

**IRACEMA DUVAL DA SILVA**

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTE DE UMA FORNALHA A CARVÃO  
VEGETAL PARA SECAGEM DE CAFÉ**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do curso de Engenharia Agrícola, para obtenção do título de “Magister Scientiae”.

VIÇOSA  
MINAS GERAIS – BRASIL  
JUNHO – 1998

À minha mãe Isaura.  
Aos meus irmãos Moema e Zé.  
Àquele que aguardo com muito amor, Diego.

## **AGRADECIMENTO**

À Universidade Federal de Viçosa e ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela formação científica e pela oportunidade de realização do Curso.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo suporte financeiro.

Ao professor Jadir Nogueira da Silva, pela amizade, pelo constante apoio e pela orientação.

Aos professores Evandro de Castro Melo, Guido de Souza Damasceno e Delly Oliveira Filho, do DEA, e José Gabriel de Lelles e José de Castro e Silva, do DEF, pelo auxílio no decorrer do trabalho.

Aos demais membros da banca, pelas sugestões apresentadas.

Aos amigos Fernando, Solon e Ione, em nome dos amigos e colegas que me apoiaram no decorrer do curso.

Aos funcionários do DEA, Edna, Daniel Mill, Álvaro, Silas, Inhame, Catitu e Zé, pela amizade e pelo auxílio na execução do experimento.

À minha mãe e aos meus irmãos, Moema e Zé, pelo carinho e incentivo em toda a minha vida acadêmica.

## **BIOGRAFIA**

IRACEMA DUVAL DA SILVA, filha de José Wilson da Silva e Isaura Duval da Silva, nasceu em 23 de dezembro de 1968, em Pelotas, Rio Grande do Sul.

Em dezembro de 1986, concluiu o Curso Técnico em Edificações na Escola Técnica Federal de Pelotas, em Pelotas, Rio Grande do Sul.

Em fevereiro de 1996, graduou-se no curso de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Pelotas.

Em março de 1996, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola, área de concentração em Processamento de Produtos Agrícolas, na Universidade Federal de Viçosa.

## CONTEÚDO

EXTRATO .....	viii
ABSTRACT .....	x
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA .....	4
2.1. Pré-processamento e secagem de café .....	4
2.2. Fornalhas .....	5
2.2.1. Tipos e características .....	6
2.2.2. Eficiência energética .....	7
2.2.3. Trocas térmicas numa fornalha .....	9
2.2.4. Balanços de massa e energia .....	11
2.2.4.1. Balanço de massa .....	12
2.2.4.2. Balanço de energia .....	13
2.2.4.3. Eficiência energética da fornalha .....	14
2.3. Combustíveis .....	15
2.3.1. Composição química .....	16
2.3.2. Poder calorífico .....	16
2.3.3. O carvão vegetal como combustível .....	19
2.4. Alguns aspectos relativos à combustão .....	21
2.4.1. Ar teórico .....	23
2.4.2. Excesso de ar .....	24

3. MATERIAL E MÉTODOS .....	26
3.1. Projeto e cálculos da fornalha e do ciclone .....	26
3.1.1. Cálculos para o ar de secagem .....	26
3.1.2. Cálculos da câmara de combustão .....	27
3.1.3. Cálculos para os gases de combustão .....	29
3.1.4. Dimensionamento do ciclone .....	31
3.1.5. Eficiência energética da fornalha .....	33
3.1.6. Cálculo das perdas de calor da fornalha para o ambiente .....	33
3.2. Alguns aspectos relacionados à construção de fornalha, ciclone e Ventilador .....	34
3.2.1. Câmara de combustão .....	34
3.2.2. Ciclone metálico .....	35
3.2.3. Ventilador .....	35
3.3. Operação da fornalha e medições .....	36
3.3.1. Sistemas de medições .....	36
3.3.1.1. Medição de temperatura .....	36
3.3.1.2. Medição das pressões total e dinâmica do ar .....	37
3.3.1.3. Medição de velocidade do ar .....	38
3.3.2. Dados relacionados ao carvão vegetal utilizado .....	41
3.3.2.1. Amostragem e preparação do carvão vegetal para as análises .....	41
3.3.2.2. Determinação da granulometria do carvão vegetal .....	42
3.3.2.3. Determinação da densidade a granel .....	42
3.3.2.4. Determinação da composição química imediata .....	43
3.3.2.5. Determinação do Poder Calorífico Superior (PCS) .....	45
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	46
4.1. Dados de projeto da fornalha .....	46
4.1.1. Cálculos para o ar de secagem .....	46
4.1.2. Cálculos da câmara de combustão .....	48
4.1.3. Cálculos para os gases de combustão .....	50
4.1.4. Cálculos para o dimensionamento do ciclone .....	51
4.1.5. Eficiência energética da fornalha .....	53
4.1.6. Desenhos da fornalha .....	53

4.2. Resultados dos testes de operação da fornalha .....	59
4.2.1. Dados ambientais .....	59
4.2.2. Dados do combustível .....	59
4.2.3. Dados do ar de secagem .....	59
4.2.4. Dados de temperatura da câmara de combustão .....	62
4.2.5. Parâmetros para o ar ambiente .....	62
4.2.6. Parâmetros para o ar de secagem .....	62
4.2.7. Eficiência energética .....	63
4.2.8. Cálculo das perdas de calor da fornalha para o ambiente .....	63
4.3. Características do carvão vegetal .....	65
4.3.1. Granulometria .....	65
4.3.2. Densidade a granel .....	65
4.3.3. Análise química imediata .....	66
4.3.4. Poder calorífico superior .....	66
4.4. Comentários finais .....	67
5. RESUMO E CONCLUSÕES .....	69
6. SUGESTÕES .....	71
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	72
APÊNDICES .....	78

## EXTRATO

SILVA, Iracema Duval da, M.S., Universidade Federal de Viçosa, junho de 1998.  
**Projeto, construção e teste de uma fornalha a carvão vegetal para secagem de café.** Orientador: Jadir Nogueira da Silva. Conselheiros: Evandro de Castro Melo, Guido de Souza Damasceno e José Gabriel de Lelles.

O pré-processamento influi diretamente na qualidade final do café. Sabe-se que os grãos de café despulpado/descascado geralmente originam um produto final de bebida suave que alcança preços elevados no mercado, porém estes grãos, durante o processo de secagem, são mais susceptíveis aos danos causados por fatores como: temperatura, tempo de exposição e qualidade do ar de secagem. Experimentalmente, é conhecida a viabilidade do carvão vegetal como fonte de energia limpa para secagem de produtos agrícolas, pois gera calor praticamente livre da fumaça densa e de contaminantes durante o processo de secagem dos grãos. Em virtude da necessidade de se desenvolverem alternativas que permitam a melhoria da qualidade final do café seco, foi desenvolvida e testada uma fornalha de aquecimento direto do ar de secagem, utilizando carvão vegetal como combustível. Realizaram-se três testes com três repetições, nos quais foram utilizadas aberturas diferentes do topo da fornalha. O combustível utilizado foi

carvão vegetal proveniente de madeira de eucalipto. O ar de secagem foi mantido à temperatura de 51°C. Foram determinados a temperatura do ar ambiente, a temperatura e a pressão do ar de secagem e o consumo de combustível, em intervalos regulares, para cada teste. A eficiência energética foi determinada pela razão entre a energia recebida pelo ar de secagem e a energia liberada pelo combustível. Com base nos resultados obtidos, verificou-se que a maior média de eficiência energética (95,29%) sucedeu com a maior média da vazão do ar de secagem ( $0,81 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ) e com a menor média de consumo de carvão vegetal ( $2,87 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ), obtida com a abertura do topo da fornalha igual a  $0,60 \times 0,40 \text{ m}$ . Após projetar, construir e testar a fornalha, foi possível seu redimensionamento, por meio da determinação de parâmetros, como taxa de liberação de energia (K) e taxa de combustão ( $N_c$ ), mais adequados para o dimensionamento de fornalhas a carvão vegetal. Verificou-se, portanto, a viabilidade da utilização deste sistema para secagem de grãos e café, em particular, devido ao fato de gerar energia praticamente limpa com significativa eficiência.

## ABSTRACT

SILVA, Iracema Duval da, M.S., Universidade Federal de Viçosa, June 1998.  
**Project, construction and test of a charcoal furnace for coffee drying.**  
Adviser: Jadir Nogueira da Silva. Committee members: Evandro de Castro Melo, Guido de Souza Damasceno and José Gabriel de Lelles.

The preprocessing stage affects directly the final coffee quality. It is well-known that the hulled/pulped coffee grains generally originate a final product which gives a bland drink and reaches high market prices. By the other hand, during the drying process these grains are more susceptible to the injuries caused by factors such as: temperature, exposure time and the air-drying quality. Experimentally the charcoal is viable as a clean energy source in drying the agricultural products since the heat it produces is practically free of dense smoke and contaminants during the grain drying process. Facing the need for alternatives which would turn possible to improve the dry coffee final quality, a drying-air directly heating furnace which uses charcoal as fuel was developed and tested. Three tests were conducted with three replicates by using different openings at the furnace upper part. The charcoal from eucalypt wood was used as fuel. The drying air was kept at 52 °C temperature. For each test the environmental air temperature, the drying-air pressure and the fuel consumption were determined at regular intervals. The energy efficiency was

determined by the ratio between the energy received by the drying air and the energy delivered from fuel. Based on the results, it was verified that the highest energy efficiency average (95.29%) occurred with the highest average of the air-drying flow rate ( $0.81 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ) and with the lowest charcoal consumption average ( $2.87 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ) obtained from the upper part furnace opening measuring  $0.60 \times 0.40 \text{ m}$ . After projecting, constructing and testing the furnace, its redimensioning was possible by determination of the parameters such as the energy delivery rate ( $K$ ) and combustion rate ( $N_c$ ) which are more adequate to the charcoal furnace dimensioning. Thus this system viability for grains and coffee drying in particular was evidenced for its capacity in generating a practically clean energy with significant efficiency.

## 1. INTRODUÇÃO

No início no século XIX, a cultura do café desempenhou importante papel no desenvolvimento econômico do Brasil, pois o País ocupava uma posição de destaque como maior produtor e exportador deste produto.

Ao longo dos anos a contribuição do café na balança de pagamentos variou bastante, sendo, no entanto, sempre importante.

Na década de 80, houve redução na competitividade do café brasileiro no mercado internacional devido a fatores como a política de sustentação de preços elevados do café no mercado externo e a falta de incentivos à melhoria da qualidade deste produto (CAIXETA et al., 1989). De 1995 até hoje, entretanto, o café brasileiro vem recuperando o prestígio no exterior, em razão da sua qualidade.

Na safra de 1995, a produção brasileira foi estimada em 2,6 milhões de toneladas, liderando a produção mundial, com uma participação superior a 20% do total produzido. No Brasil, o Estado de Minas Gerais destacou-se como maior produtor, contribuindo com cerca de 48% do total (INSTITUTO... – IBGE, 1995). Em outubro de 1996, o Brasil exportou 1,89 milhão de sacas de café verde, em grão (EXPORTAÇÕES, 1997). De acordo com a Federação Brasileira dos Exportadores de Café-ABECAFÉ, até outubro de 1997, o Brasil exportou 2,3 bilhões de dólares, um aumento de 80 % em relação a igual período de 1996. Segundo o corretor Nelson Carvalhaes, não há estoques de

produto de boa qualidade em todo o mundo, nem indicações de que a concorrência vá aumentar substancialmente a produção a curto prazo; espera-se o crescimento de oferta de café para a próxima safra (CAFÉ, 1998). O preço atual do café, cerca de R\$ 240,00 a saca para cafés finos, tem despertado o interesse dos produtores no que se refere a alternativas que possibilitem melhoria na qualidade do café produzido.

O café é um dos poucos produtos agrícolas, no Brasil, que tem seu preço baseado em parâmetros qualitativos, sendo classificado quanto ao tipo, à bebida, à peneira e à coloração. A classificação da bebida é feita de acordo com o sabor detectado na prova da mistura resultante da infusão do produto torrado e moído, classificado segundo critérios específicos.

Vários são os métodos empregados para a secagem de café. LACERDA FILHO (1986) cita como os mais utilizados aqueles de secagem na própria planta e em terreiros, embora ocasionem muitas perdas qualitativas e quantitativas devido a diversos fatores, como: condições meteorológicas adversas, doenças próprias do campo e contaminações por microrganismos. A secagem em terreiros ainda é muito utilizada no Brasil, principalmente nas zonas agrícolas onde se encontram os produtores de média e baixa renda. O produtor tem ainda a opção de utilizar os equipamentos de secagem disponíveis no mercado, que apresentam, em geral, baixa eficiência de secagem, pois não foram projetados para a secagem de café e têm alto custo, incompatível com o poder aquisitivo do pequeno e do médio produtor rural (OSÓRIO, 1982).

Para o aquecimento do ar utilizado na secagem de produtos agrícolas, normalmente são utilizados dispositivos denominados fornalhas. As fornalhas desenvolvidas até o momento apresentam algumas características em comum: as de fogo indireto produzem ar quente, próprio para secagem de sementes e frutos, porém apresentam baixa eficiência térmica e, muitas vezes, danos térmicos às grelhas e aos trocadores de calor; e as de fogo direto, de construção mais fácil e mais eficientes, apresentam a desvantagem de gerar energia com fumaça que pode contaminar os grãos, inviabilizando a sua comercialização.

O combustível mais empregado atualmente é a lenha. Experimentalmente, é conhecida a viabilidade do emprego do carvão vegetal como fonte de energia limpa, porém não foram encontradas na literatura consultada informações sobre o uso do carvão vegetal como fonte de energia para o aquecimento do ar na secagem de produtos agrícolas, bem como sobre a possível melhoria na qualidade final do café, que seu uso possa permitir. Os gases gerados na combustão do carvão vegetal são praticamente isentos de alcatrão e água, responsáveis pela fumaça densa e contaminante formada durante o processo de combustão da madeira. Por este motivo, pretende-se estudar o comportamento deste combustível, para viabilizar sua utilização na obtenção de cafés finos e de sementes de qualidade.

Os objetivos deste trabalho são projetar, construir e testar uma fornalha de fluxo descendente que utilize carvão vegetal como combustível, para uso como fonte de calor nos secadores tradicionais, bem como determinar a eficiência energética da fornalha proposta e comparar os resultados obtidos com os valores encontrados na literatura para outros tipos de fornalhas, que usam diferentes combustíveis.

## **2. REVISÃO DE LITERATURA**

### **2.1. Pré-processamento e secagem de café**

Basicamente, existem duas maneiras distintas de se preparar o café: via seca, que produz o café em coco, e via úmida, que produz o café despulpado.

O pré-processamento por via seca consiste na separação dos frutos e das impurezas por densidade, em frações denominadas “cereja” e “bóia”. Tais frações devem sofrer uma secagem em separado, para se obter um produto final mais uniforme e de melhor qualidade.

Do pré-processamento por via úmida originam-se os cafés lavados ou despulpados, que, geralmente, são de bebida suave, sendo esta a razão para os elevados preços no mercado. O café despulpado tem a vantagem de diminuir a área superficial dos grãos a serem secos (redução de 60% no volume) e reduzir o tempo de secagem, em razão da maior uniformidade e de um reduzido percentual de umidade, cerca de 50%. Pereira (1958), citado por GUIMARÃES (1995), afirma que o despulpamento e a degomagem rápida são uma garantia para a obtenção de um café de fino paladar, mesmo em regiões que tradicionalmente produzem café de bebida inferior, tipo “rio”, por exemplo.

O processo mais utilizado para a preservação de alimentos é a secagem, por ser de menor custo e de operação mais simples, quando comparado com outros métodos utilizados por períodos mais longos, como a refrigeração, o enlatamento, os tratamentos químicos e a irradiação (Roa, 1980, citado por OSÓRIO, 1982).

Diversos pesquisadores estudaram a influência da temperatura e da vazão do ar de secagem na qualidade final do café. Segundo CORDEIRO (1982), temperaturas superiores a 70°C são prejudiciais ao produto, ficando alguns grãos muito secos e outros sem atingir o teor de umidade ideal, o que torna difícil a uniformização da “torra”. Begazo e Paula (1985), citados por OLIVEIRA (1996), não recomendam o uso de altas temperaturas na secagem do café despulpado, sendo 45°C a temperatura ideal de secagem para se obter uma umidade uniforme e uma cor azulada, característica do café de boa qualidade.

Um método simples e bastante utilizado é a secagem de grãos em leito fixo, de custo inicial de implantação reduzido, ao alcance de grande parte dos pequenos e médios produtores. Outro aspecto importante nesse tipo de secador é a sua versatilidade operacional, podendo secar diferentes tipos de grãos. Na Zona da Mata mineira, os secadores de leito fixo, acoplados a fornalhas a lenha, são os mais utilizados na secagem do café. Frequentemente, os produtores de café que utilizam fornalhas de fogo direto para aquecimento do ar de secagem têm reclamado da contaminação do produto pela fumaça proveniente da combustão de madeira. Este fato implica, muitas vezes, a desvalorização do produto seco, acarretando prejuízos aos produtores. Os cafés despulpado e descascado são muito susceptíveis à contaminação, uma vez que perdem a proteção da casca. Há, portanto, necessidade de uma fonte limpa de energia para sua secagem. Isto pode ser resolvido com o desenvolvimento de uma fornalha específica para este fim.

## **2.2. Fornalhas**

Para o aquecimento do ar utilizado na secagem de produtos agrícolas normalmente são utilizados dispositivos denominados fornalhas.

### 2.2.1. Tipos e características

As fornalhas são compostas por uma câmara de combustão, onde todos os compostos combustíveis devem ser completamente oxidados por uma grelha, que mantém o combustível suspenso; por aberturas de entrada e saída, destinadas ao carregamento do combustível e às passagens do ar ambiente e do ar de secagem; e por um cinzeiro, onde se depositam os resíduos da combustão.

Os principais parâmetros para a construção de uma fornalha são: taxa de liberação de energia (tensão volumétrica da fornalha), taxa de combustão (tensão térmica da superfície da grelha) e velocidade e posição da introdução do ar primário e secundário.

O tamanho e a forma da fornalha dependem do tipo de combustível, do dispositivo usado para queimá-lo e da quantidade de calor que deve ser liberada, num dado intervalo de tempo. A câmara de combustão pode ser dividida em três partes distintas. A primeira tem a finalidade de carga, ignição do combustível e entrada do ar comburentes. A segunda envolve o espaço onde a chama se desenvolve e onde há combustão completa dos compostos gasosos que atravessam a grelha, servindo também de depósito de cinzas e de material não-queimado. A terceira tem a finalidade de interligar a fornalha ao ciclone, além de aumentar o tempo de permanência dos gases na fornalha.

O volume da fornalha depende da taxa de liberação de calor, que é função do tipo de fornalha, das características da chama, do excesso de ar e da turbulência. Segundo ANDRADE et al. (1985), a taxa de liberação de calor varia de 120 a 580  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-3}$ . OLIVEIRA FILHO (1987) cita que os valores para a taxa de liberação de calor são determinados empiricamente e variam de 175 a 233  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-3}$ , para diversos combustíveis, incluindo o carvão, enquanto SILVA et al. (1991) encontraram valores para lenha entre 177 e 278  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-3}$ .

