

SAMUEL MARTIN

**GASIFICADOR DE BIOMASSA PARA AQUECIMENTO DE AR PARA
SECAGEM DE PRODUTOS AGRÍCOLAS**

Dissertação apresentada à
Universidade Federal de Viçosa, como
parte das exigências do Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Agrícola, para
obtenção do título de "***Magister Scientiae***"

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2005

SAMUEL MARTIN

**GASIFICADOR DE BIOMASSA PARA AQUECIMENTO DE AR PARA
SECAGEM DE PRODUTOS AGRÍCOLAS**

Dissertação apresentada à
Universidade Federal de Viçosa, como
parte das exigências do Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Agrícola, para
obtenção do título de "**Magister Scientiae**"

em 01 de Agosto de 2005

Prof. Ph.D. Delly Oliveira Filho
(Conselheiro - UFV)

Prof. D.S. Evandro de Castro Melo
(UFV)

D.S. Sérgio M. Lopes Donzeles
(EPAMIG)

D.S. Williams P. Marques Ferreira
(EMBRAPA)

Prof. Ph.D. Jadir Nogueira da Silva
(Orientador - UFV)

CONTEÚDO

RESUMO.....	v
ABSTRACT.....	vii
1. INTRODUÇÃO.....	01
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	04
2.1 Fontes de energia no Brasil.....	04
2.2 Pós-colheita e secagem dos produtos agrícolas.....	07
2.3 Fornalhas.....	08
2.4 Combustíveis e combustão.....	09
2.5 A lenha como combustível.....	11
2.5.1 Composição elementar e imediata.....	13
2.5.2 Poder calorífico.....	15
2.5.3 Granulometria.....	17
2.5.4 Massa específica.....	17
2.5.5 Ar estequiométrico ou teórico.....	18
2.6 Gasificação da biomassa.....	20
2.6.1 Fundamentos teóricos da gasificação.....	22
2.6.2 Tipos de gasificadores.....	24
2.6.3 Gasificadores de fluxo descendente ou concorrente.....	25
2.6.4 Fator de ar.....	27
2.6.5 Gás combustível.....	28
2.7 Balanço de massa.....	30
2.8 Balanço de energia.....	31
2.9 Eficiência térmica e global.....	33
2.10 Análise estatística.....	34
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	36
3.1 O experimento.....	36
3.2 Características do combustível.....	36
3.2.1 Determinação da composição elementar.....	37
3.2.2 Determinação do poder calorífico.....	37
3.2.3 Determinação da granulometria e da massa específica do combustível.....	38
3.3 Projeto e cálculo do sistema gerador de calor.....	38
3.3.1 O comburente.....	38
3.3.2 O Combustível.....	42
3.3.3 Balanço de massa e energia.....	45
3.4 Construção do sistema gerador de calor.....	50
3.4.1 Construção do reator.....	50

3.4.2	Construção do combustor.....	52
3.4.3	Construção da câmara de mistura.....	53
3.4.4	Sistema de ventilação.....	53
3.5	Instrumentação e medições.....	54
3.5.1	Sensores de temperatura.....	55
3.5.2	Medidas das velocidades, áreas e cálculo das vazões.....	55
3.5.3	Determinação da temperatura e umidade relativa do ar ambiente.....	56
3.6	Funcionamento e operação do sistema.....	56
3.6.1	Abastecimento.....	56
3.6.2	Regulagens e início da ignição.....	57
3.6.3	Início da gasificação.....	57
3.6.4	Final da gasificação.....	57
3.7	Parâmetros relacionados ao funcionamento do sistema.....	58
3.7.1	Cálculo do fator de ar.....	59
3.7.2	Cálculo das eficiências.....	59
3.8	Análise estatística.....	60
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	62
4.1	O combustível.....	62
4.1.1	Umidade.....	62
4.1.2	Poder calorífico.....	63
4.1.3	Granulometria e massa específica.....	63
4.2	Dados do sistema gerador de calor.....	63
4.2.1	Reator.....	63
4.2.2	Combustor.....	65
4.2.3	Câmara de mistura.....	67
4.2.3	Ventilador e motor.....	68
4.3	Desempenho do sistema para aquecimento direto de ar.....	70
4.3.1	Teste 1.....	71
4.3.2	Teste 2.....	71
4.3.3	Teste 3.....	73
4.3.4	Teste 4.....	73
4.3.5	Teste 5.....	74
4.4	Temperaturas nos pontos do sistema.....	76
4.5	Análise estatística.....	78
4.6	Comentários finais.....	79
5.	RESUMO E CONCLUSÕES.....	81
6.	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	84
7.	ANEXOS.....	89
7.1	Taxa de combustão e tensão térmica.....	89

