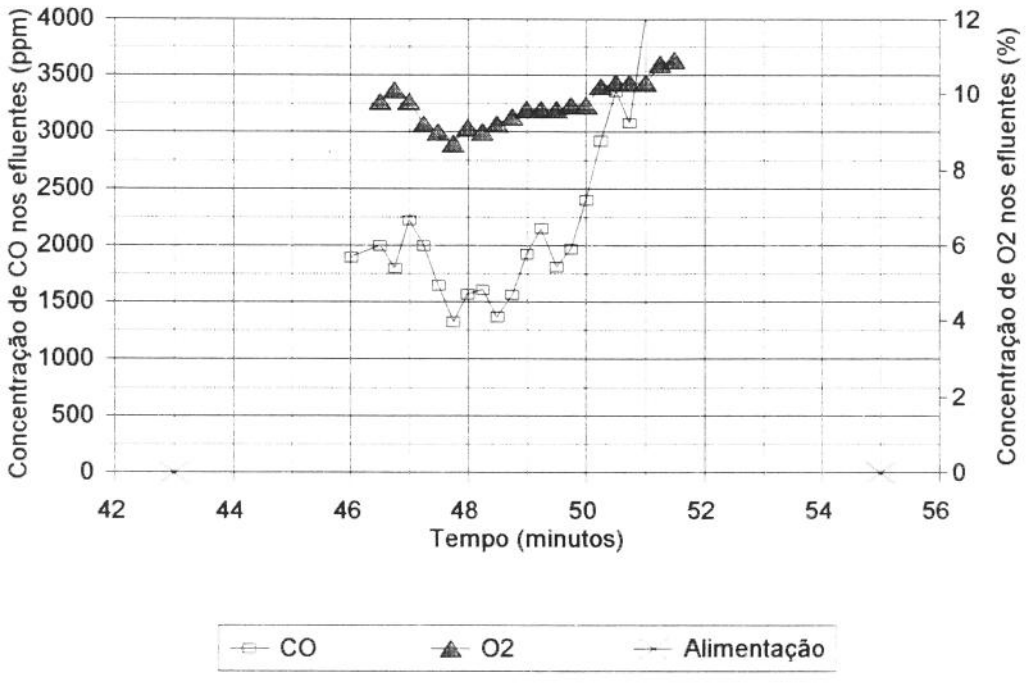
Concentração de efluentes no tempo

dia 29/10/93



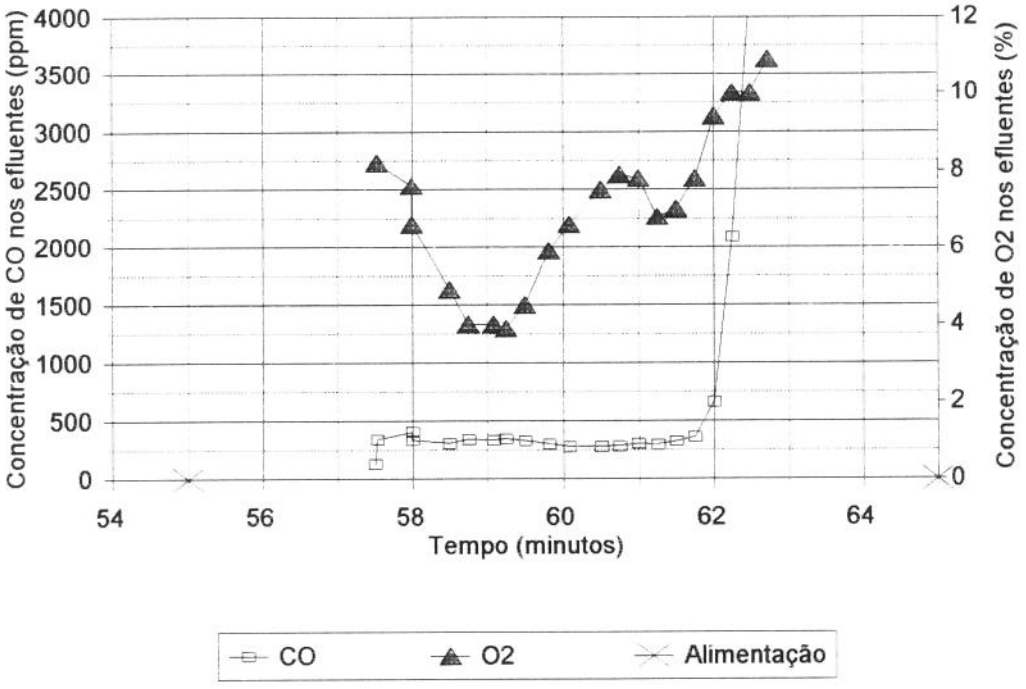
Concentração de efluentes no tempo

dia 2/11/93



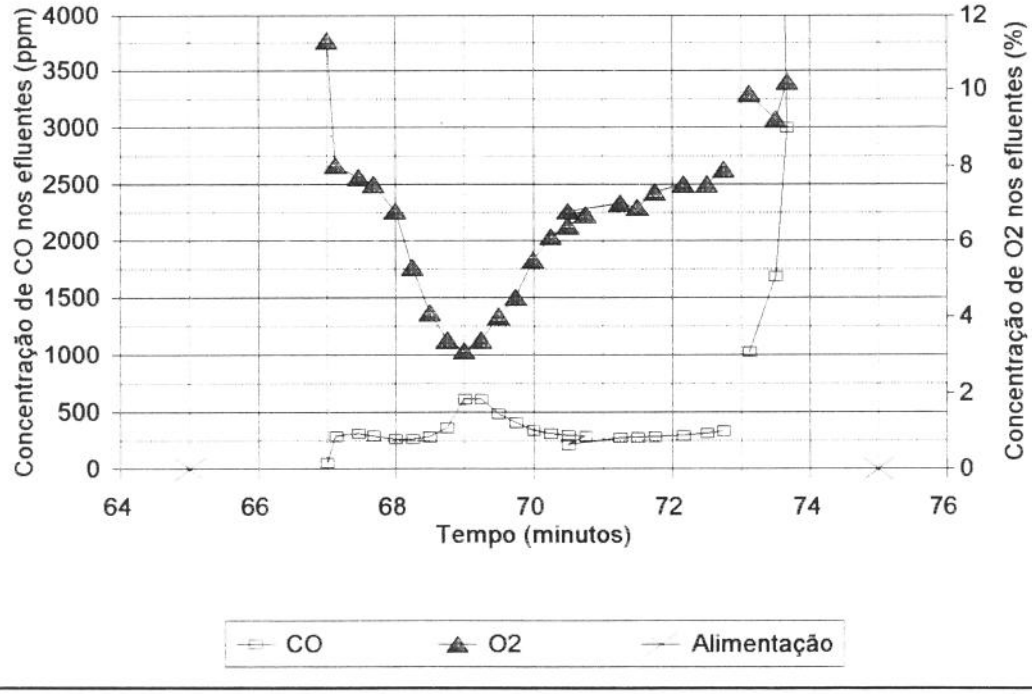
Concentração de efluentes no tempo

dia 2/11/93



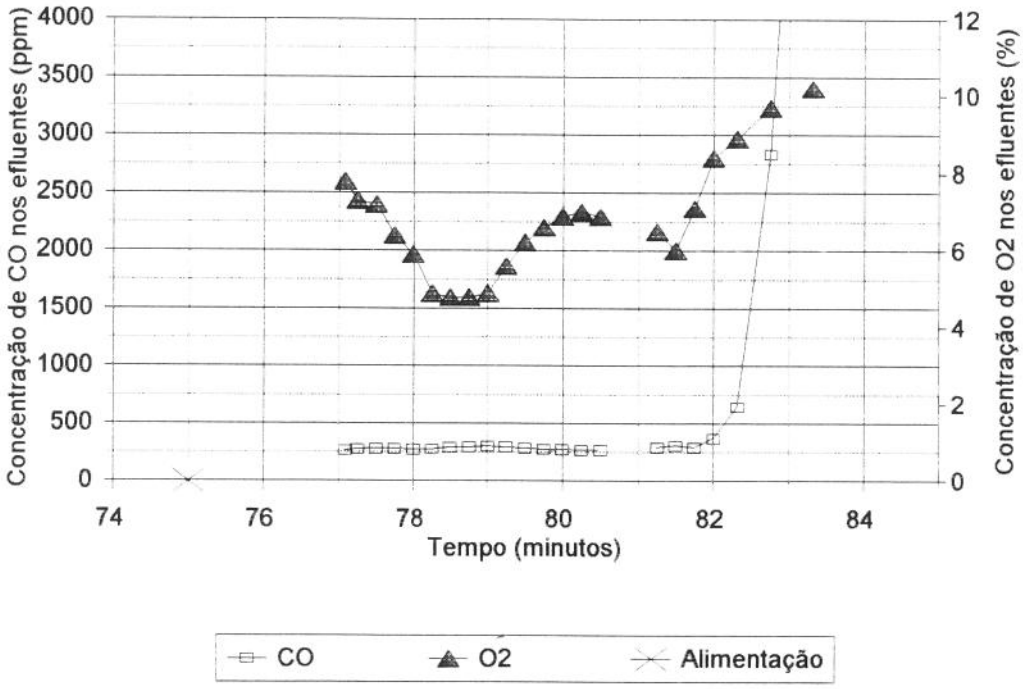
Concentração de efluentes no tempo

dia 2/11/93



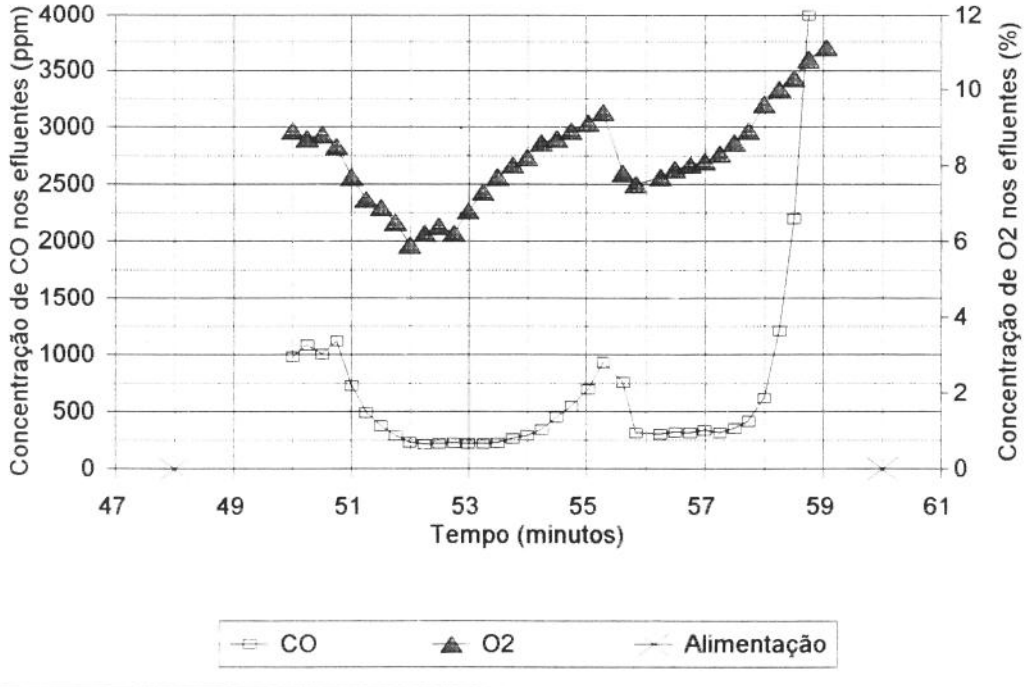
Concentração de efluentes no tempo

dia 2/11/93



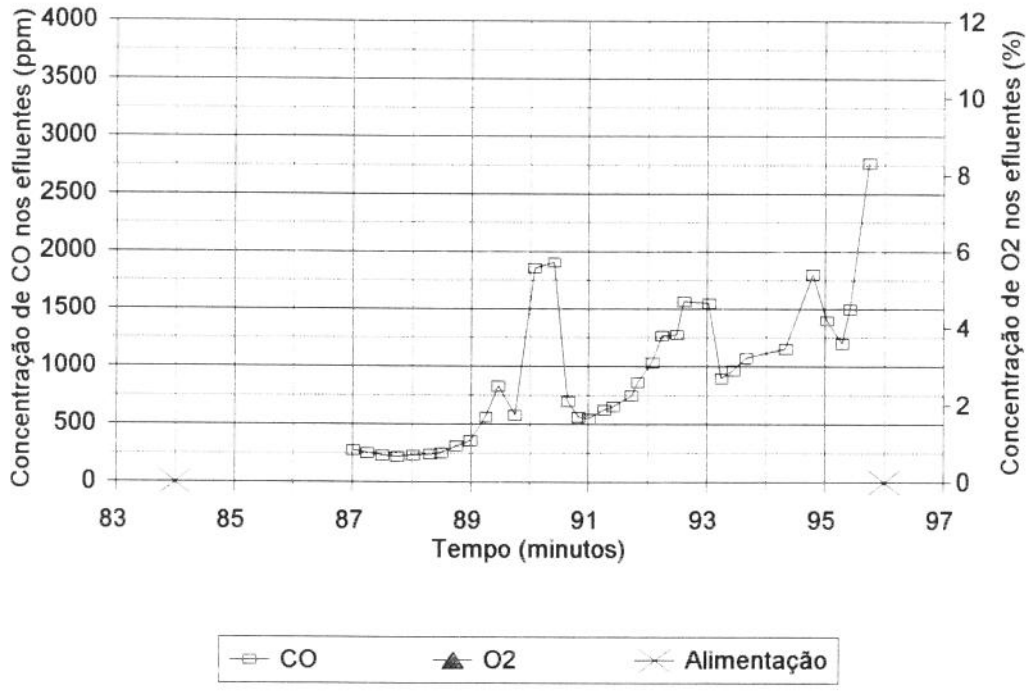
Concentração de efluentes no tempo

dia 3/11/93