A superfície da grelha pode ser determinada em função da taxa de combustão, que, para OLIVEIRA FILHO (1987), possui valores entre 100 e 300  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , e, para SILVA et al. (1991), entre 88 e 132  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

Pesquisas têm sido feitas em fornalhas de aquecimento direto do ar de secagem. Esse sistema aproveita melhor a energia fornecida pelo combustível,

porém a utilização direta dos gases da combustão pode contaminar o produto a ser seco. A contaminação pode ser física, pelas partículas de cinzas e material não-queimado, exigindo-se o uso de um dispositivo com a finalidade de reter as partículas suspensas no ar e apagar possíveis fagulhas, e, ou, pela fumaça contendo alcatrão, o que vem a depreciar a qualidade do produto. Tais fatores estão condicionados ao tipo de combustível utilizado e à eficiência da combustão.

Nas fornalhas com aquecimento indireto, os gases da combustão são utilizados como fonte de aquecimento do ar de secagem em um trocador de calor e, posteriormente, descarregados na atmosfera. Esse sistema possui menor eficiência quando comparado ao de aquecimento direto. Apresenta danos térmicos às grelhas, dependendo do sistema de resfriamento desta, e aos trocadores de calor, tendo, em contrapartida, a vantagem de não contaminar o ar de secagem, devido aos gases da combustão (OLIVEIRA, 1996).

Muitos agricultores têm empregado fornalhas de fogo direto na secagem. Tais fornalhas podem ser de fluxo de ar ascendente ou descendente. No primeiro tipo, o ar aquecido carrega maiores quantidades de partículas e compostos fenólicos. Nas fornalhas de fluxo descendente, os gases da combustão são forçados a passar pela zona incandescente, onde ocorre a queima destas partículas e do alcatrão na zona de oxidação, gerando gases de combustão mais limpos; como conseqüência, há menor contaminação do produto (SILVA, 1988).

### **2.2.2. Eficiência energética**

A eficiência energética é definida como a razão entre a energia disponível nos produtos da combustão e a energia fornecida à fornalha (American Society of Mechanical Engineers - ASME, citado por SILVA et al., 1991).

A seguir são citados alguns resultados de trabalhos com fornalhas de aquecimento direto e indireto do ar de secagem.

SAGLIETTI (1991) cita que Shing et al. (1980), utilizando casca de arroz como combustível ( $20 \text{ kg.h}^{-1}$ ) em uma fornalha de fogo direto, obtiveram uma eficiência de 80% com uma vazão de ar de  $0,047 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$  (excesso de ar de 70%) e tensão térmica na superfície da grelha de  $250\text{kJ.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$ ; Lacerda Filho et al. (1980) citaram rendimentos de 81% para uma fornalha a lenha, de fogo direto, da marca CASP.

MELO (1987), estudando uma fornalha com este mesmo sistema de operação e aquecimento, determinou a eficiência em função da altura da carga sobre a grelha e constatou a melhor eficiência (80,5%) quando utilizados  $\frac{1}{4}$  da altura de carga máxima, vazão de ar comburente de  $0,197 \text{ kg.s}^{-1}$ , excesso de ar de 643% e consumo de combustível de  $13,7 \text{ kg.h}^{-1}$ .

GOMES (1988), trabalhando com a mesma fornalha a lenha, com sistema de aquecimento direto e fluxo descendente, verificou que a eficiência térmica variou de 44,4% a 83,0%, em função do excesso de ar comburente na câmara de combustão. A fornalha operou com vazões de ar comburentes na faixa de  $0,055 \text{ kg.s}^{-1}$  a  $0,17 \text{ kg.s}^{-1}$ , correspondentes aos excessos de ar no intervalo de 2,30 (130%) a 4,62 (362%).

SAGLIETTI (1991) estudou o balanço energético de uma fornalha a lenha, com sistema de aquecimento indireto, obtendo valor médio de 28% para a eficiência energética, e o melhor rendimento operacional foi obtido com a maior abertura de tubos do trocador de calor. Quanto maior o número de tubos abertos, maior foi o tempo de permanência do ar junto à fornalha, aumentando a troca de calor.

VALARELLI (1991) projetou uma fornalha para queima de palha de café, com grelha inclinada e um trocador de calor de duplo tubo aletado, obtendo uma eficiência térmica de 54%. A fornalha operou com uma vazão de  $1,083 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ , aquecendo o ar ambiente em 23 a  $92 \text{ }^\circ\text{C}$ , sendo consumidos  $36 \text{ kg.h}^{-1}$  de combustível.

OLIVEIRA (1996) determinou a eficiência energética para uma fornalha de aquecimento indireto, utilizando água e óleo de soja como fluidos circulantes no trocador de calor. Com a água em circulação no trocador de calor, utilizando vazões de ar e de combustível iguais a  $1,07 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$  e  $14,4 \text{ kg.h}^{-1}$ , obteve-se eficiência média de 30%; para o óleo de soja as vazões

foram de  $1,09 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  e  $15,84 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ , respectivamente, e a eficiência média foi de 49%.

Morey e Thimsen (1980), citados por SAGLIETTI (1991), afirmam que, para determinados produtos, como o café e cacau, é indispensável o uso de trocadores de calor, de maneira a evitar a contaminação dos produtos pelos gases de exaustão; observa-se, entretanto, que o uso destes trocadores de calor implica baixa eficiência térmica do sistema de secagem, o que vem a aumentar o custo final destes produtos.

### 2.2.3. Trocas térmicas numa fornalha

A transferência de calor para o meio ambiente pode ocorrer de três maneiras: por condução (através das paredes da fornalha e dos dutos), por convecção (nas superfícies externas da fornalha e dos dutos) e por radiação (entre a superfície do sistema e o meio externo).

A condução pode ser considerada a transferência de energia das partículas mais energéticas de uma substância (paredes internas) para as partículas menos energéticas (paredes externas). A equação do fluxo de condução de calor é a conhecida *lei de Fourier*:

$$\mathbf{q}_x'' = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad \text{eq. 1}$$

em que

$\mathbf{q}_x''$  = fluxo de calor,  $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ;

$k$  = condutividade térmica,  $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ; e

$\frac{dT}{dx}$  = gradiente de temperatura na direção  $x$ ,  $\text{K} \cdot \text{m}^{-1}$ .

Para o caso de uma parede plana unidimensional, com uma distribuição de temperatura linear e nas condições de regime permanente, o fluxo de calor é dado por:

$$\mathbf{q}_x'' = -k \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad \text{eq. 2}$$

em que

$q_x''$  = fluxo de calor,  $W.m^{-2}$ ;

$k$  = condutividade térmica,  $W.m^{-1}.K^{-1}$ ;

$T_1, T_2$  = temperaturas das superfícies mais aquecida e menos aquecida, respectivamente, K; e

$L$  = espessura da parede, m.

A transferência de calor por convecção envolve dois mecanismos: transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório e devido ao movimento da massa do fluido (INCROPERA e DEWITT, 1993). Por meio da expressão conhecida como a *lei de Newton do resfriamento*, pode-se utilizar a seguinte equação para estimar o fluxo de transferência de calor por convecção:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{eq. 3}$$

em que

$q_x''$  = fluxo de calor,  $W.m^{-2}$ ;

$h$  = coeficiente de transferência convectiva de calor,  $W.m^{-2}.K^{-1}$ ; e

$T_s, T_\infty$  = temperaturas da superfície e do fluido, respectivamente, K.

Radiação é a energia emitida pela matéria que estiver numa dada temperatura finita, por meio de ondas eletromagnéticas. A troca líquida de radiação entre uma superfície e sua vizinhança é dada pela equação 4 (INCROPERA e DEWITT, 1993):

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad \text{eq. 4}$$

em que

$q$  = taxa de calor emitida pela superfície, W;

$\varepsilon$  = emissividade da superfície, adimensional;

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann,  $5,67 \cdot 10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$ ;

$A$  = área da superfície,  $m^2$ ; e

$T_s, T_{viz}$  = temperaturas da superfície e da vizinhança, K.

Segundo SILVA et al. (1991), as principais perdas de energia em uma fornalha são devidas à:

- não-combustão do carbono e do hidrogênio, presentes no combustível, e dos hidrocarbonetos formados durante o processo de combustão;
- produção de monóxido de carbono;
- vaporização da água presente no combustível;
- vaporização da água formada no processo de combustão; e
- transferência de calor para o meio externo.

Em fornalhas com sistema de aquecimento indireto, as perdas de calor para o meio exterior incluem também o calor contido nos gases da combustão liberados pela chaminé.

#### 2.2.4. Balanços de massa e energia

A Figura 1 mostra um esquema do volume de controle, constituído por uma fornalha, um ciclone, um ventilador e um duto para medições de pressão e temperatura.

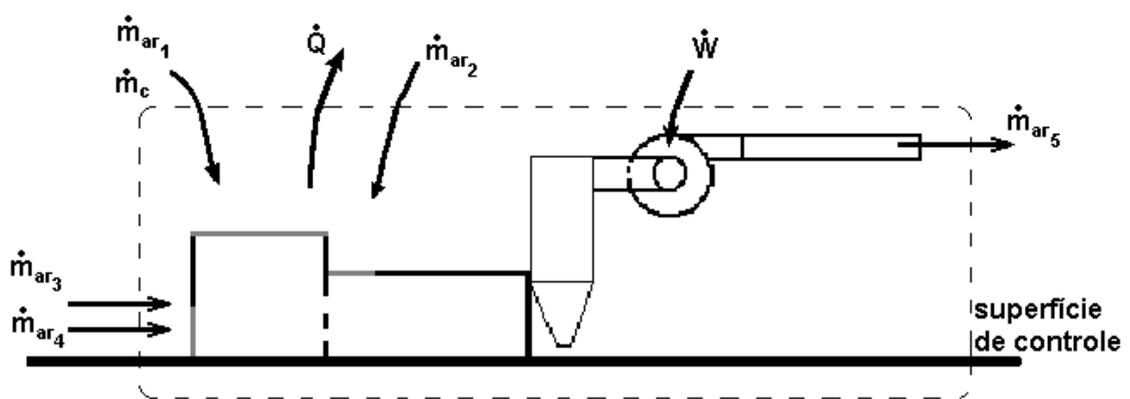


Figura 1 - Volume de controle mostrando as trocas de massa e energia.

### 2.2.4.1. Balanço de massa

Da lei da conservação da massa, pode-se escrever:

$$\frac{dm_{V.C.}}{dt} + \sum \dot{m}_S - \sum \dot{m}_E = 0 \quad \text{eq. 5}$$

em que

$\frac{dm_{V.C.}}{dt}$  = variação da massa instantânea dentro do volume de controle (V.C.) na unidade de tempo,  $\text{kg.h}^{-1}$ ;

$\sum \dot{m}_S$  = vazão instantânea de massa que deixa o V.C. através da superfície,  $\text{kg.h}^{-1}$ ; e

$\sum \dot{m}_E$  = vazão instantânea de massa que entra no V.C. através da superfície,  $\text{kg.h}^{-1}$ .

Na prática, para o sistema apresentado na Figura 1, existem várias áreas na superfície de controle através das quais ocorre o fluxo. Admitindo que a fornalha está operando em regime permanente, obtém-se nova equação:

$$\sum \dot{m}_S = \sum \dot{m}_E$$

$$\dot{m}_{ar_5} = \dot{m}_{ar_1} + \dot{m}_{ar_2} + \dot{m}_{ar_3} + \dot{m}_{ar_4} + \dot{m}_C \quad \text{eq. 6}$$

em que

$\dot{m}_{ar_i}$  = vazão mássica de ar que entra no V.C. através da abertura  $i$ ,  $\text{kg.h}^{-1}$ ;

$\dot{m}_C$  = vazão mássica do combustível,  $\text{kg.h}^{-1}$ ; e

$\dot{m}_{ar_5}$  = vazão mássica de ar que sai do V.C. através do duto de medições,  $\text{kg.h}^{-1}$ .

As vazões mássicas de ar ( $\dot{m}_{ar_i}$ ) podem ser estimadas por meio da relação:

$$\dot{m}_{ar_i} = \rho \cdot V_i \cdot A_i \quad \text{eq. 7}$$

em que

$\rho$  = massa específica do ar,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;

$V_i$  = velocidade do ar na seção  $i$ ,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ; e

$A_i$  = área através da qual se dá o escoamento,  $\text{m}^2$ .

#### 2.2.4.2. Balanço de energia

A primeira lei da termodinâmica afirma que a taxa de transferência de calor para o volume de controle (V.C.), mais a taxa de energia que entra no mesmo como resultado da transferência de massa, é igual à taxa de variação da energia dentro do V.C. mais a taxa de energia que sai deste como resultado da transferência de massa e mais a potência associada ao ventilador. Portanto, o resultado é (VAN WYLEN e SONNTAG, 1993):

$$\dot{Q}_{V.C.} + \sum \dot{m}_E \left( h_E + \frac{V_E^2}{2} + g \cdot Z_E \right) = \frac{dE_{V.C.}}{dt} + \sum \dot{m}_S \left( h_S + \frac{V_S^2}{2} + g \cdot Z_S \right) + \dot{W}_{V.C.} \quad \text{eq. 8}$$

Durante a operação da fornalha em regime permanente, algumas hipóteses devem ser levadas em consideração:

– estado da massa em cada ponto do V.C. não varia com o tempo, assim:

$$\frac{dm_{V.C.}}{dt} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{dE_{V.C.}}{dt} = 0$$

isto é, não há variação de massa e energia durante a operação em regime permanente; e

– a velocidade do ar ( $V_E$ ) na entrada do V.C. e a variação da energia potencial ( $\Delta EP$ ) são desprezíveis:

$$V_E = 0 \quad \text{e} \quad \Delta EP = (\dot{m}_E \cdot g \cdot Z_E - \dot{m}_S \cdot g \cdot Z_S) = 0$$

Com estas simplificações, a equação do primeiro princípio da termodinâmica fica assim expressa:

$$\dot{Q}_{V.C.} + \sum \dot{m}_E \cdot (h_E) = \sum \dot{m}_S \cdot \left( h_S + \frac{V_S^2}{2} \right) + \dot{W}_{V.C.} \quad \text{eq. 9}$$

ou

$$\dot{Q}_{V.C.} + \left[ \sum_{i=1}^4 \dot{m}_{ar_i} \cdot (h_E) + \dot{m}_C \cdot (PCI) \right] = \dot{m}_{ar_s} \cdot \left( h_S + \frac{V_S^2}{2} \right) + \dot{W}_{V.C.} \quad \text{eq. 10}$$

em que

$\dot{Q}_{V.C.}$  = taxa de transferência de calor entre a fornalha e o meio,  $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ ;

$\dot{m}_{ar_i}$  = vazão mássica de ar que entra no V.C. através da superfície  $i$ ,  
 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;

$h_E, h_S$  = entalpia do ar de entrada e do ar de saída, respectivamente,  
 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;

$\dot{m}_C$  = vazão mássica do combustível,  $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;

$\dot{m}_{ar_s}$  = vazão mássica que sai do V.C. através do duto de medições,  
 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;

$V_E, V_S$  = velocidades do ar na entrada e no duto de saída,  
respectivamente,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ; e

$\dot{W}_{V.C.}$  = energia requerida pelo ventilador,  $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$ .

### 2.2.4.3. Eficiência energética da fornalha

Segundo VAN WYLEN e SONNTAG (1993), eficiência é a razão entre o que é produzido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta), em outras palavras, a energia pretendida é o acréscimo de energia para o ar de

secagem, e a energia gasta é o calor recebido de uma fonte de alta temperatura mais a energia elétrica gasta.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{ar_5} \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2000} \right) - \sum_{i=1}^4 \dot{m}_{ar_i} \cdot (h_E)}{(\dot{m}_C \cdot PCI + \dot{W}_{V.C.})}$$

como  $\dot{m}_{ar_5} = \sum_{i=1}^4 \dot{m}_{ar_i}$

$$\eta = \frac{\dot{m}_{ar} \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2000} - h_E \right)}{(\dot{m}_C \cdot PCI + \dot{W}_{V.C.})} = \frac{\dot{V}_{ar} \cdot \rho_{mar} \cdot \left( h_s + \frac{V_s^2}{2000} - h_E \right)}{(\dot{m}_C \cdot PCI + \dot{W}_{V.C.})} \quad \text{eq. 11}$$

em que

$\dot{V}_{ar}$  = vazão mássica do ar ,  $m^3 \cdot h^{-1}$ ;

$\rho_{mar}$  = massa específica média do ar,  $kg \cdot m^{-3}$ ;

$h_E, h_s$  = entalpia do ar de entrada e do ar de saída, respectivamente,  
 $kJ \cdot kg^{-1}$ ;

$V_s$  = velocidade do ar no duto de saída,  $m \cdot s^{-1}$ ;

$\dot{m}_C$  = vazão mássica do combustível,  $kg \cdot h^{-1}$ ;

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ; e

$\dot{W}_{V.C.}$  = energia requerida pelo ventilador,  $kJ \cdot h^{-1}$ .

### 2.3. Combustíveis

São substâncias ricas em carbono e hidrogênio que, sob condições apropriadas de temperatura e pressão e na presença de oxigênio, participam de reações químicas onde ocorre liberação de energia na forma de calor (SAGLIETTI, 1991). Para avaliar a qualidade do combustível e seu processo de queima, torna-se necessário conhecer algumas de suas características.

### **2.3.1. Composição química**

A composição do combustível poder ser indicada por análise química elementar e imediata. Na análise química elementar dos combustíveis sólidos são determinados os teores de carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre, nitrogênio e outros elementos. A análise química imediata, aplicada aos carvões, compreende a determinação dos teores de umidade, matérias voláteis, carbono e resíduos fixos, conforme normas da ABNT-MB-15, (FUNDAÇÃO... – CETEC, 1988). A composição química é uma das propriedades mais importantes do carvão vegetal e tem grande influência no desempenho dos equipamentos que o utilizam como combustível.

### **2.3.2. Poder calorífico**

Dentre as características dos combustíveis, a mais importante é o poder calorífico. O poder calorífico de um combustível é a quantidade de energia, em forma de calor, liberada na combustão completa de uma unidade em massa, ou em volume, de determinado combustível e não depende das condições em que é queimado, visto que se considera a combustão completa do mesmo. Geralmente é dividido em superior e inferior (ANDRADE et al., 1985). O poder calorífico superior pode ser estimado a partir da composição química do combustível ou calculado por meio de um método experimental, enquanto o poder calorífico inferior é calculado a partir de equações empíricas.

Para determinação do PCS podem ser empregados três métodos (CETEC, 1988):

#### **– Método experimental**

Para os combustíveis sólidos, o calorímetro de uso mais generalizado é de Berthelot-Mahler, comumente chamado de Bomba Calorimétrica de Mahler. Seu funcionamento baseia-se na combustão completa de uma amostra de combustível de massa conhecida, em atmosfera rica em oxigênio. Após o

balanço de calor tem-se o poder calorífico superior, pois para chegar ao equilíbrio, após a combustão, ocorre a condensação do vapor de água.

### – Método analítico

O cálculo é feito a partir da composição química e baseado na entalpia de reação de um corpo composto, que é igual ao somatório dos valores dos poderes caloríficos de cada um dos componentes.

Este método é menos exato que o experimental, já que não leva em consideração o calor de dissociação necessário para separar as moléculas dos componentes; porém, os valores obtidos são próximos aos do calorímetro. A diferença observada, para muitos combustíveis, é de 1 a 2% (CETEC, 1988).

Segundo SILVA (1988), o poder calorífico pode ser determinado pela equação:

$$PCS = 33774.P_c + 141744.\left(P_{H_2} - \frac{P_{O_2}}{8}\right) + 9238.P_s \quad \text{eq. 12}$$

em que

PCS = poder calorífico superior,  $\text{kJ.kg}^{-1}$ ;

$P_c$  = fração de carbono, kg de C.  $\text{kg de combustível}^{-1}$ ;

$P_{H_2}$  = fração de hidrogênio, kg de  $H_2$ . $\text{kg de combustível}^{-1}$ ;

$P_{O_2}$  = fração de oxigênio, kg de  $O_2$ .  $\text{kg de combustível}^{-1}$ ; e

$P_s$  = fração de enxofre, kg de S.  $\text{kg de combustível}^{-1}$ .

O poder calorífico inferior (PCI) do combustível seco pode ser calculado por meio da equação a seguir, conhecida como fórmula de Dulong (SILVA, 1988):

$$PCI = PCS - 2450.(9.P_{H_2}) \quad \text{eq. 13}$$

em que

PCS= poder calorífico superior,  $\text{kJ.kg}^{-1}$ , calculado pela equação anterior;

$P_{H_2}$  = fração de hidrogênio no combustível,  $\text{kg de } H_2.\text{kg de combustível}^{-1}$ .

## – Método empírico

Quando se dispõe apenas da análise química imediata, pode-se estimar o poder calorífico por meio das equações:

$$\text{Para lenha: } \text{PCI} = 4186,8.[4383 - 49,7.(W)] \quad \text{eq. 14}$$

$$\text{Para carvão vegetal: } \text{PCS} = 4,180.(82.CF + a.MV) \quad \text{eq. 15}$$

em que

CF = carbono fixo, %;

a = coeficiente dependente da qualidade do combustível, adimensional;

MV = matérias voláteis, %; e

W = teor de umidade, %.

A equação 15 se aplica a carvões cuja presença de voláteis (MV) não seja superior a 40%. Os valores de **a** se encontram na Tabela 1.

Tabela 1 - Valores de **a** em função dos teores de matérias voláteis (MV) e carbono fixo (CF)

$\frac{MV}{MV + CF}$	<b>a</b>
0,05	150
0,05	145
0,10	130
0,15	117
0,20	109
0,25	103
0,30	96
0,35	89
0,40	80

Fonte : CETEC (1988)

O fator que mais influi no poder calorífico de um combustível é a presença de umidade em sua estrutura (Engalichev e Mathur, 1980, Martins, 1981, citados por CETEC, 1988). A umidade aumenta, significativamente, a energia requerida para a pré-ignição e diminui, de modo substancial, o calor líquido produzido pela combustão em sistemas abertos, reduzindo a temperatura de chama (Tillman, 1979). Assim, é possível aumentar o poder calorífico do combustível se houver redução de sua umidade (Diniz, 1981, citado por MELO, 1987).

### **2.3.3. O carvão vegetal como combustível**

O carvão vegetal é um produto obtido artificialmente em fornos especiais através da carbonização da lenha, com uma eficiência de conversão de 50-55%, e sua utilização principal é na siderurgia. O carvão vegetal tem densidade com valor médio de  $220 \text{ kg.m}^{-3}$ . Seu poder calorífico superior está associado à temperatura de carbonização, bem como a outros fatores, estando próximo a  $29.300 \text{ kJ.kg}^{-1}$  (SILVA, 1988). Para Britto (1986), o PCS varia de 25.120 a  $35.590 \text{ kJ.kg}^{-1}$ , enquanto Petroff e Doat (1975) encontraram valores para carvão vegetal proveniente de madeira seca entre 32.660 e  $33.500 \text{ kJ.kg}^{-1}$ , ambos citados por VALE (1988).

Até recentemente, a civilização era altamente dependente dos produtos fósseis, devido à facilidade de obtenção de energia e à relativa abundância dos mesmos. Com a perspectiva de extinção desses produtos, a utilização de biomassa como fonte de energia novamente atraiu o interesse do mundo.

WENZL (1970) já previa o aumento da importância do carvão vegetal, em razão de suas possibilidades de aplicações comerciais e suas propriedades características. Ainda hoje, o processo de fabricação de carvão vegetal é bastante rudimentar, sendo em sua maioria produzido em fornos de alvenaria, sem controle da temperatura de carbonização e sem recuperação dos produtos voláteis que são lançados na atmosfera (ALMEIDA, 1983; BASTOS FILHO, 1986; VELLA, 1989).

A carbonização é um processo em que a madeira, ou qualquer outra biomassa, é submetida ao aquecimento em atmosfera controlada e o material sofre transformações físico-químicas pela ação da temperatura, dando origem aos seguintes produtos: carvão vegetal e gases voláteis, sendo estes gases compostos por uma fração que se liquefaz (líquido pirolenhoso), e outra parte compõe a fração gasosa não-condensável (gases não-condensáveis).

As propriedades mais significativas para o carvão vegetal são: reatividade, resistência mecânica, friabilidade, higroscopicidade e densidade.

A densidade do carvão vegetal é uma propriedade muito importante, pois as demais propriedades estão intimamente relacionadas a ela. Classifica-se em:

- Densidade a granel (D): trata-se da relação massa/volume de  $1\text{m}^3$  de carvão. Normalmente este valor está em torno de 200 a  $300\text{kg.m}^{-3}$  para o carvão vegetal.
- Densidade relativa aparente ( $D_a$ ): é a medida da densidade do carvão, considerando os poros internos como ocupados pelo material do carvão. É fortemente influenciada pela temperatura de carbonização, bem como pela densidade e pelo tamanho das peças da madeira de origem.
- Densidade relativa verdadeira ( $D_v$ ): é a medida da densidade do carvão, descontando-se o volume da porosidade interna, ou seja, é a medida da substância que compõe o carvão.

Alguns fatores que influem nas propriedades do carvão vegetal produzido são a composição química, umidade e densidade da madeira, temperatura e pressão da carbonização, entre outros.

A temperatura é o principal fator que influencia a composição química do carvão em termos de carbono fixo e matérias voláteis.

Os resultados obtidos por Bergstrom e Wesslen (1918), citados por MATOS et al. (1981), para a carbonização de madeiras duras e secas, em diferentes temperaturas, são mostrados na Tabela 2. Nesta têm-se os valores da variação da composição elementar, assim como o rendimento de carvão obtido em relação à madeira seca.

Tabela 2 - Composição química elementar e rendimento do carvão vegetal em função das temperaturas de carbonização

Temperatura de carbonização (°C)	Composição elementar			Rendimento gravimétrico (%)
	C (%)	H (%)	O (%)	
200	52,3	6,3	41,4	91,8
300	73,2	4,9	21,9	51,4
400	82,7	3,8	13,5	37,8
500	89,2	3,1	6,7	31,0
600	92,2	2,6	5,2	29,1
700	92,8	2,4	4,8	27,8
800	95,7	1,0	3,3	26,7
900	96,1	0,7	3,2	26,6
1000	96,6	0,5	2,9	26,3
1100	96,4	0,4	3,2	26,1

Fonte: MATOS et al. (1981).

Apresentam-se, na Tabela 3, os resultados obtidos por MATOS et al. (1981) e ALMEIDA (1983) sobre o efeito da temperatura nas características químicas do carvão vegetal obtido com a carbonização da madeira de *Eucalyptus grandis*.

#### 2.4. Alguns aspectos relativos à combustão

Denomina-se combustão o processo em que ocorrem reações químicas exotérmicas, produzindo calor em forma aproveitável. Para que ocorra a combustão são necessários oxigênio e combustível, devendo este último ser aquecido até a temperatura de ignição. Esta temperatura pode ser definida como aquela na qual o calor gerado na reação é maior que o calor perdido para o ambiente; assim, a combustão pode ser mantida (ANDRADE et

Tabela 3 - Variação das características químicas do carvão vegetal de *Eucalyptus grandis* em função da temperatura de carbonização

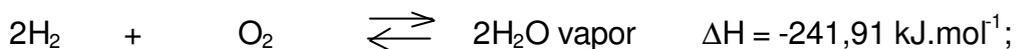
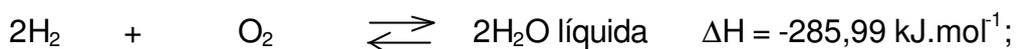
Temperatura de Carbonização (°C)	Análise química			Rendimento gravimétrico (%)
	carbono fixo (%)	mat. voláteis (%)	cinzas (%)	
300*	68,00	31,00	--	42,00
500*	86,00	13,00	--	33,00
700*	92,00	0,70	--	30,00
300	61,86	36,57	1,57	44,49
375	69,45	28,67	1,88	36,42
450	76,42	21,87	1,71	32,79
525	80,34	17,15	2,50	30,05
600	87,09	11,30	1,44	28,63

Fonte: ALMEIDA (1983).

\*MATOS et al. (1981).

al., 1985). A temperatura de ignição depende da temperatura ambiente, do comburente e do combustível usados, ou seja, faltando um destes componentes, não haverá chama.

Durante a combustão ocorrem reações químicas entre os constituintes do combustível com o oxigênio, especificamente o carbono, o hidrogênio e o enxofre, segundo as reações (SAGLIETTI, 1991):



sendo as variações energéticas dadas pela quantidade de energia absorvida ou cedida, pelo sistema, em qualquer transformação, sob pressão constante.

Os valores de variação de entalpia ( $\Delta H$ ) das reações citadas referem-se à temperatura de 298K ( $\approx 25^\circ\text{C}$ ), e a segunda reação, entre o carbono e o oxigênio, é de combustão incompleta. Os valores negativos devem-se ao fato de o sistema produzir calor e cedê-lo ao ambiente.

Na maioria dos processos de combustão, emprega-se o oxigênio fornecido pelo ar atmosférico, que contém também nitrogênio, argônio e outros gases, em vez de utilizar o oxigênio puro. Durante a combustão, o nitrogênio e o argônio permanecem inertes, não participando de nenhuma reação química; no final do processo eles terão a mesma temperatura dos produtos da combustão (VAN WYLEN e SONNTAG, 1993).

Pode ocorrer combustão incompleta mesmo com quantidade adequada de ar, já que esta é influenciada pelos processos de turbulência e mistura do ar durante a operação.

#### **2.4.1. Ar teórico**

Na prática, o ar é considerado como sendo composto de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, em volume, e com composição gravimétrica média de 23,2% de oxigênio e 76,8% de nitrogênio. O ar fornecido para a combustão em quantidade suficiente para a queima completa de carbono, hidrogênio, enxofre e demais componentes do combustível que possam oxidar é chamado de “ar teórico”.

O cálculo do ar teórico permite selecionar os ventiladores, projetar os condutos de ar e determinar o coeficiente de transferência convectiva entre os gases e as superfícies.

O ar teórico, considerando o combustível isento de umidade, é calculado pelas equações a seguir (SILVA, 1988):

$$V_{\text{arg}}^t = \frac{32}{0,232} \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right)$$

ou

$$V_{ar}^t = \frac{1,3 \cdot 32}{0,232 \cdot 1,251} \cdot \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \quad \text{eq. 16}$$

em que

$V_{ar\ g}^t$  = ar teórico, em kg de ar.kg<sup>-1</sup> de combustível seco;

$V_{ar}^t$  = ar teórico, em Nm<sup>3</sup> de ar.kg<sup>-1</sup> de combustível seco;

1,3 = excesso de ar, adimensional;

1,251 = densidade do ar (kg.Nm<sup>-3</sup>), segundo Kreith (1977);

$P_C$  = massa de carbono, em kg.kg<sup>-1</sup> de combustível;

$P_{H_2}$  = massa de hidrogênio, em kg.kg<sup>-1</sup> de combustível;

$P_S$  = massa de enxofre, em kg.kg<sup>-1</sup> de combustível; e

$P_{O_2}$  = massa de oxigênio, em kg.kg<sup>-1</sup> de combustível.

#### 2.4.2. Excesso de ar

Como o combustível e o comburente permanecem em contato em um curto intervalo de tempo, é necessário excesso de ar na combustão para que ela seja completa, a fim de assegurar uma mistura perfeita e íntima do combustível com o ar. A quantidade de excesso de ar é variável em função de diversos fatores, como: tipo de combustível, seu estado de divisão, sistema de injeção de ar, tempo de contato ar-combustível e temperatura a ser atingida na fornalha. O ar é fornecido de dois modos:

- como ar primário, entrando na fornalha com o combustível, ou, nos casos de combustível sólido queimado em grelhas, através do próprio leito do combustível; e
- como ar secundário, admitido para completar a combustão e proporcionar uma mistura turbulenta.

Excesso de ar (m) é a relação entre as vazões de ar real e teórica necessárias para a combustão, podendo ser expresso por:

$$m = \frac{\dot{V}_{\text{ar real}}}{\dot{V}_{\text{ar teórica}}} \cdot 100 \quad \text{eq. 17}$$

em que

$m$  = excesso de ar, %;

$\dot{V}_{\text{ar real}}$  = vazão de ar real,  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ; e

$\dot{V}_{\text{ar teórica}}$  = vazão de ar teórica,  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

Utiliza-se algumas vezes o índice de excesso de ar ( $e$ ), que representa o ar excedente administrado à fornalha, ou seja:

$$m = 1 + e$$

SILVA (1988) sugere para combustíveis sólidos o índice de excesso de ar entre 30 e 60%; para os combustíveis líquidos, de 10 a 30%; e, para os gasosos, de 5 a 20%, calculados a partir da composição química do combustível.

Uma vazão insuficiente de ar provocará combustão incompleta, com aparecimento de CO e fuligem nos gases da combustão.

Segundo ANDRADE et al. (1985), o índice de excesso de ar para combustíveis sólidos e alimentação manual está na faixa de 30%, enquanto para Pera (1966) e Ravaglia (1965), citados por VALARELLI (1991), ele está entre 40 e 50%. SILVA et al. (1991) utilizaram valores de excesso de ar de 2,30 (130%) a 4,62 (362%), os quais seriam compatíveis com fornalhas de aquecimento direto.

O controle da combustão e o monitoramento do excesso de ar podem ser feitos através da análise da variação do teor de  $\text{CO}_2$  nos gases da combustão. O teor de  $\text{CO}_2$  pode ser obtido por meio da análise de ORSAT, que consiste na absorção seletiva dos diversos gases por intermédio de reagentes específicos.

### 3. MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Setor de Pré-processamento e Armazenamento e Processamento de Produtos Agrícolas do Departamento de Engenharia Agrícola e no Laboratório de Painéis e Energia do Departamento de Engenharia Florestal da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, Minas Gerais. Foi projetada, construída e testada uma fornalha de aquecimento direto e fluxo descendente, utilizando como combustível carvão vegetal.

#### 3.1. Projeto e cálculos da fornalha e do ciclone

##### 3.1.1. Cálculos para o ar de secagem

Conhecendo a massa específica média do ar de secagem ( $\rho_{m_{ar}}$ ) entre 20 e 50°C, pode-se calcular sua vazão mássica ( $\dot{m}_{ar}$ ). Para tal, estabeleceu-se a variação de temperatura máxima ( $\Delta T$ ) entre o ar de entrada e de saída da fornalha e a vazão volumétrica ( $\dot{V}_{ar}$ ).

Com os valores especificados anteriormente, pôde-se calcular o calor necessário para aquecer o ar em  $\Delta T$ , bem como a vazão mássica de combustível, supondo processo em regime permanente, usando as equações a seguir:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{eq. 18}$$

em que

$\dot{Q}_{ar}$  = calor necessário para aquecer o ar,  $\text{kJ.s}^{-1}$ ;

$\dot{m}_{ar}$  = vazão mássica de ar,  $\text{kg.s}^{-1}$ ;

$C_p$  = calor específico do ar comburente,  $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ; e

$\Delta T$  = acréscimo máximo de temperatura, K.

E, para cálculo do combustível a ser consumido:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{ar}}{\eta.PCI} \quad \text{eq. 19}$$

em que

$\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível,  $\text{kg.s}^{-1}$ ;

$\eta$  = eficiência energética da fornalha, decimal; e

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $\text{kJ.kg}^{-1}$ .

### 3.1.2. Cálculos da câmara de combustão

#### – Volume da câmara de combustão ( $V_c$ )

O volume da câmara de combustão foi calculado em função da taxa de liberação de energia (K), pois o volume de gás proveniente da combustão está relacionado com a quantidade de energia liberada durante a combustão; adotou-se um valor médio ( $204 \text{ kJ.s}^{-1}.\text{m}^{-3}$ ), dentro da faixa recomendada pela literatura consultada.

Segundo ANDRADE et al. (1985), o volume da câmara de combustão ( $V_c$ ) pode ser calculado por meio da equação:

$$V_c = \frac{\dot{m}_c.PCI}{K} \quad \text{eq. 20}$$

em que

$V_c$  = volume da câmara de combustão,  $\text{m}^3$ ;

$\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível,  $\text{kg.s}^{-1}$ ;

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $\text{kJ.kg}^{-1}$ ; e

K = taxa de liberação de energia,  $\text{kJ.s}^{-1}.\text{m}^{-3}$ .

### – Superfície da grelha ( $S_g$ )

A superfície da grelha foi determinada por dois métodos (ANDRADE et al., 1985):

1<sup>a</sup>) Em função da taxa de combustão considerada para fins de projeto igual a  $110 \text{ kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$ .

$$S_g = \frac{\dot{m}_c}{\left(\frac{N_c}{3600}\right)} \quad \text{eq. 21}$$

em que

$S_g$  = superfície da grelha,  $\text{m}^2$ ;

$\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível,  $\text{kg.s}^{-1}$ ; e

$N_c$  = taxa de combustão,  $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$ .

2<sup>o</sup>) Por meio do cálculo do consumo de ar necessário para queimar 1 kg de combustível sólido, considerando carga manual:

$$V_{ar}^t = \frac{1,3.32}{0,232.1,251} \cdot \left( \frac{P_C}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_S}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \quad \text{eq. 16}$$

Sabe-se, por experimentos anteriores, nos quais foi utilizado o mesmo forno, que a temperatura de carbonização da madeira variou entre  $400$  e  $500^\circ\text{C}$ .

Usando os dados fornecidos por MATOS et al. (1981) (Tabela 2) para a composição química do carvão vegetal ( $\text{kg.kg}^{-1}$  de combustível) produzido a  $400^\circ\text{C}$ , tem-se:

$$P_C = 0,827 ; P_{H_2} = 0,038 ; P_{O_2} = 0,135$$

O cálculo da superfície da grelha pôde ser feito por meio da equação:

$$S_g = \frac{\dot{m}_c \cdot V_{ar}^t}{0,2 \cdot V} \quad \text{eq. 22}$$

em que

$S_g$  = superfície da grelha,  $m^2$ ;

$\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível,  $kg \cdot s^{-1}$ ;

$V_{ar}^t$  = volume real de ar para queimar uma unidade de combustível;

$Nm^3 \cdot kg^{-1}$  de combustível;

0,2 = razão entre as superfícies da grelha estequiométrica e real, adimensional; e

$V$  = velocidade do ar,  $m \cdot s^{-1}$ .