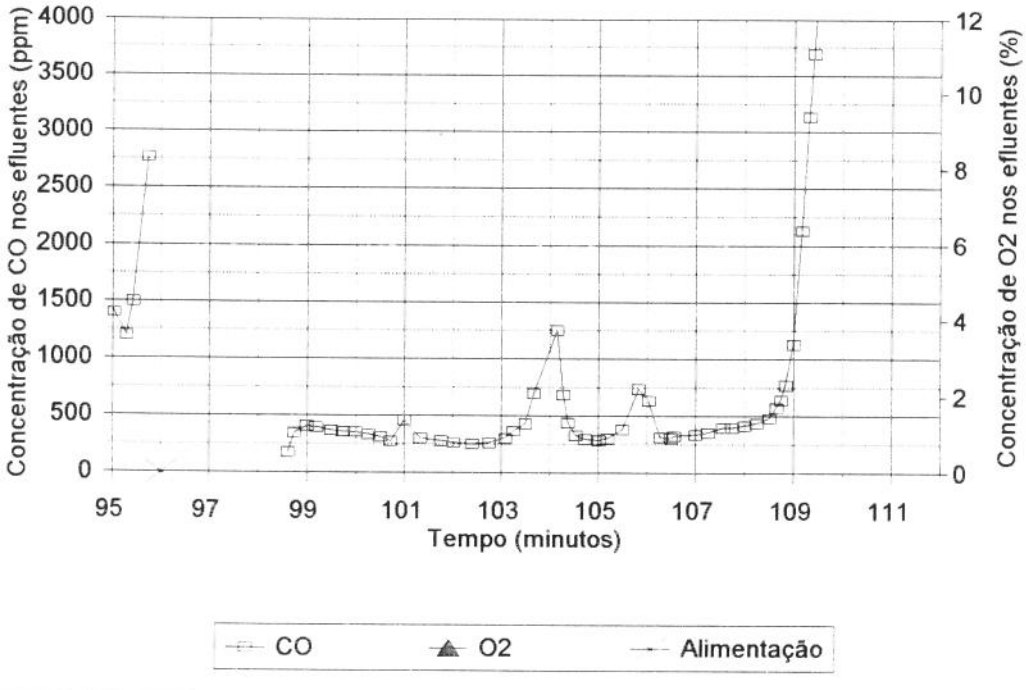
Concentração de efluentes no tempo

dia 3/11/93



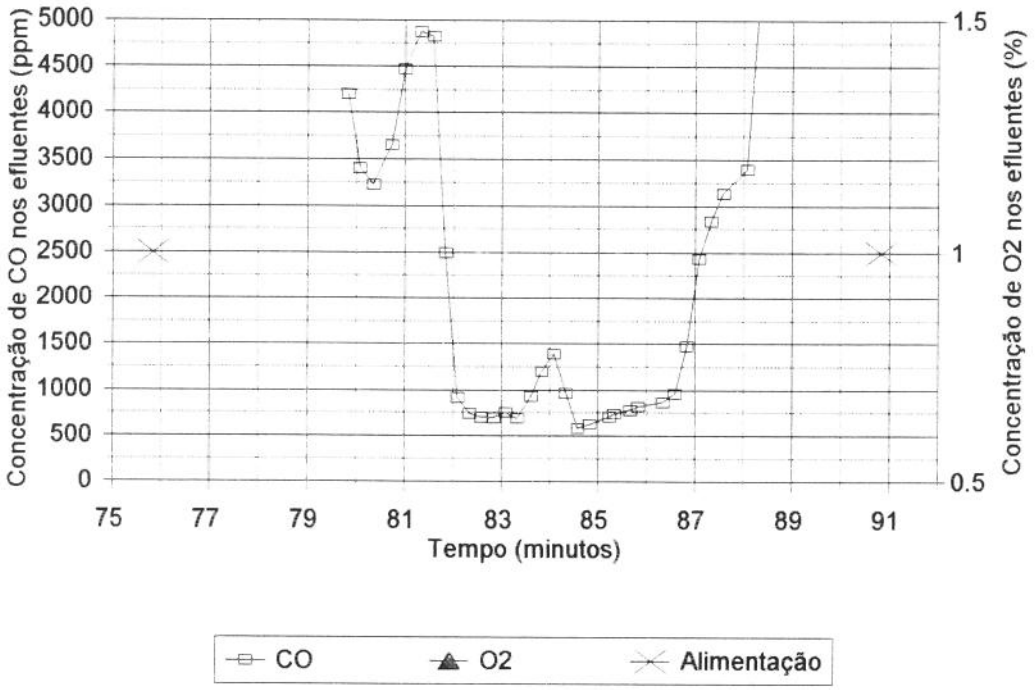
Concentração de efluentes no tempo

dia 3/11/93



Concentração de efluentes no tempo

dia 4/11/93



7. Nomenclatura

SÍMBOLOS DO ALFABETO LATINO

A	Área [m^2]
c	Fração em massa de carbono no combustível [decimal]
CO	Porcentagem de CO nos gases efluentes da combustão [porcentual]
CO2	Porcentagem de CO_2 nos gases efluentes da combustão [porcentual]
cp	Calor específico [kJ/kg.°C]
D	Diâmetro [m]
E	Fator de excesso de ar (E= 1 para queima estequiométrica) [decimal]