Neste trabalho adotou-se a média dos valores calculados, usando as metodologias propostas neste item para o valor da superfície da grelha.

### 3.1.3. Cálculos para os gases de combustão

O volume real dos gases de exaustão é a soma do volume teórico necessário de ar e do volume teórico dos gases originados da combustão, considerando-se o excesso de ar. Estes volumes foram calculados em condições normais, isto é, a  $0^\circ C$  e pressão atmosférica (CETEC, 1988).

$$V_{ar}^t = \frac{1,01 \cdot PCI}{1000} + 0,5 \quad \text{eq. 23}$$

$$V_g^t = \frac{0,89 \cdot PCI}{1000} + 1,65 \quad \text{eq. 24}$$

$$V_g^r = V_g^t + (m - 1) \cdot V_{ar}^t \quad \text{eq. 25}$$

em que

$V_{ar}^t$  = volume teórico de ar,  $Nm^3.kg^{-1}$  de combustível queimado;

$V_g^t$  = volume teórico de gás gerado na combustão,  $Nm^3.kg^{-1}$  de combustível queimado;

$V_g^r$  = volume real dos gases,  $Nm^3.kg^{-1}$  de combustível queimado;

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $kcal.kg^{-1}$   
(1 kcal=4,186 kJ); e

m = excesso de ar, decimal.

Determinou-se o volume real de gases na temperatura média de operação ( $\bar{V}_g^r$ ), utilizando a média das temperaturas de ignição do carvão vegetal, que, segundo OLIVEIRA FILHO (1987), é de 400°C, e de saída do ar de secagem.

$$\bar{V}_g^r = V_g^r \cdot \left( \frac{273,15 + \bar{t}}{273,15} \right) \quad \text{eq. 26}$$

em que

$\bar{V}_g^r$  = volume real médio dos gases,  $m^3.kg^{-1}$  de combustível;

$V_g^r$  = volume real dos gases,  $Nm^3.kg^{-1}$  de combustível; e

$\bar{t}$  = temperatura média de operação, °C.

Ao conhecer o volume real dos gases e a massa específica dos gases na temperatura de operação, puderam ser determinadas as vazões volumétrica e mássica, conforme as equações a seguir:

$$\dot{Q}_g = \bar{V}_g^r \cdot \dot{m}_c \quad \text{eq. 27}$$

$$\dot{m}_g = \dot{Q}_g \cdot \rho_{mg} \quad \text{eq. 28}$$

em que

$\dot{Q}_g$  = vazão volumétrica dos gases,  $m^3.s^{-1}$ ;

$\bar{V}_g^r$  = volume real médio dos gases,  $m^3.kg^{-1}$  de combustível;

$\dot{m}_c$  = vazão mássica de combustível,  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

$\dot{m}_g$  = vazão mássica dos gases,  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ; e

$\rho_{mg}$  = massa específica dos gases de combustão na temperatura média,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

### 3.1.4. Dimensionamento do ciclone

Neste projeto foi prevista a construção de um ciclone metálico, com a finalidade de apagar fagulhas e retirar as partículas maiores carregadas pelos gases da combustão, succionadas pelo ventilador.

Foram feitos testes preliminares com o sistema montado conforme a Figura 4. Os dados obtidos para pressão dinâmica corrigida ( $PV_c$ ) e massa específica média do ar ( $\rho_{m_{ar}}$ ) foram de 8,13 mmca (0,796 kPa) e  $1,17 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , respectivamente.

A velocidade do ar em um duto pode ser calculada por meio da equação 29 (ASHRAE, STANDARD, 1982):

$$V = 4,42 \cdot \sqrt{\frac{PV_c}{\rho_{m_{ar}}}} \quad \text{eq. 29}$$

logo, a vazão do ventilador (Q) foi estimada por:

$$Q = V \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{eq. 30}$$

em que

V = velocidade do ar,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

$PV_c$  = pressão dinâmica corrigida, mmca;

$\rho_{m_{ar}}$  = massa específica média do ar,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;

Q = vazão volumétrica do ventilador,  $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ; e

d = diâmetro do duto de medições, m.

Desprezando o fato de que as fagulhas são partículas que estão sofrendo variação em sua massa, para o dimensionamento do ciclone foi utilizada a metodologia proposta por MACINTYRE (1988) para o ciclone-padrão de média eficiência. Segundo esta metodologia, conhecendo-se as dimensões de entrada ( $h$ ) e saída ( $dd$ ) do ar no ciclone (Figura 2), podem-se estimar as demais, bem como a vazão de ar apropriada para a utilização deste ciclone.

A Tabela 4 mostra os fatores multiplicativos do diâmetro  $d$  para obtenção das demais dimensões do ciclone.

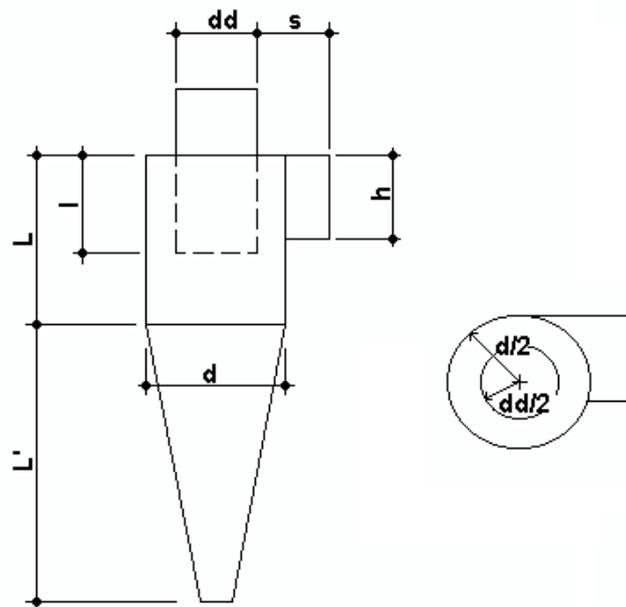


Figura 2 - Esquema do ciclone metálico utilizado no experimento.

Tabela 4 - Fatores multiplicativos do diâmetro para ciclone de média eficiência

Dimensões	$h$	$s$	$l$	$dd$	$L$	$L'$
Fatores multiplicativos de $d$	0,75	0,375	0,875	0,75	1,5	2,5

Assim, ao se conhecer a dimensão da entrada (h), calculam-se as demais dimensões do ciclone; para o diâmetro, usa-se a relação:

$$d = \frac{h}{0,75}$$

Também, segundo MACINTYRE (1988), pode-se calcular a vazão volumétrica de ar usando a equação a seguir:

$$Q = 4,065 \cdot d^2 \quad \text{eq. 31}$$

em que

d = diâmetro do ciclone, m; e

Q = vazão mássica de projeto,  $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 3.1.5. Eficiência energética da fornalha

Com base nos valores indicados pela literatura consultada, estimou-se uma eficiência energética média de 50%.

### 3.1.6. Cálculo das perdas de calor da fornalha para o ambiente

Considerando desprezíveis as perdas de calor por condução e convecção, a taxa de calor transferido da câmara de combustão para as vizinhanças (q) foi estimada por meio da seguinte equação:

$$q = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_S^4 - T_{viz}^4) \quad \text{eq. 4}$$

Comparou-se este valor com a taxa de energia liberada pelo combustível ( $q_{\text{comb}}$ ), usando a equação:

$$q_{\text{comb}} = \dot{m}_C \cdot \text{PCI} \quad \text{eq. 32}$$

em que

$q_{\text{comb}}$  = taxa de energia liberada pelo combustível,  $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

$\dot{m}_C$  = vazão mássica de combustível,  $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ; e

PCI = poder calorífico inferior do combustível,  $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

### **3.2. Alguns aspectos relacionados à construção de fornalha, ciclone e ventilador**

No apêndice A tem-se a relação de materiais e serviços, com os preços correspondentes para as construções da área coberta, da fornalha e do ciclone utilizados no experimento.

#### **3.2.1. Câmara de combustão**

A fornalha é constituída por uma câmara de combustão primária, que possui uma abertura na parte superior para alimentação do combustível, e de uma câmara de combustão secundária, com a finalidade de completar a combustão dos gases produzidos no processo e promover a mistura de ar ambiente e de gases originados da combustão.

A câmara de combustão tem uma parede interna de tijolos refratários e uma externa, de tijolos de barro (lajotas). Para o assentamento dos tijolos utilizou-se o seguinte traço:  $0,018 \text{ m}^3$  de areia,  $0,018 \text{ m}^3$  de terra de barranco e  $0,002 \text{ m}^3$  de melaço (SILVA, 1982). Para a argamassa de revestimento, o traço foi  $0,018 \text{ m}^3$  de areia,  $0,018 \text{ m}^3$  de terra de barranco e 2 litros de cimento. A adição de melaço foi para permitir a dilatação, com a função de evitar trincas quando a fornalha estivesse em operação.

Nessa fornalha, a grelha está localizada no local de temperatura mais elevada; para evitar a fusão da mesma, foi utilizado o sistema de grelha refrigerada, em que o ar ambiente é forçado a passar no interior dos tubos. A grelha é composta de tubos metálicos sem costura, de 2 polegadas (50,8 mm) de diâmetro interno e 3 mm de espessura, espaçados de 25 mm.

Com a finalidade de estreitar a passagem do ar ambiente e forçá-lo a fluir através de uma camada incandescente de carvão vegetal, colocou-se

sobre a grelha um tronco de cone feito de concreto refratário aluminoso (CASTIBAR 160), cujas dimensões (em cm) são mostradas na Figura 3. A utilização dessa peça implicou a adoção de uma superfície de grelha maior do que a de cálculo, conforme a Figura 8. Sob a grelha foi instalado um cinzeiro, em toda a sua extensão, com a finalidade de recolher as cinzas e o combustível não-queimado.

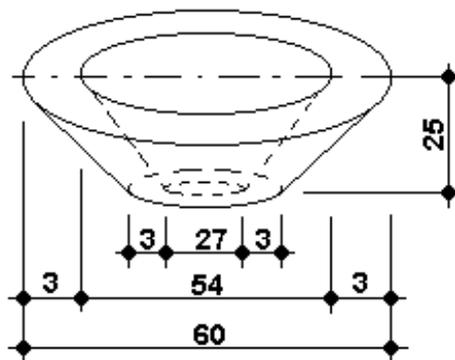


Figura 3 - Esquema da peça em concreto refratário pré-moldado.

### 3.2.2. Ciclone metálico

Em sua construção foram utilizados chapas metálicas (#18) e perfis de metalon (30 x 40 mm) para os pés. O duto de entrada de ar (h) (Figura 2) foi acoplado ao prolongamento da câmara de combustão secundária (Figura 10), conforme mostra o esquema de montagem do sistema. A Tabela 5 mostra as dimensões do ciclone utilizado.

### 3.2.3. Ventilador

O ventilador tem como função básica a movimentação de determinada quantidade de ar através de todo um sistema ligado a ele. Para tal, o ventilador deve gerar uma pressão estática suficiente para vencer as perdas de carga impostas pelo sistema e uma pressão dinâmica que mantenha o ar em movimento.

Foi utilizado um ventilador centrífugo com rotor de 400 mm de diâmetro. Conectou-se ao ventilador um motor de indução trifásico, 220/380 V, e 2 cv de potência, a 1.720 rpm.

### **3.3. Operação da fornalha e medições**

A fornalha foi posta em funcionamento para a obtenção de dados sobre seu desempenho. Os valores obtidos foram comparados com os de projeto.

Foram efetuados nove testes, com duração média de oito horas cada. Utilizaram-se três aberturas diferentes para a tampa superior da câmara de combustão: 0,60 x 0,60 m (tratamento 1), 0,60 x 0,40 m (tratamento 2) e 0,60 x 0,20 m (tratamento 3). Foram feitas três repetições para cada tratamento.

Foi aplicado o teste de Duncan, para as médias das eficiências energéticas obtidas nos três tratamentos, em nível de 5% de probabilidade.

A alimentação de combustível durante os testes foi manual, feita sempre que se observava a redução da temperatura preestabelecida do ar de secagem: 50 °C. Em intervalos regulares de uma hora, verificava-se a massa de carvão vegetal consumida, por meio de uma balança, marca Filizola, modelo 160, com precisão de  $\pm 50$  g.

Para a determinação do teor de umidade do combustível foi usada uma estufa de secagem e esterilização, modelo 315 SE.

Após a verificação de estabilização da temperatura do ar de secagem em 50 °C, cerca de 20 minutos depois do início do teste, as temperaturas eram monitoradas e registradas ao longo de todo o sistema.

Todo o sistema foi instrumentado, com a finalidade de medir as temperaturas e as pressões estática e dinâmica.

#### **3.3.1. Sistemas de medições**

##### **3.3.1.1. Medição de temperatura**

Para a medição das temperaturas utilizaram-se termopares, por serem instrumentos precisos e confiáveis (VALARELLI, 1991): dois termopares do

tipo K, para medição de altas temperaturas (até 1.260 °C), e sete do tipo T, para temperaturas entre 20 e 250°C. As posições dos termopares são mostradas na Figura 4. Foram determinadas as temperaturas nas câmaras de combustão primária e secundária, na entrada e saída do ciclone e na tubulação de saída. Para o ar de saída da tubulação e o ar ambiente, foram determinadas as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco.

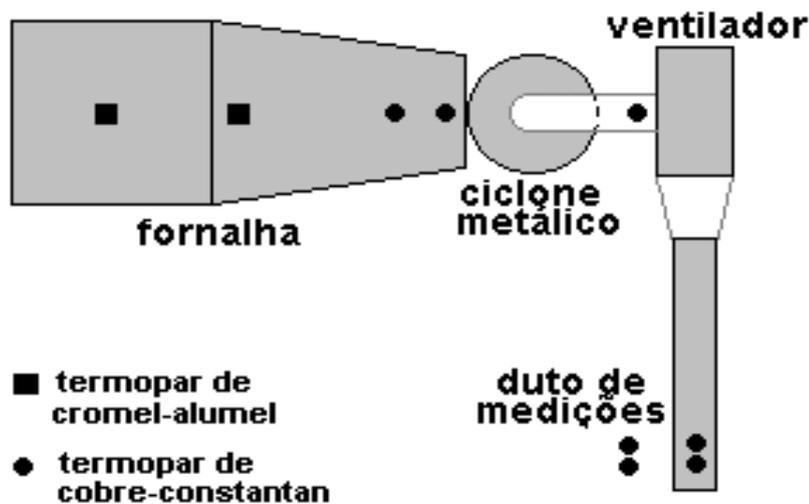


Figura 4 – Localização dos termopares.

Os termopares foram conectados a um Sistema de Aquisição Automática de Dados, para o registro das temperaturas em intervalos de 5 min. Utilizou-se um psicrômetro para determinar as temperaturas de bulbos úmido e seco do ar ambiente, em intervalos de uma hora.

### 3.3.1.2. Medição das pressões total e dinâmica do ar

Utilizou-se um tubo de Pitot conectado a um manômetro inclinado, para medições das pressões total e dinâmica.

Ao se utilizar o tubo central do tubo de Pitot, ligado ao manômetro e à outra extremidade aberta à pressão atmosférica, tem-se, então, a pressão total naquele ponto. Para esses dispositivos, pode-se determinar a pressão

dinâmica, por meio da diferença entre as pressões total (tomada no ponto 2) e estática (tomada no ponto 3), conforme a Figura 5.

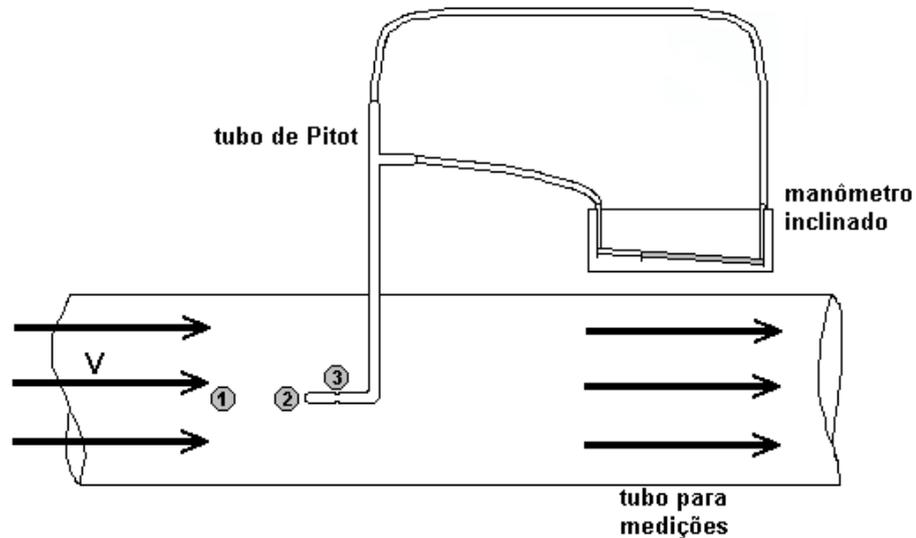


Figura 5 - Montagem para medição da pressão dinâmica com tubo de Pitot e micromanômetro.

### 3.3.1.3. Medição da velocidade do ar

Utilizou-se um tubo de Pitot, dispositivo que não mede diretamente a velocidade, mas determina a pressão dinâmica, a qual permite sua obtenção, segundo recomendações da ASHRAE STANDARD (1982). A fim de ser determinado o perfil de velocidade seguindo esta metodologia, a pressão dinâmica foi determinada em 20 pontos da mesma seção transversal de uma tubulação circular montada para esta finalidade, conforme indicado na Figura 6.

Para o cálculo da velocidade do ar de secagem, utilizou-se a metodologia proposta pela NATIONAL ASSOCIATION OF FAN MANUFACTURERS - NAFM (1952), visando corrigir as pressões total e dinâmica determinadas.

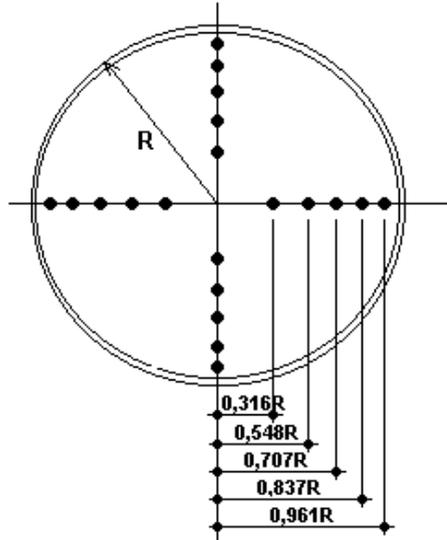


Figura 6 - Distâncias radiais dos diversos pontos de medida das velocidades Pontuais.

A pressão total foi corrigida usando as equações 33 a 36, a seguir:

$$PT_C = K_1 \cdot PT + P_f + P_C \quad \text{eq. 33}$$

em que

$PT_C$  = pressão total corrigida, mmca;

$K_1$  = fator de correção em função da densidade dos fluidos, adimensional;

$PT$  = pressão total lida, mmca;

$P_f$  = perda de carga no duto de medições, mmca; e

$P_C$  = perda de carga na transição entre o duto e o ventilador, mmca.

$$K_1 = \left( \frac{d_a}{d_p} \right) \quad \text{eq. 34}$$

sendo

$\rho_a$  = massa específica-padrão do ar ao nível do mar e à temperatura de 21°C (1,2014 kg.m<sup>-3</sup>); e

$\rho_g$  = massa específica-padrão do gás resultante da combustão de carvão (1,2494 kg.m<sup>-3</sup>).