Ex	Exergia [kJ]
g	Campo gravitacional [N/kg]
h	Fração em massa de H no combustível, entalpia, coeficiente de película
K	Fator de atrito relativo à perda localizada
k	Condutividade térmica [$W/m^2/°C$]
l	Espessura da parede do duto [m]
m	Massa [kg]
n	Número de moles
o	Fração em massa de oxigênio no combustível [decimal]
O2	Porcentagem de O_2 nos gases efluentes da combustão [porcentual]
P	Pressão [Pa]
Pc	Pressão crítica [Pa]
PCI	Poder calorífico inferior [MJ/kg]
PCS	Poder calorífico superior [MJ/kg]
Pn	Potência nominal [kW]
Pu	Potência útil [kW]
Q	Calor [kW]
R	Constante universal dos gases [8134 (Pa. m^3/kmol)/K)]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C]
Tc	Temperatura crítica [K]
U	Coeficiente global de transferência de calor
U.A.	Umidade absoluta do ar [$kg_{água}/kg_{ar}$]
V	Volume [l]
v	Volume específico
x	Fração molar [decimal]
w	umidade
z	Fração em massa de cinzas no combustível [decimal]

SÍMBOLOS DO ALFABETO GREGO

α	Relação molar CO/CO_2 nos gases efluentes da combustão
β	Relação em massa $C_{fuligem}/C$
θ	Inclinação do duto [°] . Temperatura [°C]
ε	Emisssividade de radiação térmica
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [$5{,}699.10^{-8}$ W/m^2K^4]
η	Eficiência

SUBSCRITOS

a	ambiente
amb	ambiente
ar	ar
c	carbono
CO	monóxido de carbono
CO_2	dióxido de carbono
comb	combustível, em base úmida
conv	convexão
e	entrada
g	gases
h	hidráulico
H	hidrogênio
H_2O	água
lv	vaporização
N_2	Nitrogênio
O_2	Oxigênio
r	real
rad	radiação
s	em base seca, saída
t	teórico
u	em base úmida
z	cinzas
0	no estado padrão

8 BIBLIOGRAFIA

Aprovecho,Institute (1984): *Fuel- Saving Cookstoves.* 1 ed. Dt. Zentrum fur Entwicklunstechnologien, Wiesbaden. 128 páginas.

Arora,R. (1987): *Charcoal Production and Cogeneration.* WSG, Publicação Interna vol., 25 páginas.

ASHRAE *ASHRAE Handbook- Fundamentals (1985)*

ASTM (1965): *Standart Methods of Test for moisture content of wood.* Norma n. D 2016-65.

Bachmann,Andreas (1984): *Less Smoky Rooms with wood-fired stoves.* 2 ed. Sahayogi Press, Nepal. 104 páginas.

Bendat, Julius, Pierson, Allan G. (1980) *Engineering Applications of correlation and Spectral Analisys.* John Wiley & Sons, New York

Bhatt,M. Siddhartha (1990a): *Towards the Design of High Efficiency Woodstoves.* International Journal of Energy Research vol.14(Editor(es): Mullan,J. T., Claridge,D. E.), 20 páginas.

Bhatt,M. Siddhartha (1990b): *Thermal Rating and Design of Woodstoves*: A New Approach. International Journal of Energy Research vol.14(Editor(es): Mullan,J. T. M., Claridge,D. E.), 11 páginas.

Bhatt,M. Siddhartha (1983): *The efficiencies of firewood devices (Open-fire stoves, chulahs and heaters).* Capto. 4. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 73-88.

Botelho,Teresa Maria Baker (1986): *Tecnologia popular e energia no setor residencial rural - um estudo sobre fogão a lenha.* Tese de Ms.c., COPPE - UFRJ. 261 páginas

Burmeister,Louis C. (1983): *Convective Heat Transfer.* 1 ed. John Wiley & Sons, New York. 790 páginas.

Bussmann,P. J. T. (1988): *Woodstoves- Theory and Applications in Developing Countries.* Tese de Ph.D., Eindhoven University of Technology. 174 páginas

Bussmann,P. J. T., Visser,P., Prasad,K. Krishna (1983): *Open Fires: Experiments and Theory*. Capto. 9. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 155-188.

Chaplin,C. R. (1983): *Wood Burning Stoves: Material Selection and Thermal Shock Testing of Fired Ceramic Bodies*. Capto. 11. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 201-212.

Claus,J., Sulilatu,W. F. (1983): *A comparison of the performance or three woodstoves*. Capto. 5. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 89-105.

Davis,M., Eberhard,A. A. (1992): *Kinetics of Wood Combustion*. International Journal of Energy Research

Dirks,A. M. (1989): *Tests on the Experimental Stove*. WSG, Publicação Interna vol., 39 páginas.

Dunn,P., Samootsakorn,P., Joyce,N. (1983): *The Performance of Thai Charcoal Stove*. Capto. 6. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 107-115.

EMATER (1985): *Construa um fogão a lenha prático, fácil, econômico e nao dá fumaça*. 12p. Manual Tecnico.

Emmons,Howard W., Atreya,Arvind (1983): *The Science of Wood Combustion*. Capto. 1. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 5-14.

Evans,Ianto, Boutette,Michael (1981): Lorena Stoves - *A manual for designing, building and testing low-cost conserving Cookstoves*. 1 ed. 1 vols. (Editor(es) da série: Keller,K., Darrow,K.) The Appropriate Technology Project of Volunteers in Asia, California. 144 páginas.

Fox,Robert W., McDonald,Alan T. (1981): *Introdução a Mecânica dos Fluidos*. 2 ed. Guanabara Dois, Rio de Janeiro. 562 páginas.

Galvão, A.P. Mendes, Jankowsky, Ivaldo (1985) *Secagem Racional da madeira*. Livraria Nobel

Gelder,A. Van, Hosier,R., Donk,W. van der (1983): *Fuelwood production in developing countries: Toward an appropriate forest technology*. Capto. 12. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 213-232.

Geller,Howard S. (1983): *Fuel efficiency and performance of tradicional and innovative cookstoves*. Capto. 7. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narasimha,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Acadmy of Sciences, Bangalore, p. 119-139.

Geller,Howard S., Leteemane,Bai, "et al." (1983): *Prototype Metal and Mud Wood-Burning Cook Stoves for Botswana*. Associates in Rural Development inc., Publicação Interna vol., 40 páginas.