As perdas de carga no duto ( $P_f$ ) e na transição ( $P_c$ ) foram calculadas por meio das equações que se seguem, segundo NAFM (1952):

$$P_f = 0,02.L \cdot \frac{PV}{D_o} \quad \text{eq. 35}$$

$$P_c = 0,03.PV \quad \text{eq. 36}$$

em que

L = soma dos comprimentos do duto e da transição, m;

PV = pressão dinâmica lida, mmca; e

D<sub>o</sub> = diâmetro do duto de medições, m.

Para a correção da pressão dinâmica, utilizou-se a equação:

$$PV_c = K_1 \cdot PV \quad \text{eq. 37}$$

A seguir, têm-se as equações propostas por MACINTYRE (1988) para o cálculo da velocidade (m.s<sup>-1</sup>) dos gases no duto de medições:

$$V = 4,0339 \cdot \sqrt{\frac{PV_c}{d}} \quad \text{eq. 38}$$

$$d = \frac{492,0839}{(460 + T)} \quad \text{eq. 39}$$

em que

$PV_c$  = pressão dinâmica corrigida, mmca;

$d$  = fator de densidade; e

$T$  = temperatura dos gases no duto de medição, °F.

### 3.3.2. Dados relacionados ao carvão vegetal utilizado

O carvão utilizado no experimento era proveniente de madeira de *Eucalyptus grandis*, com 7 - 8 anos de idade, originária do horto florestal da UFV. A madeira selecionada tinha variação diamétrica entre 0,10 e 0,30 m, com casca, e foi carbonizada à temperatura entre 400 e 500 °C, a uma taxa de aquecimento de 1°C.h<sup>-1</sup>, durante um período de três dias.

Para a caracterização do combustível foram determinados os teores de umidade, materiais voláteis, cinzas, carbono fixo e poder calorífico, enquanto a densidade e a porosidade foram calculadas segundo as metodologias descritas por LELLES e SILVA (1994).

#### 3.3.2.1. Amostragem e preparação do carvão vegetal para as análises

A amostragem e preparação das amostras para análises químicas e físicas foram feitas segundo a norma NBR 6923 da ABNT. A Figura 7 apresenta um esquema do procedimento utilizado nesta operação.

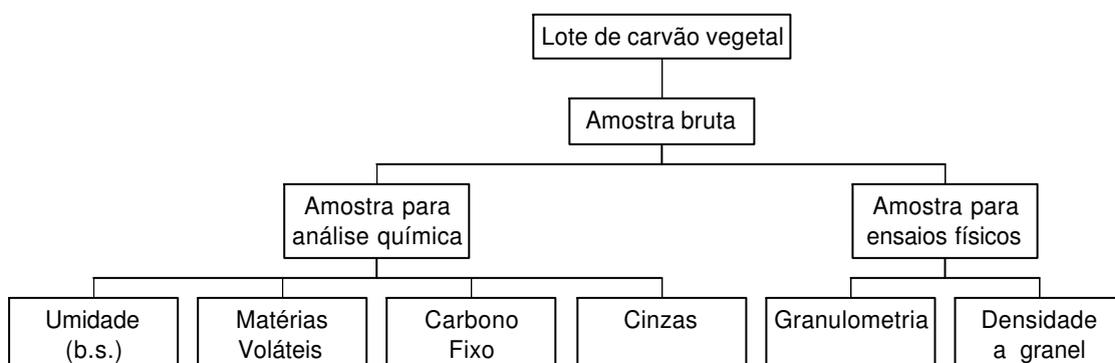


Figura 7 – Esquema de amostragem e separação do carvão vegetal para as análises.

### 3.3.2.2. Determinação da granulometria do carvão vegetal

Para a determinação granulométrica do carvão, foi utilizada a norma NBR 7402/82 da ABNT, que prevê a separação da amostra com dimensão nominal superior a 6,3 mm. O processo de análise granulométrica fornece resultados expressos em termos de porcentagem acumulada do carvão retido em seis peneiras de diferentes malhas. Na aplicação desta norma, utilizam-se as normas complementares da ABNT: NBR 5734 - Especificação de peneiras para ensaios e NBR 6923 - Procedimento para amostragem e preparação da amostra de carvão vegetal.

O tamanho médio das partículas é calculado a partir da análise granulométrica do carvão, através da equação (LELLES e SILVA, 1994):

$$T_m = [B.(a - c) + C.(b - d) + \dots + L.(k - m) + 100.1] 0,005 \quad \text{eq. 40}$$

em que

$T_m$  = tamanho médio das partículas, mm;

B, C, D, ..., K, L = massa retida acumulada, %; e

a, b, c, d, ..., k, l, m = abertura das malhas, mm, em ordem decrescente.

### 3.3.2.3. Determinação da densidade a granel

A densidade a granel foi determinada conforme a metodologia a seguir.

Utilizou-se na determinação da densidade a granel uma caixa de 0,61m X 0,61 m X 0,61 m de dimensões internas, segundo a norma NBR 6922/81 da ABNT. Foram determinadas as massas da caixa vazia e cheia de carvão vegetal; a densidade a granel (D) foi calculada por meio da equação:

$$D = \frac{M_2 - M_1}{V} \quad \text{eq. 41}$$

em que

$D$  = densidade a granel,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;

$M_1$  = massa da caixa vazia, kg;

$M_2$  = massa da caixa cheia de carvão, kg; e

$V$  = volume da caixa,  $\text{m}^3$  ( $0,216 \text{ m}^3$ ).

#### 3.3.2.4. Determinação da composição química imediata

Segundo LELLES e SILVA (1994), a determinação da composição química imediata baseia-se nas normas ASTM D-1762-64 “Chemical Analysis of Wood Charcoal” e ABNT NBR 8112/83 “Carvão Vegetal - Análise Imediata”.

Para a análise química imediata, deve-se determinar o teor de umidade do carvão vegetal. Para tal, tendo-se uma amostra representativa do lote, com granulometria inferior a 19,1 mm, conforme as recomendações da norma NBR-6923 da ABNT, coloca-se uma amostra de 500 g em estufa a  $103 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ , durante 24 h. O teor de umidade, em base seca, é calculado de acordo com a seguinte equação:

$$U_{\text{bs}} = \frac{P_1 - P_2}{P_2} \cdot 100 \quad \text{eq. 42}$$

em que

$U_{\text{bs}}$  = teor de umidade na base seca, %;

$P_1$  = massa da amostra de carvão úmido, g (500 g); e

$P_2$  = massa da amostra de carvão seco, g.

Utilizaram-se quatro repetições para análise química imediata.

Para determinação do teor de matérias voláteis do carvão (MV), separou-se e reduziu-se a pó uma porção do carvão com granulometria inferior a 19,1 mm; foi secado aquele material que passou na peneira de malha 35 U.S. Tyler (0,420 mm) e ficou retido na peneira de malha 60 U.S. Tyler (0,250 mm). Colocou-se 1 g do material seco em um cadinho tampado, e este

foi levado à mufla, à temperatura de  $900 \pm 10^\circ\text{C}$ , durante 7 min. Após esfriar o cadinho em dessecador, este foi pesado. O teor de voláteis foi calculado por meio da equação:

$$MV = \frac{P_2 - P_3}{P_2} \quad \text{eq. 43}$$

em que

MV = teor de voláteis do carvão vegetal, %;

$P_2$  = massa inicial do cadinho com a amostra, g; e

$P_3$  = massa final do cadinho com a amostra, g.

Para determinação do teor de cinzas do carvão, separou-se 1 g de carvão, previamente amostrado segundo a norma da ABNT NBR 6923, isento de umidade e de granulometria inferior a 0,21 mm e superior a 0,15 mm. Esta amostra foi colocada em um cadinho sem tampa, na mufla, a  $700 \pm 10^\circ\text{C}$  por um período de seis a oito horas, até a completa queima. Retirou-se a amostra da estufa e, após esta entrar em equilíbrio com o ar ambiente, determinou-se sua massa. O cálculo foi feito por meio da equação:

$$CZ = \left( \frac{P_4}{P_2} \right) \cdot 100 \quad \text{eq. 44}$$

em que

CZ = teor de cinzas no carvão, %;

$P_4$  = massa do resíduo, g; e

$P_2$  = massa da amostra seca, g.

O teor de carbono fixo (CF) foi calculado através da seguinte equação:

$$CF = 100 - (CZ + MV) \quad \text{eq. 45}$$

### 3.3.2.5. Determinação do Poder Calorífico Superior (PCS)

Foram retiradas quatro amostras do carvão vegetal.

Segundo a norma ASTM D-2015-66, as amostras foram moídas, passadas nas peneiras 40/60 U.S.Tyler e levadas à estufa a 100°C por duas horas. Colocou-se 0,5 g deste material no cadinho e, usando a bomba calorimétrica, determinou-se o PCS. A equação utilizada para o cálculo do poder calorífico foi:

$$PCS = \frac{C \cdot \Delta t \cdot (C_1 + C_2)}{m_a} \quad \text{eq. 46}$$

em que

PCS = poder calorífico superior, kcal.kg<sup>-1</sup>;

C = constante do calorímetro (= 2461,98);

Δt = temperatura final (t<sub>f</sub>) - temperatura inicial (t<sub>i</sub>), °C;

C<sub>1</sub> = correção em calorias para cada centímetro de fio queimado (2,3 cal.cm<sup>-1</sup>);

C<sub>2</sub> = correção em calorias para titulação em ácido nítrico, cal (1 cal = 4,186 J); e

m<sub>a</sub> = massa inicial, kg.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Dados de projeto da fornalha

#### 4.1.1. Cálculos para o ar de secagem

Para viabilizar o projeto, foram feitas as seguintes considerações:

##### – Vazão do ar de secagem

A vazão volumétrica de ar ( $\dot{V}_{ar}$ ) de  $1,43 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , adotada para o projeto, foi baseada em testes preliminares feitos por CAMPOS (1997). SILVA et al. (1995) recomendam a taxa de  $10 \text{ m}^3$  de ar. $\text{min}^{-1}$  por  $\text{m}^2$  de grão (área de chapas perfuradas) a ser secado; portanto, o sistema tem a capacidade teórica de secagem de  $4,3 \text{ m}^3$  de grãos de café descascado.

##### – Variação da temperatura do ar

Considerou-se a temperatura média do ar ambiente em  $20^\circ\text{C}$ , em função do período em que seriam feitos os testes, e a temperatura do ar de secagem igual a  $50^\circ\text{C}$ , conforme recomendado por SILVA et al. (1995), para secadores de camada fixa. Portanto, para efeito de cálculo, o incremento médio da temperatura do ar foi de  $30^\circ\text{C}$ .

### – Massa específica média do ar

Nas condições de temperatura e pressão em que a fornalha operou, isto é, para temperaturas próximas à ambiente, o ar tem comportamento de um gás ideal com fator de compressibilidade (Z) igual a 1; assim, pôde-se utilizar a equação de estado dos gases perfeitos para a determinação da massa específica média do ar de secagem:

$$\rho_{m_{ar}} = \frac{P_{atm}}{R_{ar} \cdot T_{m_{ar}}} = \frac{101,325}{0,287 \cdot (35 + 273,15)} = 1,146 \text{ kg.m}^{-3} \quad \text{eq. 47}$$

em que

$\rho_{m_{ar}}$  = massa específica média do ar,  $\text{kg.m}^{-3}$ ;

$P_{atm}$  = pressão atmosférica,  $\text{kN.m}^{-2}$ ;

$R_{ar}$  = constante para o ar,  $\text{kN.m.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ; e

$T_{m_{ar}}$  = temperatura média do ar, K.

### – Calor específico médio do ar à pressão constante

O calor específico ( $C_p$ ) do ar de secagem para a média das temperaturas de entrada (20 °C) e de saída (50 °C) do sistema, considerando este como gás perfeito, segundo VAN WYLEN e SONNTAG (1993), é igual a  $1,007 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

### – Calor necessário para aquecimento do ar

Considerando a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) de:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{m_{ar}} \cdot \dot{V}_{ar} = 1,146 \cdot 1,43 = 1,648 \text{ kg.s}^{-1} = 5.932,80 \text{ kg.h}^{-1}$$

Pode-se estimar a energia necessária para aquecê-lo ( $\dot{Q}_{ar}$ ):

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{eq. 18}$$

$$\dot{Q}_{ar} = 1,648 \cdot 1,007 \cdot 30 = 49,79 \text{ kJ.s}^{-1} = 179.230 \text{ kJ.h}^{-1}$$

#### – Combustível necessário para aquecimento do ar

Considerando-se o poder calorífico superior do combustível (PCS) igual a  $27395 \text{ kJ.kg}^{-1}$ , segundo a literatura consultada (ver item 2.3.3), estimou-se o poder calorífico inferior (PCI) pela equação:

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 2450 \cdot (9 \cdot P_{\text{H}_2}) \quad \text{eq. 13}$$

$$\text{PCI} = 27395 - 2450 \cdot (9 \cdot 0,038) = 26557 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ (6343 kcal.kg}^{-1}\text{)}$$

O valor adotado para o PCS aproxima-se do valor geralmente obtido para carvão vegetal proveniente de madeira de eucalipto do horto florestal da UFV, segundo dados registrados no Laboratório de Painéis e Energia do Departamento de Engenharia Florestal.

A massa de combustível ( $\dot{m}_c$ ) necessária para fornecer o calor ( $\dot{Q}_{\text{ar}}$ ) foi então determinada por meio da equação 19:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{\text{ar}}}{\eta \cdot \text{PCI}} \quad \text{eq. 19}$$

$$\dot{m}_c = \frac{49,79}{0,50 \cdot 26557} = 0,0037 \text{ kg.s}^{-1} = 13,50 \text{ kg.h}^{-1}$$

#### 4.1.2. Cálculos da câmara de combustão

Para proceder ao dimensionamento da fornalha, foram calculados os seguintes parâmetros:

- Volume da câmara de combustão

O volume da câmara de combustão ( $V_c$ ) foi calculado conforme a equação seguinte:

$$V_c = \frac{\dot{m}_c \cdot \text{PCI}}{K} \quad \text{eq. 20}$$

$$V_c = \frac{0,0037.26557}{204} = 0,490 \text{ m}^3$$

### – Superfície da grelha

O cálculo da superfície da grelha foi feito conforme metodologia descrita no item 3.1.2:

$$S_{g1} = \frac{\dot{m}_c}{\left(\frac{N_c}{3600}\right)} \quad \text{eq. 21}$$

$$S_{g1} = \frac{0,0037}{\left(\frac{110}{3600}\right)} = 0,12 \text{ m}^2$$

$$S_{g2} = \frac{\dot{m}_c \cdot V_{ar}^t}{0,2 \cdot V} \quad \text{eq. 22}$$

$$S_{g2} = \frac{0,0037.10,64}{0,2.2} = 0,10 \text{ m}^2$$

$$V_{ar}^t = \frac{1,3.32}{0,232.1,251} \cdot \left( \frac{P_c}{12} + \frac{P_{H_2}}{4} + \frac{P_s}{32} - \frac{P_{O_2}}{32} \right) \quad \text{eq. 16}$$

$$V_{ar}^t = \frac{1,3.32}{0,232.1,251} \cdot \left( \frac{0,827}{12} + \frac{0,038}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,135}{32} \right) = 10,64 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$S_g = \frac{S_{g1} + S_{g2}}{2} = \frac{0,12 + 0,10}{2} = 0,11 \text{ m}^2$$

### 4.1.3. Cálculos para os gases de combustão

Os volumes teóricos de ar ( $V_{ar}^t$ ) e dos gases gerados na combustão ( $V_g^t$ ) por unidade de massa de combustível queimado também foram estimados por meio das equações 23 e 24, respectivamente, em que N significa condições normais de temperatura e pressão (0°C e 101,325 kPa):

$$V_{ar}^t = \frac{1,01.PCI}{1000} + 0,5 \quad \text{eq. 23}$$

$$V_{ar}^t = \frac{1,01.6343}{1000} + 0,5 = 6,91 \text{ Nm}^3.\text{kg}^{-1}$$

$$V_g^t = \frac{0,89.PCI}{1000} + 1,65 \quad \text{eq.24}$$

$$V_g^t = \frac{0,89.6343}{1000} + 1,65 = 7,30 \text{ Nm}^3.\text{kg}^{-1}$$

Para o volume real dos gases por unidade de massa de combustível queimado ( $V_g^r$ ), adotando-se 30% a mais de ar, ou seja,  $m=1,3$ , encontra-se:

$$V_g^r = V_g^t + (m - 1). V_{ar}^t \quad \text{eq. 25}$$

$$V_g^r = 7,30 + (1,3 - 1)6,91 = 9,37 \text{ Nm}^3.\text{kg}^{-1}$$

Considerou-se a temperatura de operação da fornalha igual à média das temperaturas de ignição do carvão vegetal, ou seja, 400 °C, e a temperatura dos gases na saída da fornalha, de 50 °C. Portanto, o volume real de ar por unidade de massa de combustível queimado ( $\overline{V}_g^r$ ) foi calculado da seguinte maneira:

$$\bar{V}_g^r = V_g^r \left( \frac{273,15 + \bar{t}}{273,15} \right) \text{ em que } \bar{t} = \frac{400 + 50}{2} = 225 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{eq. 26}$$

$$\bar{V}_g^r = 9,37 \cdot \left( \frac{273,15 + 225}{273,15} \right) = 17,09 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Como pode ser observado, este valor é de aproximadamente 1,6 vez o valor calculado, usando a equação 16 ( $V_{ar}^t = 10,64 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ). Por serem empíricas as equações envolvidas (16 e 26), é de se esperar uma discrepância entre estes valores, o que comprova a necessidade de estudos adicionais sobre a matéria.

Utilizando a equação 27, pode-se estimar a vazão volumétrica dos gases ( $\dot{Q}_g$ ):

$$\dot{Q}_g = \bar{V}_g^r \cdot \dot{m}_c = 17,09 \cdot 0,0037 = 0,064 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 230,70 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad \text{eq. 27}$$

Calculando a massa específica dos gases de combustão na temperatura média, obtém-se a vazão mássica dos gases ( $\dot{m}_g$ ) usando a equação 28:

$$\rho_{mg} = \frac{101,325}{0,287 \cdot (225 + 273,15)} = 0,709 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\dot{m}_g = \dot{Q}_g \cdot \rho_{mg} = 0,064 \cdot 0,709 = 0,0454 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 163,57 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad \text{eq. 28}$$

#### 4.1.4. Cálculos para o dimensionamento do ciclone

Para os testes preliminares, os valores da velocidade (V) e vazão do ar (Q) no duto de medições foram estimados pelas equações 29 e 30.

$$V = 4,42 \cdot \sqrt{\frac{PV_c}{\rho_{mar}}} = 4,42 \cdot \sqrt{\frac{8,13}{1,17}} = 11,65 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad \text{eq. 29}$$

$$Q = V \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 11,65 \cdot \frac{\pi \cdot 0,30^2}{4} = 0,82 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{eq. 30}$$

A Tabela 5 apresenta as dimensões obtidas para o ciclone, usando a metodologia proposta por MACINTYRE (1988) para ciclone de média eficiência, descrita no item 3.1.4. Em função da disponibilidade de material e equipamentos, empregaram-se tubos de entrada (h) e saída (dd) do ciclone com diâmetros de 0,30 m. Com estas limitações, a vazão efetivamente utilizada para o dimensionamento do ciclone foi de  $0,6503 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .

Tabela 5 - Dimensões para ciclone de média eficiência

	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>l</b>	<b>dd</b>	<b>L</b>	<b>L'</b>	<b>d</b>
Dimensões (m)	0,30	0,15	0,35	0,30	0,60	1,0	0,40

Conforme a relação apresentada na Tabela 4, para o diâmetro do ciclone (d), tem-se:

$$d = \frac{h}{0,75} = \frac{0,30}{0,75} = 0,40 \text{ m}$$

Calculando a vazão de ar (Q) admitida para um ciclone de média eficiência com as dimensões indicadas na Tabela 5, obteve-se:

$$Q = 4,065 \cdot d^2 = 4,065 \cdot 0,40^2 = 0,6503 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{eq. 31}$$

Por ser utilizada a metodologia para ciclone de média eficiência e serem feitas as considerações descritas anteriormente, em função do material

disponível, algumas partículas finas de carvão vegetal foram detectadas na tubulação de saída do ar de secagem.

A vazão adotada para o dimensionamento do ciclone, de  $0,6503 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , diferiu em 26 % da calculada nos testes preliminares,  $0,8235 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , influenciando em seu dimensionamento e, portanto, no seu desempenho.

Outro fator a ser levado em consideração é que, ao se empregar um ciclone metálico, deve-se estar ciente de que este terá uma vida útil menor, quando comparado com um ciclone de alvenaria, pois este dispositivo, sendo metálico, deverá sofrer oxidação, devido às oscilações de temperatura a que estará submetido. O uso de carvão vegetal provavelmente não iria afetar sensivelmente este processo de oxidação, visto que este combustível apresenta teores desprezíveis de enxofre em sua composição.

#### **4.1.5. Eficiência energética da fornalha**

Para efeito de projeto, com base nos valores indicados pela literatura consultada, estimou-se uma eficiência térmica média da fornalha a lenha de 50%. Este valor foi obtido de experimentos com fornalhas a lenha, em razão da ausência de parâmetros correspondentes referentes a carvão vegetal, e demonstrou estar bem abaixo dos valores obtidos neste trabalho.

#### **4.1.6. Desenhos da fornalha**

Com base na metodologia adotada para o dimensionamento da fornalha (item 4.1.2), as Figuras 8 a 11 apresentam, a seguir, as dimensões determinadas. A Figura 12 apresenta um esquema de montagem do sistema utilizado no experimento.



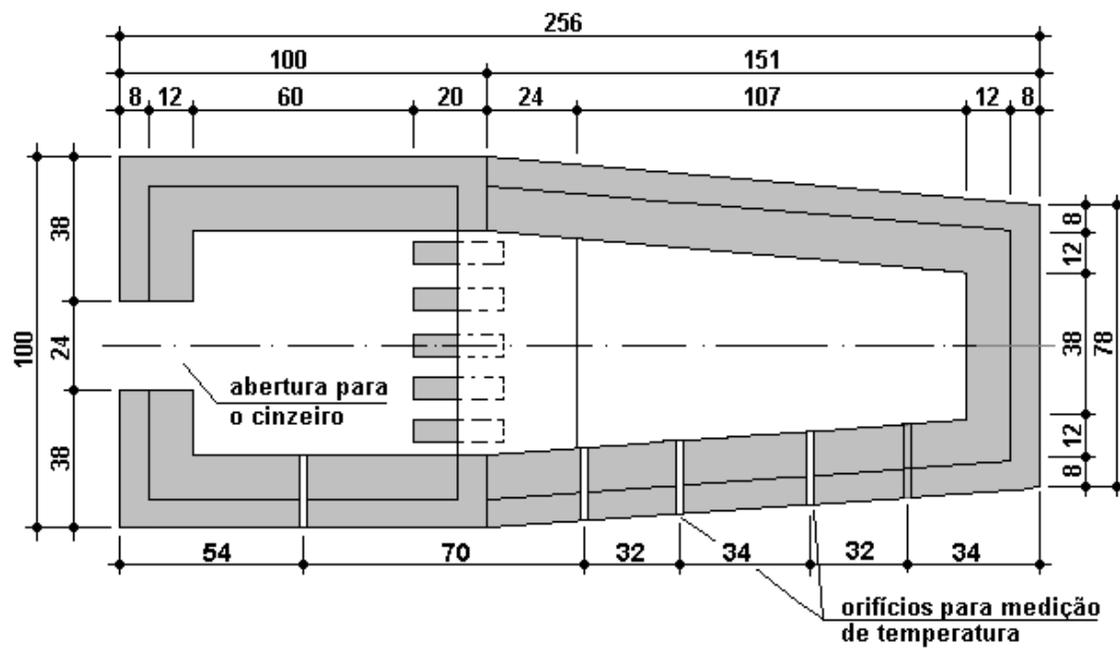


Figura 9 - Planta baixa da fornalha proposta.

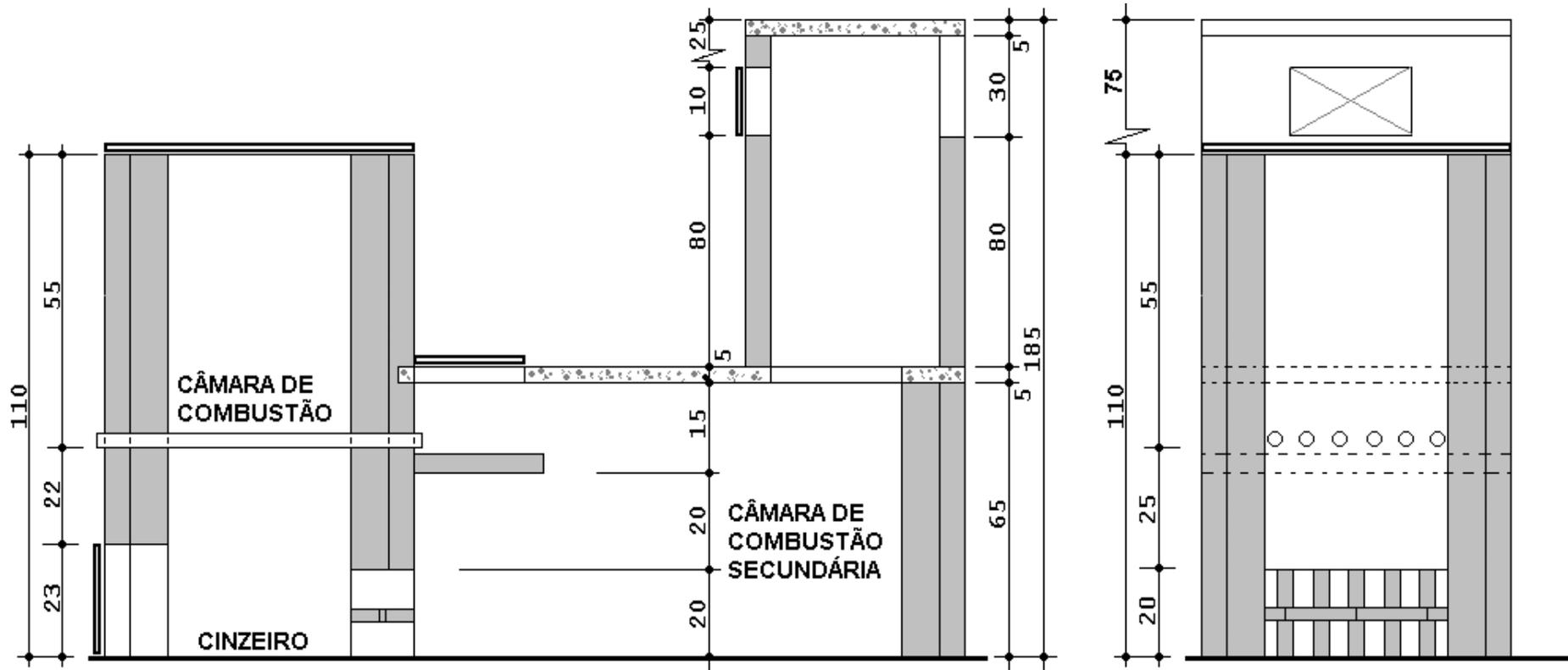


Figura 10 - Cortes longitudinal e transversal da fornalha.

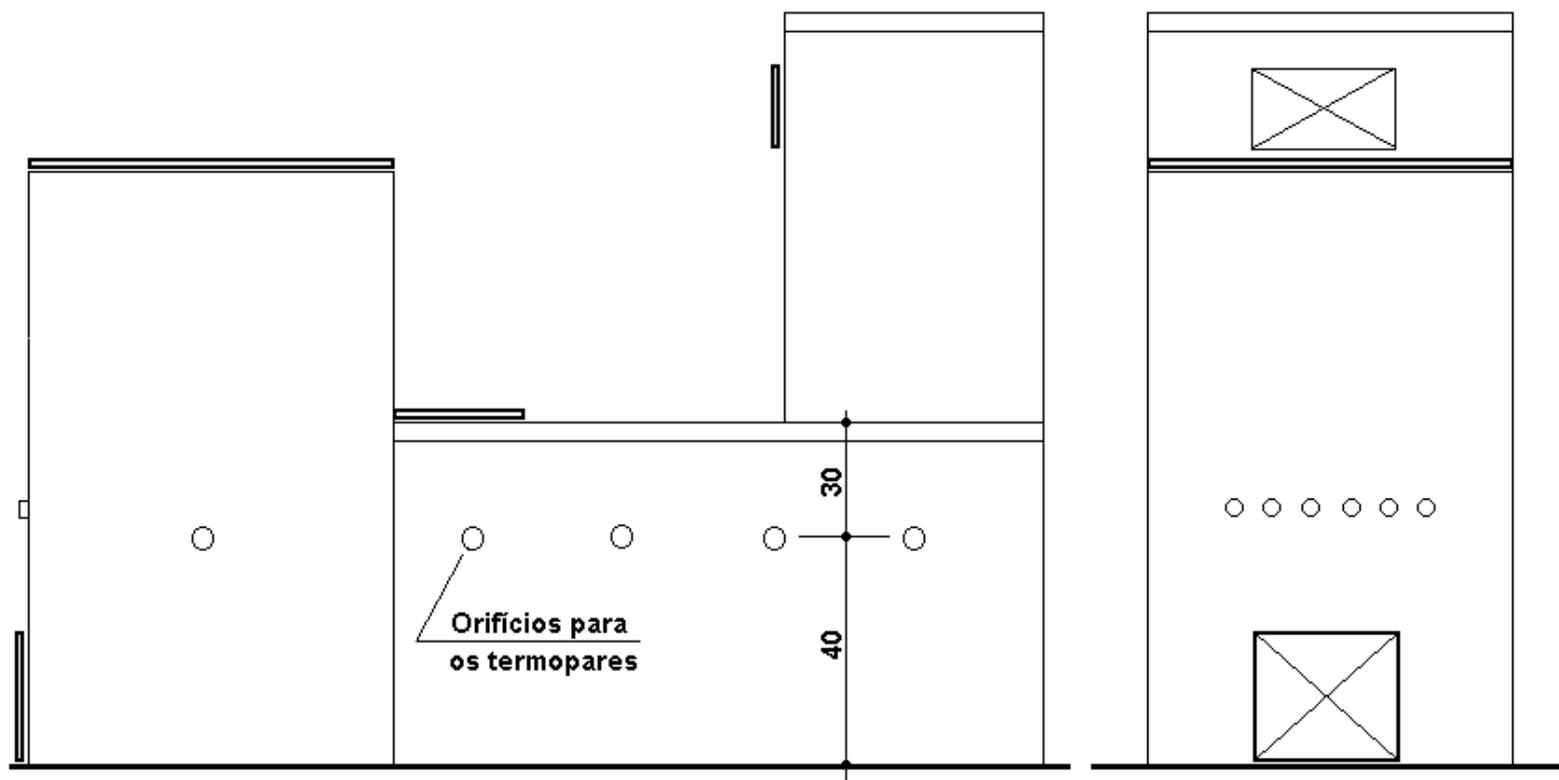


Figura 11 - Vistas lateral e frontal da fornalha.

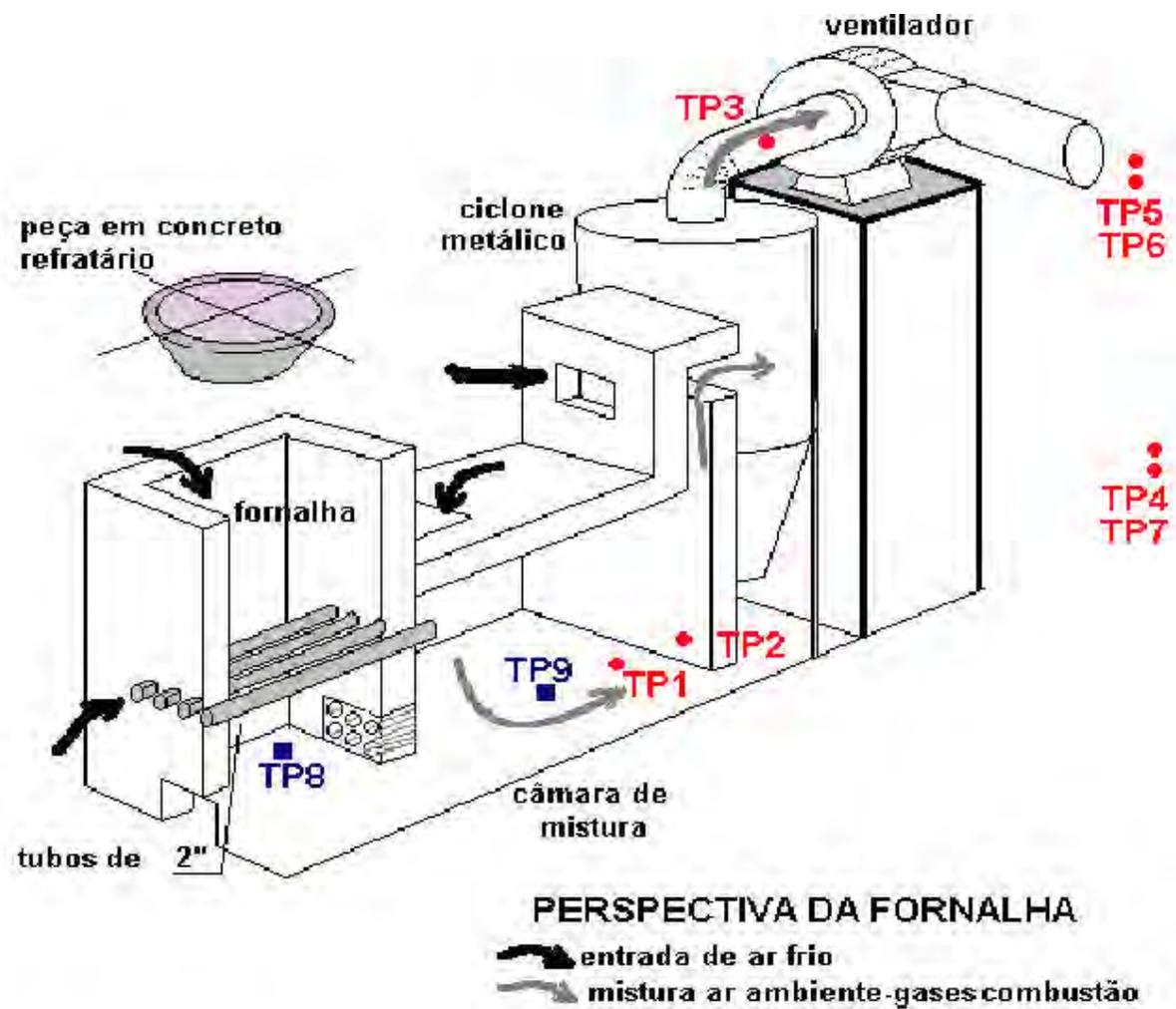


Figura 12 – Esquema de montagem do sistema (fornalha, ciclone, ventilador e tubo de medições) utilizado no experimento.

## **4.2. Resultados dos testes de operação da fornalha**

### **4.2.1. Dados ambientais**

No item 4.1.1, supôs-se que o ar ambiente se encontrasse à temperatura de 20 °C e com umidade relativa de 80%. Sendo este ar aquecido até 50 °C, a variação de sua entalpia foi estimada em 30,80 kJ.kg<sup>-1</sup> de ar seco. Os dados obtidos nos testes indicaram temperatura ( $T_{bs}$ ) e umidade relativa do ar ambiente (UR), média para os três tratamentos, de 25,37°C e 80,83%, respectivamente (Tabela 6), sendo o ar aquecido até 51,20°C (Tabela 7 – TP5<sub>c</sub>). Isto resultou em uma variação de entalpia de 26,80 kJ.kg<sup>-1</sup> de ar seco, 13% menor que a esperada, implicando uma redução no consumo de combustível nos testes efetuados.

### **4.2.2. Dados do combustível**

A Tabela 6 apresenta a massa de combustível ( $\dot{m}_c$ ) consumida por hora em cada teste. Nota-se que os testes correspondentes ao tratamento 2 (abertura do topo da fornalha igual a 0,60 x 0,40 m) apresentaram, em média, menor consumo de combustível (2,87 kg.h<sup>-1</sup>). Esta mesma tabela mostra o poder calorífico inferior (PCI), estimado em função do poder calorífico superior e da fração de hidrogênio no combustível, segundo a equação 13. O PCI calculado (30.412 kJ.kg<sup>-1</sup>) foi 14,5 % superior ao estimado para o projeto (26.557 kJ.kg<sup>-1</sup>).