Gill,Jas (1983): *Fuelwood and Stoves: Lessons from Zimbabwe*. Capto. 13. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 233-248.

Gill,Jas (1987): *Improved stoves in developing countries - A Critique*. Energy Policy vol., p. 135-144.

Goldemberg,J., Brown,Robert I. (1978): *Cooking Stoves: the state of the art*. Univesidade de Sao Paulo, Sao Paulo. 23 páginas.

Gomide,Reynaldo (?): *Estequiometria industrial*. Gomide, Reynaldo, edição do autor, livraria Kosmos.

Gupta,C. L., Usha,K. Rao, Prema,U. (1983): *Improved chimneyless fuelwood cookstoves* (Pondicherry region). Capto. 8. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 141-154.

Hall,D. O. (1991): *Biomass Energy*. Energy Policy vol., p. 711-737.

Hellwig,M. (1985): *Basic of the Combustion of Wood and Straw*. Energy from biomass Conference, 5 páginas.

Hoek,Roger Van (1989): *Woodstoves, The possibility of Clean Combustion*. Trabalho de Graduação, Department of Chemical Technology - Polytecnic Breda - The Netherlands. 54 páginas

Holman,J. P. (1983): *Transferencia de calor*. 1 ed. McGraw-Hill, Sao Paulo. 639 páginas.

Infraestrutura,Ministerio da (Ed.) (1991): *Balanço energético nacional*. 1 ed. Governo Brasileiro, Brasilia,DF. 140 páginas.

Jenkins,B. M. (1990): *Fuel Properties for Biomass Materials*. International Symposium on Application and Management of Energy in Agriculture , 17 páginas.

Jusu,S. K. (1988): *Some Studies on Charcoal Fires and Wood Pyrolisys*. WSG, Publicação Interna vol.(4/0), 31 páginas.

Khan,A. M. Hasan, Verhaart, P. (1989): *Clean Combustion of Wood?* WSG, Publicação Interna vol., 36 páginas.

Khan,A. M. Hasan (1989): *Cookstoves in Bangladesh*. WSG, Publicação Interna vol.(5/0), 44 páginas.

Khan,A. M. Hasan, Schutte,E., "et al." (1989): *Application of Downdraft Combustion to Woodburning Devices*. WSG, Publicação Interna vol., 6 páginas.

Kotas,T. J. (1985): *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. 1 ed. Butterworths, London. 296 páginas.

Lepeleire,G. de, Christiaens,M. (1983): *Heat Transfer and cooking woodstove modeling*. Capto. 10. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 189-200.

Lepeleire,G. De, Prasad,K. Krishna, "et al." (1981): *A Woodstove Compendium*. 1 ed. wsg, Eindhoven. 378 páginas.

Manibog,Fernando (1984): *Improved Cooking Stoves in Developing Countries: Problems and Oportunities*. Annual Review Energy vol.9, p. 199-227.

Marques,Jose de Barros (1985): *Construa um fogão a lenha*.

Martins,Gilberto (1989): *Geladeira de Absorcao Acionada por um Fogão a Lenha* - um Estudo Teorico-Experimental. Tese de mestrado, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP. 187 páginas

Martins, Gilberto (1992) Relatório de atividades como prof. visitante. FTEC, Universidade Fed. do Amazonas

Martins,Gilberto, Barros,Isabel Falcao do Rego, Lima,Marta Dilma de (1992): *Design Social Vs Novas Tecnologias*. Anais do Workshop Internacional Renovação Tecnológica

Martins,Gilberto, Souza,Rubens Cesar Rodrigues, "et al." (1992): *Estudo de caso: Levantamento do Perfil de consumo, Hábitos e padrões de utilização de lenha, Carvão Vegetal, GLP e eletricidade nas comunidades de Mocambo e Cabury* (Agrovila de S. Sebastião). Relatório Interno .

Moerman,E., Prasad,K. Krishna (1991): *Clean Combustion and Excess air Factors*. WSG, Publicação Interna vol., 7 páginas.

Nogueira,Luiz Augusto Horta (1992): *La Dendroenergia en Brasil*. 1 ed. FAO, Santiago,Chile. 60 páginas.

Pereira, J.Tomaz V., Cruz, Gilmar M. da. (1979) *Eficiência do fogão a lenha*. Relatório Interno não publicado.

Prasad,K. Krishna (1985): *Charcoal production and co-generation - an informal proposal*. WSG, Publicação Interna vol., 4 páginas.