### **4.2.3. Dados do ar de secagem**

Durante os testes, a pressão total (PT) variou de 7,55 a 10,57 mmca (média de 9,06 mmca), enquanto a pressão dinâmica (PV) apresentou pequena variação, em função de terem sido utilizadas apenas três variações da abertura do topo da fornalha, de 6,02 a 6,78 mmca (média de 6,40 mmca), mantendo-se praticamente constante (Tabela 6). A pressão estática média foi

Tabela 6 - Resultados médios ambientais, do ar de secagem e do combustível, obtidos em cada teste

Tratamentos (T)	AR AMBIENTAIS		COMBUSTÍVEL		AR DE SECAGEM			CAMARA DE COMBUSTÃO	
	Tbs (°C)	UR (%)	$\dot{m}_c$ (kg.h <sup>-1</sup> )	PCI (kJ.kg <sup>-1</sup> )	PT (mm.c.a.)	PV (mm.c.a.)	TP5 (°C)	TP8c (°C)	TP8 <sub>máx</sub> (°C)
T 1									
Teste 1	28,00	64,00	3,00	30412,00	9,84	6,31	51,64	178,40	385,72
Teste 5	28,38	70,00	3,30	30412,00	8,45	6,36	51,20	172,73	358,34
teste 10	21,38	95,00	3,64	30412,00	7,55	6,57	51,01	277,23	496,21
MÉDIA (s; c.v.)	25,92 (± 3,21; 12,4%)	76,33 (± 13,42; 17,6%)	3,31 (± 0,26; 7,9%)					209,45 (± 47,98; 22,9%)	413,42 (± 59,60; 14,4%)
T 2									
teste 2	26,50	66,00	2,57	30412,00	9,39	6,55	50,04	160,14	336,66
teste 7	24,08	90,00	3,19	30412,00	8,42	6,68	51,45	207,78	332,11
teste 9	26,63	81,00	2,85	30412,00	8,44	6,78	51,60	250,53	370,78
MÉDIA (s; c.v.)	25,74 (± 1,17; 4,5%)	79,00 (± 9,90; 12,5%)	2,87 (± 0,25; 8,8%)					206,15 (± 36,92; 17,9%)	346,52 (± 17,26; 5,0%)
T 3									
teste 3	24,38	88,00	2,89	30412,00	10,57	6,34	52,25	123,40	297,11
teste 4	23,50	84,00	3,44	30412,00	8,61	6,02	51,08	183,19	395,36
teste 8	25,50	84,00	3,22	30412,00	8,00	6,76	51,23	283,90	525,83
MÉDIA (s; c.v.)	24,46 (± 0,82; 3,3%)	85,33 (± 1,88; 2,2%)	3,18 (± 0,23; 7,1%)					196,83 (± 66,23; 33,6%)	406,10 (± 93,68; 23,1%)

Tabela 7 - Parâmetros para o ar ambiente e o ar de secagem e eficiência térmica da fornalha para cada teste

Tratamentos (T)	PARAMETROS AMBIENTAIS		PARAMETROS PARA O AR DE SECAGEM								EFICIENCIA ENERGÉTICA
	$\Delta T$ (°C)	$h_E$ (kJ.kg <sup>-1</sup> )	$PT_c$ (mm.c.a.)	$PV_c$ (mm.c.a.)	d	$V_s$ (m.s <sup>-1</sup> )	$\dot{V}_{ar}$ (m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )	$TP5_c$ (°C)	$\rho_{nar}$ (kg.m <sup>3</sup> )	$h_s$ (kJ.kg <sup>-1</sup> )	$\eta$ (%)
T 1											
teste 1	23,48	301,35	11,08	6,07	0,8410	10,84	2758,44	51,48	1,1185	324,94	79,97
teste 5	22,75	301,73	9,76	6,11	0,8420	10,87	2766,08	51,13	1,1184	324,59	70,65
teste 10	29,60	294,71	8,94	6,32	0,8430	11,05	2810,65	50,98	1,0811	324,44	81,77
MEDIA (s; c.v.)	25,28 (± 3,07; 12,1%)		9,93 (± 0,88; 8,9%)	6,17 (± 0,11; 1,8%)		10,92 (± 0,10; 0,9%)	2778,39 (23,02; 0,8%)	51,20 (± 0,21; 0,4%)			77,46 <b>a</b> (± 4,87; 6,3%)
T 2											
teste 2	23,71	299,84	10,71	6,30	0,8440	11,02	2804,25	50,21	1,1231	323,67	96,27
teste 7	27,25	297,41	10,13	6,42	0,8410	11,14	2834,78	51,33	1,1253	324,79	90,23
teste 9	24,82	299,97	9,37	7,54	0,8420	12,07	3072,28	51,45	1,1208	324,91	99,37
MEDIA (s; c.v.)	25,26 (± 1,48; 5,8%)		10,07 (± 0,55; 5,4%)	6,75 (± 0,56; 8,3%)		11,41 (± 0,47; 4,1%)	2903,77 (119,80; 4,1%)	51,00 (± 0,55; 1,1%)			95,29 <b>b</b> (± 3,79; 4,0%)
T 3											
teste 3	27,59	297,71	11,79	6,10	0,8410	10,86	2763,53	51,97	1,1237	325,43	98,15
teste 4	27,54	296,83	9,82	5,79	0,8420	10,58	2692,28	51,04	1,1267	324,50	80,39
teste 8	25,66	298,84	9,43	6,50	0,8425	11,21	2852,08	51,16	1,1232	324,62	84,54
MEDIA (s; c.v.)	26,93 (± 0,90; 3,3%)		10,35 (± 1,03; 10,0%)	6,13 (± 0,29; 4,7%)		10,88 (± 0,26; 2,4%)	2769,30 (65,36; 2,4%)	51,39 (± 0,41; 0,8%)			87,69 <b>ab</b> (± 7,58; 8,6%)

Nota: Eficiências médias seguidas da mesma letra não diferem entre si, para o teste de Duncan, a 5% de probabilidade.

igual a 2,66 mmca. Como era esperado, à medida que houve redução na área de entrada de ar no topo da fornalha, a pressão estática ( $PS = PT - PV$ ) aumentou.

A temperatura do ar de secagem ( $TP5_c$  – Tabela 7), média de  $51,20^\circ\text{C}$ , manteve-se próxima àquela desejada,  $50^\circ\text{C}$  (item 3.3).

#### **4.2.4. Dados de temperatura da câmara de combustão**

Na Tabela 6 observa-se que a temperatura média da câmara de combustão ( $TP8_c$ ) manteve-se em torno de  $204^\circ\text{C}$ . Nota-se, entretanto, que a câmara de combustão atingiu, em determinados momentos, temperaturas mais elevadas ( $TP8_{m\acute{a}x}$ ), chegando a  $525^\circ\text{C}$ . Isto se deve ao fato de que, quando alimentada a fornalha, no primeiro instante ocorre a secagem do carvão vegetal, após a queima dos voláteis e do carbono fixo, liberando energia.

#### **4.2.5. Parâmetros para o ar ambiente**

Com os dados da Tabela 6, determinaram-se a variação da temperatura do ar ( $\Delta T = TP5_c - T_{bs}$ ) e a entalpia ( $h_E$ ) do ar ambiente (Tabela 7). A variação média da temperatura do ar ( $\Delta T$ ) foi de  $25,82^\circ\text{C}$ , enquanto a estimada foi de  $30^\circ\text{C}$ , o que influiu no consumo de combustível, como citado no item 4.2.1.

#### **4.2.6. Parâmetros para o ar de secagem**

A Tabela 7 mostra os parâmetros do ar de secagem. Foram calculadas, para o ar de secagem, as pressões total e dinâmica corrigidas,  $PT_c$  e  $PV_c$ , respectivamente, conforme metodologia citada no item 3.3.1.3, bem como o fator de densidade ( $d$ ), as velocidades ( $V_s$ ) e as vazões volumétricas ( $\dot{V}_{ar}$ ) do ar de secagem. Pode-se notar que, para o tratamento 2, as velocidades médias do ar de secagem ( $V_s$ ) e, conseqüentemente, suas vazões ( $\dot{V}_{ar}$ ) foram superiores àquelas calculadas para os demais tratamentos. A

temperatura corrigida do ar de secagem ( $TP5_c$ ) foi obtida por meio de calibração do termopar TP5. Pôde-se então estimar as massas específicas e as entalpias do ar, usando os valores tabelados fornecidos por VAN WYLEN e SONNTAG (1993).

#### 4.2.7. Eficiência energética

Calculou-se, por meio da equação 11, a eficiência energética para cada teste efetuado. Na Tabela 7, pode-se notar que a eficiência média para todos os testes foi de 0,87, aproximadamente 74 % superior àquela estimada para o projeto da fornalha (item 4.1.1), de 0,50.

Utilizando o teste de Duncan, para as médias obtidas nos três tratamentos, em nível de 5% de probabilidade, verificou-se que as eficiências energéticas dos tratamentos 1 e 2 apresentaram diferença significativa entre si. Isto se deve, principalmente, ao menor consumo de combustível e à maior vazão volumétrica de ar obtidos para o tratamento 2 (abertura do topo da fornalha igual a 0,60 x 0,40 m). A Tabela 7 apresenta o resultado do teste de Duncan.

#### 4.2.8. Cálculo das perdas de calor da fornalha para o ambiente

O cálculo da perda de calor foi feito empregando-se as equações 4 e 32, conforme explicado no item 3.1.6.

Para o tratamento 1, com tampa do topo da fornalha com abertura de 0,60 x 0,60 m, a perda de calor ( $q_1$ ) foi estimada da seguinte forma:

$$q_1 = 0,98.5,97.10^{-8} \cdot (0,60.0,60) \cdot (673,15^4 - 299,07^4)$$

$$q_1 = 4156,14 \text{ W} = 14962 \text{ kJ.h}^{-1}$$

correspondente a, aproximadamente, 15% da energia liberada pelo combustível ( $q_{\text{comb1}}$ ):

$$q_{\text{comb1}} = 3,31.30412 = 100664 \text{ kJ.h}^{-1}$$

Para o tratamento 2, com a abertura de 0,60 x 0,40 m, a perda de calor ( $q_2$ ) foi estimada como segue:

$$q_2 = 0,98.5,97.10^{-8} \cdot (0,60.0,40) \cdot (673,15^4 - 298,89^4)$$

$$q_2 = 2771,03 \text{ W} = 9976 \text{ kJ.h}^{-1}$$

representando cerca de 11% da energia total liberada ( $q_{\text{comb2}}$ ):

$$q_{\text{comb2}} = 2,87.30412 = 87282 \text{ kJ.h}^{-1}$$

Para o tratamento 3, com a abertura de 0,60 x 0,20 m, foi estimada a perda ( $q_3$ ) em:

$$q_3 = 0,98.5,97.10^{-8} \cdot (0,60.0,20) \cdot (673,15^4 - 297,61^4)$$

$$q_3 = 1386,47 \text{ W} = 4991 \text{ kJ.h}^{-1}$$

Estima-se que 5% da energia liberada pelo combustível ( $q_{\text{comb3}}$ ) tenha sido perdida para o ambiente, por radiação:

$$q_{\text{comb3}} = 3,18.30412 = 96710 \text{ kJ.h}^{-1}$$

Para a presente fornalha, pode-se considerar uma perda de calor média de 10% para o ambiente.

### 4.3. Características do carvão vegetal

#### 4.3.1. Granulometria

A Tabela 8 apresenta os valores obtidos em laboratório, segundo a metodologia descrita no item 3.3.2.2, necessários para a determinação granulométrica. Com esses dados, utilizando a equação 40, estimou-se em 10,19 mm o tamanho médio das partículas.

#### 4.3.2. Densidade a granel

A densidade a granel do carvão vegetal foi determinada segundo a metodologia descrita no item 3.3.2.3, utilizando a equação 41.

$$D = \frac{M_2 - M_1}{V} = \frac{79,25 - 32,00}{0,216} = 218,75 \text{ kg.m}^{-3} \quad \text{eq. 41}$$

O valor de 218,75 kg.m<sup>-3</sup> aproxima-se da faixa recomendada pela literatura (220 a 250 kg.m<sup>-3</sup>) para uso de carvão vegetal como fonte de energia em reatores.

Tabela 8 - Relação das peneiras utilizadas na determinação da granulometria do carvão vegetal, com respectivas massas retida, retida acumulada e perdas aparentes

Peneiras		Massa Retida	Massa Retida Acumulada	Massa Retida Acumulada
(ABNT/ TYLER)	(mm)	(kg)	(kg)	(% do total)
2"	50,8	5,39	5,39	4,68
11/4"	31,7	6,08	11,47	9,96
3/4"	19,1	6,06	17,53	15,23
5/8"	15,9	1,02	18,55	16,12
1/2"	12,7	0,97	19,52	16,96
3/8"	9,52	0,62	20,14	17,50
prato		2,13	22,27	19,35
perda aparente*		0,23	0,23	0,20
somatório		22,5	115,10	100,00

\* perda aparente: massa de carvão de granulometria fina perdida durante a determinação.

### 4.3.3. Análise química imediata

Foram obtidos os resultados médios, mostrados na Tabela 9, utilizando as equações 42 a 45:

Tabela 9 - Teores de umidade ( $U_{bs}$ ), matérias voláteis (MV), cinzas (CZ) e carbono fixo (CF) do carvão vegetal

	$U_{bs}$ (% b.s.)	MV (%)	CZ (%)	CF (%)
MÉDIA	5,28	19,05	0,23	80,71
(s; c.v.)	(±0,13%; 2,46%)	(±1,00%; 5,25%)	(±0,02%; 8,70%)	(±1,00%; 1,24%)

“s” e “c.v.” significam desvio-padrão da média e coeficiente de variação, respectivamente.

O alto teor de carbono fixo, média de 80,71%, indica que a temperatura de carbonização provavelmente atingiu valores próximos a 530°C, com base nos dados apresentados por ALMEIDA (1993) (Tabela 3).

Observa-se, também, que o teor de cinzas encontrado, 0,23%, apresentou-se abaixo do esperado (cerca de 2,00%), conforme a literatura consultada.

### 4.3.4. Poder calorífico superior

O poder calorífico superior (PCS) do combustível foi determinado segundo a metodologia citada no item 3.3.2.5, sendo o valor médio encontrado em sua determinação igual a 31.250 kJ.kg<sup>-1</sup> (desvio-padrão de ±52,57 kJ.kg<sup>-1</sup> e coeficiente de variação de 0,16%).

O valor obtido para o poder calorífico superior do carvão vegetal utilizado (31.250 kJ.kg<sup>-1</sup>) foi maior que o valor geralmente obtido (27.395 kJ.kg<sup>-1</sup>) para madeira carbonizada de eucalipto do horto florestal da UFV, provavelmente devido à utilização de uma alta temperatura de carbonização, conforme já comentado no item anterior.

#### 4.4. Comentários finais

Após os testes realizados e a análise dos resultados, as seguintes observações puderam ser feitas:

- A vazão de ar de  $1,43 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , adotada para o projeto da fornalha (item 4.1.1), foi superestimada se comparada ao valor obtido por meio da medição da pressão dinâmica e do posterior cálculo da vazão (ver Tabela 7), que foi, em média,  $0,78 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ .
- No cálculo dos gases da combustão (item 4.1.3), a vazão foi calculada em  $0,064 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , enquanto nos testes obtiveram-se valores médios variando de  $0,77$  a  $0,81 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , isto é, a vazão de ar real foi aproximadamente doze vezes a vazão calculada. Isto se deve ao fato de que o valor calculado leva em consideração um índice de excesso de ar de 30 %, sendo utilizado nos testes da fornalha um índice muito superior a este.
- No que se refere à massa específica e ao calor específico médios do ar, comparando-se os valores estimados para projeto,  $1,007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  (item 4.1.1) e  $1,146 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , e os valores obtidos nos testes,  $1,118 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  e  $1,007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  (Tabela 7), nota-se que não há diferença significativa entre eles, como já esperado, devido à pequena variação entre as temperaturas estimadas no projeto e as obtidas durante os testes.
- Como a vazão de ar e a variação de temperatura neste projeto apresentaram-se com valores superestimados, bem como poder calorífico inferior e eficiência energética subestimados, a quantidade de combustível necessária para o aquecimento do ar, calculada em  $13,5 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  (item 4.1.1), foi 4,5 vezes o valor daquela efetivamente consumida durante os testes, cerca de  $3,12 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$  (Tabela 6). Essas diferenças fizeram com que o volume da câmara de combustão e a superfície da grelha (item 4.1.2) ficassem superestimados.
- O fato de se projetar e construir um ciclone de média eficiência usando material disponível implicou a obtenção de algumas partículas finas no ar de secagem, detectadas na tubulação de saída. A vazão adotada para o dimensionamento do ciclone, de  $0,65 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , diferiu em 26% da calculada

- nos testes preliminares,  $0,82 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , o que influenciou em seu dimensionamento e, portanto, em seu desempenho.
- A temperatura média dos gases na câmara de combustão ( $TP_{8_c}$ ) reduziu com a diminuição da vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_c$ ).

Esperava-se que as diferentes aberturas do topo da fornalha utilizadas nos testes determinassem taxas de consumo de carvão vegetal e vazões de ar de secagem mais diferenciadas entre si. Isto não ocorreu, provavelmente devido à variação na granulometria do carvão vegetal utilizado. Outra hipótese seria de que a pequena quantidade de combustível disposta na grelha durante os testes era insuficiente para preenchê-la completamente.

## 5. RESUMO E CONCLUSÕES

Este trabalho foi realizado no Setor de Armazenamento do Departamento da Engenharia Agrícola (DEA) e no Laboratório de Painéis e Energia do Departamento de Engenharia Florestal (DEF) da Universidade Federal de Viçosa, Viçosa-MG.

Foi projetada, construída e testada uma fornalha de aquecimento direto do ar de secagem, utilizando carvão vegetal como combustível. Os testes conduzidos constituíram-se de três tratamentos: o tratamento 1, correspondendo à abertura total do topo da fornalha (abertura superior), 0,60 x 0,60m; o tratamento 2, com a abertura de 0,60 x 0,40m; e o tratamento 3, com a abertura de 0,60 x 0,20m. O carvão vegetal, proveniente de madeira de eucalipto, foi produzido no Laboratório de Painéis e Energia, onde foram feitos testes posteriores, para caracterização do combustível.

Nos testes, foram determinadas as temperaturas do ar ambiente, do ar de secagem e da câmara de combustão, a pressão dinâmica do ar de secagem e o consumo de combustível.

A eficiência energética da fornalha foi determinada pela razão entre a energia recebida pelo ar de secagem e a energia liberada pelo combustível.

Restringindo-se às condições experimentais e às dimensões da mesma, o presente estudo permitiu as seguintes conclusões:

- O uso de parâmetros médios, citados na literatura para fornalhas a lenha, aplicados ao dimensionamento da fornalha a carvão, fez com que as dimensões desta fossem superestimadas. A análise dos resultados obtidos nos testes da fornalha possibilitou a utilização de parâmetros mais adequados ao combustível utilizado, ou seja, carvão vegetal, permitindo o redimensionamento desta, de maneira a se dimensionar uma fornalha de menores dimensões e, conseqüentemente, de menor custo. O redimensionamento da fornalha encontra-se no Apêndice B, bem como a relação de materiais, serviços e custos para sua construção.
- Na literatura consultada foram encontrados valores máximos, para eficiências energéticas de fornalhas a lenha, da ordem de 81%. A melhor eficiência da fornalha a carvão vegetal foi de 95,29%, para abertura do topo da fornalha igual a 0,60 x 0,40 m, portanto, um aumento de 17,6% em relação às fornalhas a lenha.
- Constatou-se ser viável a utilização dos gases gerados na combustão de carvão vegetal para secagem direta de café, uma vez que o ar quente produzido é praticamente limpo, livre de fumaças e odores. A presença de pequenas partículas de carvão no ar de secagem, provavelmente, não afeta a qualidade do produto, visto que os compostos fenólicos encontrados na madeira foram retirados durante sua carbonização.

## 6. SUGESTÕES

Com base nos dados obtidos neste estudo, sugerem-se para trabalhos futuros:

- Testes efetivos da fornalha acoplada a um secador, com posterior análise da qualidade do produto seco, utilizando carvão vegetal e lenha como combustíveis.
- Análise econômica de todo o processo relacionado com a produção e utilização de carvão vegetal em secagem de grãos, a fim de verificar a viabilidade de seu uso como combustível.
- Determinação da qualidade da combustão processada por meio da medição do teor de monóxido de carbono na saída da fornalha.
- Quantificação da eficiência energética deste tipo de fornalha pelo mesmo método, variando-se a altura de carga na câmara de combustão, a temperatura da câmara de combustão e o excesso de ar nos testes a serem efetuados.
- Verificação da influência de fatores como: densidade, granulometria e teor de umidade do carvão vegetal sobre o desempenho da fornalha.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALMEIDA, J.M. **Efeito da temperatura sobre rendimento e propriedades dos produtos da carbonização de *Eucalyptus grandis* W. Hill ex Maiden.** Viçosa, MG: UFV, 1983. 40p Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal). Universidade Federal de Viçosa, 1983.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Manual on the use of thermocouples in temperature measurement.** Baltimore: ASTM Special Technical Publication, 1983. (Mimeogr.).
- ASHRAE STANDARD. **Standard measurements guide:** section on temperature measurements. New York, 1974. Paginação irregular. (Mimeogr.).
- ASHRAE STANDARD. **Standard method for measurement of moist air properties.** Atlanta, 1982. Paginação irregular. (Mimeogr.).
- ANDRADE, E.B., SASSERON, J.L., OLIVEIRA FILHO, D. **Princípios sobre combustíveis, combustão e fornalhas.** Viçosa, MG: UFV, 1985. 40 p. (Notas de aula).
- BANDEIRA, P. Plano brasileiro de energias renováveis: biomassa. In: ENCONTRO PARA O DESENVOLVIMENTO DA ENERGIA SOLAR, EÓLICA, E DE BIOMASSA, 3, 1996, São Paulo. **Anais...** São Paulo: USP, 1996. (Mimeogr.).
- BARBOSA, J.A. **Avaliação qualitativa e quantitativa do carvão e dos condensados produzidos na carbonização da madeira de Algaroba (*Prosopis juliflora*) DC.** Viçosa, MG: UFV, 1986. 52p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1986.

- BASTOS FILHO, J.G. **Desenvolvimento e teste de um forno metálico para carbonização de madeira.** Viçosa, MG: UFV, 1986. 37p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1986.
- BEGAZO, J.C.E.O. **Ensaio sobre degomagem e armazenamento de café (*Coffe arabica* L.) despulpado.** Viçosa, MG: Universidade Rural do Estado de Minas Gerais, 1964. 34p. Dissertação (Mestrado em Agricultura Especial) - Universidade Rural do Estado de Minas Gerais, 1964.
- CAIXETA, G.Z.T., LEITE, L.A.M., OLIVEIRA, A.M. Tendência do mercado de café do Brasil. **Revista de Agronomia e Sociologia Rural**, Brasília, DF, v.27, n.2, p.173-196, 1989.
- CAFÉ com boa receita. **Globo Rural**, Rio de Janeiro, v. 13, n. 14, p.93, jan,1998.
- CAMPOS, A.T. **Desenvolvimento e análise de um protótipo de secador de camada fixa para café (*Coffea arabica* L.), com sistema de revolvimento manual.** . Viçosa, MG: UFV, 1997. 61p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1997.
- CORDEIRO, J.A.B. **Influência da temperatura e tempo de repouso na secagem de café (*Coffea arabica* L.) em camada fixa.** Viçosa, MG: UFV, 1982. 60p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1982.
- COUTINHO, A.R. **Qualidade do carvão vegetal correlacionada com as características da madeira de *Eucalyptus saligna* e temperatura de carbonização.** Piracicaba: ESALQ, 1984. 76p. Dissertação (Mestrado em Agronomia) - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", 1984.
- DINIZ, V.Y. Caldeiras a lenha. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Gaseificação de madeira e carvão vegetal.** Belo Horizonte, 1981. p.115-131. (Série de publicações técnicas. SPT 004).
- EXPORTAÇÕES de outubro batem o recorde do ano. [Jun/1997]. URL: [http://www.abic.com.br/jornal do café](http://www.abic.com.br/jornal%20do%20café).
- FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Teoria simplificada da combustão.** Belo Horizonte, MG, 1988. 30p. (Série de publicações técnicas. SPT-017).
- GOLDEMBERG, J. A energia proveniente da madeira e as perspectivas energéticas. In: CONGRESSO FLORESTAL MUNDIAL, 9, México, 1985. [Anais...] São Paulo: CESP, 1985. (Mimeogr.).

- GOMES, P.A., OLIVEIRA, J.B. Teoria da carbonização da madeira. In: PENEDO, W.R. **Uso da madeira para fins energéticos**. Belo Horizonte : CETEC, 1980. p.27-41. (Série de publicações técnicas. SPT-001).
- GOMES, P.A., OLIVEIRA, J.B., MENDES, M.G., et al. Desenvolvimento de fornos de alvenaria não convencionais. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS – CETEC. **Carvão vegetal**: destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade. Belo Horizonte. 1982. p.131-173. (Série de publicações técnicas. SPT-006).
- GOMES, R.A.R. **Avaliação do desempenho de uma fornalha a lenha de fluxo descendente e com sistema de aquecimento direto**. Viçosa, MG : UFV, 1988. 56p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1988.
- GUIMARÃES, A.C. **Secagem de café (*Coffea arabica* L.) combinando sistemas em altas e baixas temperaturas**. Viçosa, MG : UFV, 1995. 64p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1995.
- HOLMAN, J.P., GADJA JR., W.J. **Experimental methods for engineers**. 3.ed. New York : McGraw-Hill, 1978. 492p.
- INCROPERA, F.P., DEWITT, D. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3.ed. Rio de Janeiro : Guanabara KOOGAN,1993. 455p.
- INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. – IBGE. **Levantamento sistemático da produção agrícola**. Rio de Janeiro, 1995. (Mimeogr.).
- JUVILLAR, J.B. Tecnologia de transformação da madeira em carvão. In: PENEDO, W.R. **Uso da madeira para fins energéticos**. Belo Horizonte : CETEC, 1980. p.67-82. (Série de publicações técnicas. SPT-001).
- LACERDA FILHO, A.F. **Avaliação de diferentes sistemas de secagem e suas influências na qualidade do café (*Coffea arabica* L.)**. Viçosa, MG : UFV, 1986. 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1986.
- LADEIRA, A.M.M. **Análise dos aspectos tecnológicos e econômicos da produção e utilização do carvão vegetal no estado de Minas Gerais**. Viçosa, MG : UFV, 1992. 105p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1992.
- LELLES, J.G., SILVA, J.C. **Energia da madeira**: roteiro para aulas práticas da disciplina energia da madeira. Viçosa, MG : UFV, Departamento de Engenharia Florestal , 1994. 56p.

- MACINTYRE, A.J. **Ventilação industrial e controle da poluição**. Rio de Janeiro: Guanabara, 1988. 403p.
- MARTINS, H. Madeira como fonte de energia. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Uso da madeira para fins energéticos**. Belo Horizonte, 1980. p.10-26. (Série de publicações técnicas SPT-001).
- MATOS, M., ALMEIDA, M. R., OLIVEIRA, L. T. Características dos produtos da carbonização da madeira. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Gaseificação da madeira e carvão vegetal**. Belo Horizonte, 1981. p. 36-43. (Série de publicações técnicas. SPT-004).
- MELO, E.C. **Rendimento térmico de uma fornalha a lenha de fluxos descendentes**. Viçosa, MG : UFV, 1987. 45p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1987.
- MENDES, M.G., GOMES, P.A., OLIVEIRA, J.B. Propriedades e controle de qualidade do carvão vegetal. In: PENEDO, W.R.(Ed.). **Produção e utilização do carvão vegetal**. Belo Horizonte : CETEC. 1982. p.75-89.
- NATIONAL ASSOCIATION OF FAN MANUFACTURERS-NAFM. **Standards, definitions, terms and tests codes for centrifugal, axial and propeller fans**. 2.ed. Detroit, NAFM, 1952. 34p. (Bulletin 110). Second Edition.
- OHLWEILER, O.A. **Teoria e prática da análise quantitativa inorgânica**. Brasília, DF : Universidade de Brasília, 1968. 807p.
- OLIVEIRA, E. **Correlações entre parâmetros de qualidade de madeira e do carvão de *Eucalyptus grandis* (W. Hill ex-Maiden)**. Viçosa, MG : UFV, 1988 47p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) – Universidade Federal de Viçosa, 1988.
- OLIVEIRA FILHO, D. **Aquecimento de ar**. Viçosa, MG : Centro Nacional de Treinamento em Armazenagem. 1987. 16p.
- OLIVEIRA, G.A. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha com aquecimento indireto e autocontrole da temperatura máxima do ar para secagem de produtos agrícolas**. Viçosa, MG : UFV, 1996. 69p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)- Universidade Federal de Viçosa, 1996.
- OLIVEIRA, J.B., GOMES P.A., ALMEIDA M.R. Caracterização e otimização do processo de produção de carvão vegetal em fornos de alvenaria. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Carvão vegetal: destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade**. Belo Horizonte, 1982a. p.63-102. (Série de publicações técnicas. SPT-006).

- OLIVEIRA, J.B., GOMES P.A., ALMEIDA M.R. Propriedades do carvão vegetal. In: FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE MINAS GERAIS - CETEC. **Carvão vegetal**: destilação, carvoejamento, propriedades, controle de qualidade. Belo Horizonte : CETEC, 1982b. p.39-62. (Série de publicações técnicas. SPT-006).
- OLIVEIRA, L.T., ALMEIDA, M.R. Avaliação de carvão vegetal. In: PENEDO, W.R. **Uso da madeira para fins energéticos**. Belo Horizonte, 1980. p.43-54. (Série de publicações técnicas. SPT-001).
- OSÓRIO, A.G.S. **Projeto e construção de um secador intermitente de fluxo concorrente e sua avaliação na secagem de café**. Viçosa, MG: UFV, 1982. 57p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1982.
- PIMENTA, A. S. **Fracionamento e análise de alcatrão e creosoto de eucalipto por cromatografia gasosa e espectrofotometria de massa**. Viçosa, MG : UFV, 1991. 68 p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1991.
- QUIRINO, W.F. **Características e índice de combustão de briquetes de carvão vegetal**. Piracicaba : ESALQ, 1991. 64p. Dissertação (Mestrado em Ciências Florestais). Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz". 1991.
- SAGLIETTI, J.R.C. **Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados**. Botucatu : UNESP, 1991. 102p. Tese (Doutorado em Agronomia) - Universidade Estadual Paulista, 1991.
- SAMPAIO, C.A.P. **Desenvolvimento e avaliação de um anemômetro de fio quente usando filamentos de lâmpadas**. Viçosa, MG : UFV, 1995. 71 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, 1995.
- SILVA, J.N. **Fontes alternativas de energia para a agricultura: Pirólise de biomassa**. Viçosa, MG : Departamento de Física, UFV, CEMIG, 1988. 62p. (Curso por Tutoria à distância. Curso Gestão de Recursos Hídricos, Módulo 2).
- SILVA, J.S., AFONSO, A.D.L., LACERDA FILHO, A.F. Secagem e armazenagem de produtos agrícolas. In: SILVA, J.S. (Ed.). **Pré-processamento de produtos agrícolas**. Juiz de Fora : Instituto Maria, 1995. p. 395-461.
- SILVA, J.S. **Adaptação da fornalha de fogo direto descendente, UFV JII, para secagem de cereais**. Viçosa, MG : UFV, 1982. 8p. (Informe Técnico, 28).

SILVA, J.S., GOMES, R.A.R., HARA, T. et al. Estudo de uma fornalha para secagem de grãos com aquecimento direto. **Engenharia na Agricultura. Série Armazenamento**. Viçosa, MG, v.1,n.2, 1991. 15p.

SILVA, O.M. Café tipo exportação. **Jornal do Café**, São Paulo, 1971. 443p.

TRUGILLO, P.F. **Aplicação de algumas técnicas multivariadas na avaliação da qualidade da madeira e do carvão vegetal de *Eucalyptus***. Viçosa, MG : UFV, 1995. 160p. Tese (Doutorado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1995.

VALARELLI, I.D. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha à resíduos agrícolas, de fogo indireto para secadores de produtos agrícolas**. Botucatu : UNESP, 1991. 123p. Tese (Doutorado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista, 1991.

VALE, A.T. **Estudo do comportamento das madeiras de angico vermelho (*Piptadenia peregrina* Benth) e jacaré (*Piptadenia comunis* Benth), quanto à produção se carvão vegetal e de subprodutos da carbonização**. Viçosa, MG : UFV, 1988. 79p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1988.

VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo : Edgar Blücher, 1993. 318p.

VELLA, M.M.C.F. **Influência da velocidade de carbonização da madeira nos rendimentos e nas propriedades do carvão produzido**. Viçosa, MG : UFV, 1989. 53p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) - Universidade Federal de Viçosa, 1989.

WENZL, H.F.J. **The chemical technology of wood**. New York: Academic Press, 1970. 692p.

## **APÊNDICES**

## APÊNDICE A

Tabela 1A – Relação de materiais e serviços, com os preços correspondentes, para a construção da fornalha, do ciclone e da área coberta

MATERIAL	Quantidade	Unidade	Preço Unitário (R\$)	Preço Total (R\$)
<b>FORNALHA</b>				
Concreto refratário aluminoso (CASTIBAR 160)	30	kg	2,50	75,00
Cimento portland comum	50	kg	0,13	6,50
Terra de barranco	0,50	m <sup>3</sup>	-	-
Areia média	0,50	m <sup>3</sup>	20,00	10,00
Tijolos de barro (lajotas)	180	unid.	140,00/milh	25,20
Tijolos refratários	420	unid.	2,50	1050,00
Melaço	25	kg	0,38	9,60
Tubo metálico, sem costura, (diâmetro=2" e espessura=3mm)	6	m	8,40	50,40
Chapa metálica #18	1	unid.	30,00	30,00
Cantoneira 1" x 1" x 1/8"	4	m	4,80/6m	4,80
Ferro redondo 5/16"	12	m	3,80/12m	3,80
Mão-de-obra	20	h	3,75	75,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>1340,30</b>
<b>CICLONE METÁLICO</b>				
Chapa metálica #18	3	unid.	30,00	90,00
Perfil metalon 30 x 40 mm	3	m	9,50/6m	9,50
Mão-de-obra	20	h	3,75	75,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>174,50</b>
<b>PISO E COBERTURA (8 x 9m)</b>				
Cimento portland comum	350	kg	0,13	45,50
Areia média	0,80	m <sup>3</sup>	20,00	16,00
Brita 1 ou 2	1	m <sup>3</sup>	40,00	40,00
Varas de eucalipto (diâmetro=100mm e altura=6m)	8	unid.	-	-
Telhas metálicas galvanizadas (1 x 4m)	18	unid.	28,00	504,00
Mão-de-obra	20	h	3,75	75,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>680,50</b>
VENTILADOR CENTRÍFUGO (rotor diâmetro 400mm, 3000m <sup>3</sup> /h; 10mmca)	1	unid.	800,00	800,00
MOTOR ELÉTRICO TRIFÁSICO (220/380V; 2cv; 1720 rpm)	1	unid.	130,00	130,00
<b>TOTAL</b>				<b>3125,30</b>

Obs.: preços referentes a jan./1998.

## APÊNDICE B

### Redimensionamento da fornalha a carvão vegetal

Utilizando a metodologia proposta nos itens 3.1.1 e 3.1.2, foi feito um redimensionamento da fornalha a carvão vegetal, com base nos dados obtidos no experimento descrito neste trabalho. A Tabela 1B mostra os parâmetros adotados na fase de projeto e construção da fornalha testada, para o ar de secagem, para o carvão vegetal e para a câmara de combustão. Nesta mesma tabela constam os parâmetros adotados para a fornalha proposta (redimensionada).

A Tabela 2B mostra a relação de materiais e serviços, com os preços correspondentes, para a confecção da fornalha proposta (redimensionada).

Tabela 1B – Parâmetros para o ar de secagem, para o carvão vegetal e para a câmara de combustão, para as fornalhas testada e proposta

Parâmetros	Fornalha Testada		Fornalha Proposta
	projeto	construção	Redimensionada
$\dot{V}_{ar}$ (m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> )	5160	2817,15	2817,15
$\Delta T$ (K)	30,00	25,82	30,00
$\rho_{mar}$ (kg.m <sup>-3</sup> )	1,146	1,006	1,146
$C_P$ (kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	1,007	1,007	1,007
$\eta$ (decimal)	0,50	0,87	0,87
PCI (kJ.kg <sup>-1</sup> )	26557	30412	30412
$\dot{m}_C$ (kg.h <sup>-1</sup> )	13,50	3,12	3,70
$K$ (kJ.s <sup>-1</sup> .m <sup>-3</sup> )	204,00	53,79	230,00
$N_C$ (kg.h <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> )	110,00	54,50	55,00
$V_C$ (m <sup>3</sup> )	0,490	0,490	0,140
$S_a$ (m <sup>2</sup> )	0,110	0,060	0,060

Tabela 2B – Relação de materiais e serviços, com os preços correspondentes, para a construção da fornalha redimensionada, do ciclone e da área coberta

<b>Material</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Unidade</b>	<b>Preço Unitário (R\$)</b>	<b>Preço Total (R\$)</b>
<b>FORNALHA</b>				
Concreto refratário aluminoso (CASTIBAR 160)	10	kg	2,50	25,00
Cimento portland comum	50	kg	0,13	6,50
Terra de barranco	0,30	m <sup>3</sup>	-	-
Areia média	0,30	m <sup>3</sup>	20,00	6,00
Tijolos de barro (lajotas)	80	unid.	140,00/milh	12,00
Tijolos refratários	110	unid.	2,50	275,00
Melaço	14	kg	0,38	5,40
Tubo metálico, sem costura, (diâmetro=2" e espessura=3mm)	3	m	8,40	25,20
Chapa metálica #18	1	unid.	30,00	30,00
Cantoneira 1" x 1" x 1/8"	2	m	4,80/6m	2,40
Ferro redondo 5/16"	2	m	3,80/12m	0,70
Mão-de obra	10	h	3,75	37,50
<b>SUBTOTAL</b>				<b>425,70</b>
<b>CICLONE METÁLICO</b>				
Chapa metálica #18	3	unid.	30,00	90,00
Perfil metalon 30 x 40 mm	3	m	9,50/6m	4,75
Mão-de-obra	20	h	3,75	75,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>169,75</b>
<b>PISO E COBERTURA (8 x 9m)</b>				
Cimento portland comum	350	kg	0,13	45,50
Areia média	0,80	m <sup>3</sup>	20,00	16,00
Brita 1 ou 2	1	m <sup>3</sup>	40,00	40,00
Varas de eucalipto (diâmetro=100mm e altura=6m)	8	unid.	-	-
Telhas metálicas galvanizadas (1 x 4m)	18	unid.	28,00	504,00
Mão-de-obra	20	h	3,75	75,00
<b>SUBTOTAL</b>				<b>680,50</b>
VENTILADOR CENTRÍFUGO (rotor diâmetro 400mm, 3000m <sup>3</sup> /h;10mmca)	1	unid.	800,00	800,00
MOTOR ELÉTRICO TRIFÁSICO (220/380V; 2cv;1720 rpm)	1	unid.	130,00	130,00
<b>TOTAL</b>				<b>2205,95</b>

Obs.: preços referentes a jan./1998.