Prasad,K. Krishna (1987): *Woodfired Heaters*. Capto. 20. In: Biomass - Regenerable Energy. 1 ed. (Eds: Hall,D. O., Overend,R. P.) (Wyley - Intersciences Publication.) John Wyley & Sons,, 485 páginas.

Prasad,K. Krishna, Moerman,E. (1991): *Clean Combustion Using Natural Draft*. WSG, Publicação Interna vol., 5 páginas.

Prasad,K. Krishna, Sangen,E., Visser,P. (1985): *Woodburning Cookstoves*. Advances in Heat Transfer vol.17(Editor(es): Hartnett,J. P., Irvine Jr.,T. F.), 156 páginas.

Prasad,K. Krishna, Verhaart,P. (Eds.) (1983): *Wood Heat for Cooking*. 1 ed. Vol. 6. (Editor(es) da série: Narashimha,R. Academy Publications in Engineering Sciences.) Indian Academy of Sciences, Bangalore. 253 páginas.

Prasad,K. Krishna, Verhaart,P. (1987): *Combustion and Heat Transfer in Small Scale Woodburning Devices*. WSG, Publicação Interna, 52 páginas.

Silva Lora, Electo, Soler, Pedro Beatón (1985) Pruebas de balance Termico en calderas para bagazo.

Schutte,E., Prasad,K. Krishna, Nieuwvelt,C. (1990): *Experiments on a Wood fired Bakery Oven*. WSG, Publicação Interna, 87 páginas.

Schutte,E., Prasad,K. Krishna, Nieuwvet,C. (1988): *Mathematical Modeling of a Woodburning Bakery Oven*. WSG, Publicação Interna.

Silva,Juarez de Souza e (1983): *Adaptação da fornalha de fogo direto na secagem de grãos.* Informe Agropecuário vol.99(Marco/93, Editor(es): Vilela,M. R., Ribeiro,J. L.),58 páginas.

Singer,Hans, *Tecnologias para satisfacer las necessidades esenciales* (1978): Tecnologias para satisfacer las necessidades esenciales. 1 ed. Organização Internacional do trabalho, Genebra. 159 páginas.

Smith,Kirk R. (1986): *Biomass Combustion and Indoor Air Pollution: the Bright and Dark Sides of Small is Beautiful.* Enviromental Mangagement vol.10(1, Editor(es): Alexander,D.; Santo,R. de; et "ali."), p. 61-74.

Sulilatu, W.F. (1985). *Danger Signals to Human Health.* in *From Design to Cooking: Some studies on Cookstoves. C.E.Krist-Spit and D. J. van der Heeden. (eds.) WSG, Eindhoven University of Tech. The Netherlands.*

Verhaart (1981): *On Designing Stoves.* Capto. 4.3. In: A Woodstove Compendium. 1 ed. WSG, Eindhoven, 379 páginas.

Verhaart (1983): *On Designing Woodstoves. Capto. 13. In: Wood Heat for Cooking.* 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 33-72.

Verhaart,P. (1985): *Making Do With the Open Fire.* WSG, Publicação Interna vol.(20/12), 9 páginas.

Verhaart,P., Schutte,E., "et al." (1989): *Small scale clean Biomass combustion devices.* In: Proceedings of the 5th European Conference on Biomass for Energy an Industry, Lisboa, 9-13 de Outubro.

Verhaart,P., Scutte,E., "et al." (1989): *Small Scale Clean Biomass Combustion Devices.* WSG, Publicação Interna vol., 5 páginas.

V.I.T.A.(1982) Testing the efficiency of wood-burning cookstoves: Provisional International Standards - Volunteers in Technical Assistance, Arlington, V.A., 72 páginas.

Wylen,Gordon J. Van, Sonntag,Richard E. (1985): *Fundamentals of Classical Thermodynamics. 3 ed.* (Wiley International Editions.) John Wiley & Sons, New York. 722 páginas.

Zaror,C. A., Pyle,D. L. (1983): *The Pyrolysis of Biomass: A General Rewiew.* Capto. 2. In: Wood Heat for Cooking. 1 ed. (Eds: Prasad,K. K., Verhaart,P.) (Editor(es) da série : Narashima,R. Academy Publications in Engineering Sciences, Volume 6.) Indian Academy of Sciences, Bangalore, p. 15-31.