RESUMO

MARTIN, Samuel, M.S., Universidade Federal de Viçosa, agosto de 2005.
Gasificador de biomassa para aquecimento de ar para secagem de produtos agrícolas. Orientador: Jadir Nogueira da Silva. Conselheiros: Delly Oliveira Filho e Ilda de Fátima Ferreira Tinôco.

Dentre as formas de conversão da biomassa em energia térmica, a gasificação apresenta-se como promissora. É o processo no qual, devido à restrição no fornecimento do ar para a combustão completa do combustível, permite apenas a oxidação parcial a elevadas temperaturas e se tem, como consequência, a produção de um gás combustível. Neste trabalho ensaiou-se um gasificador de biomassa de fluxo concorrente de pequena escala, ao qual foi acoplada uma câmara de combustão dos gases visando à geração de ar quente limpo, que pode ser usado para secagem de produtos agrícolas, por exemplo. Foram realizados balanços de massa e energia do sistema e feita a comparação de sua eficiência térmica e global com as de fornalhas de fogo indireto. O dimensionamento foi feito usando-se os balanços de massa e energia para a potência estimada do gasificador. O combustível utilizado foi a lenha de eucalipto, em pedaços de diâmetro 6 ± 2 cm e comprimento 15 ± 5 cm. Foram realizados cinco testes para avaliação do sistema. Os testes apresentaram uma duração média de 2h 10 min, e tempo médio de geração de gás de qualidade de 1h 50 min. Cerca de 2 a 3 minutos são necessários para gerar gases combustíveis e 20 minutos para atingir as condições ideais de funcionamento, em regime permanente. Os principais resultados foram: as temperaturas indicadas pelos termopares nas distintas zonas do reator foram as esperadas, isto é, da mesma ordem de grandeza daquelas obtidas por outros pesquisadores, conforme cita a

literatura; o sistema gasificador/combustor apresentou eficiência térmica média para de 47,48%, consumo médio de 27,94 kg.h⁻¹de lenha, umidade relativa do ar média de 74,15 %, velocidade do ar primário no reator de 0,85 m.s⁻¹ e fator de ar médio de 40,91%; a eficiência global média do sistema foi de 75,77%, fato que nos permite concluir que há potencial de se melhorar esta eficiência e conseqüentemente, a eficiência térmica do conjunto reator/gasificador, com o uso de recuperadores de calor, etc; a eficiência global do sistema mostrou ser crescente a medida em que a duração dos testes aumentava, ou seja, quanto maior a duração do teste menor a perda, fato este relacionado à inércia térmica do sistema; o modelo quadrático foi o que melhor pode representar a eficiência do sistema em termos do fator de ar, por meio da equação $Y = -25,101 + 3,3575X - 0,0378X^2$, com $R^2 = 0,4284$, sendo altamente significativo a 1% de probabilidade de erro; por meio da equação ajustada, o ponto de máxima eficiência técnica para a eficiência térmica foi de 49,45 %, para um fator de ar de 44,41 %; quando comparada com as fornalhas à lenha de fogo indireto, o sistema de gasificação de biomassa apresentou eficiência térmica superior as citadas pela literatura; o gradiente de temperatura entre o ar ambiente e o ar de secagem foi, em média de 74,94°C, o que pode ter contribuído para aumento das perdas pelo sistema; o reabastecimento do reator, feito com o sistema em pleno funcionamento, permite estabilidade e continuidade operacional do sistema; o sistema apresentou produção contínua e regular de gás para combustão, o que permitiu manter a geração de ar quente estável. Finalmente concluiu-se também que um sistema composto por um reator para gasificação de biomassas, de fluxo concorrente, acoplado a uma câmara para combustão dos gases, é capaz de gerar ar quente para a secagem de produtos agrícolas, isento de fumaça e impurezas, competindo com os métodos tradicionais de geração de calor.

1 INTRODUÇÃO

A qualidade final dos produtos agrícolas beneficiados é resultado de uma série de fatores ligados as diferentes etapas do sistema produtivo, sendo que destas etapas pode-se citar a pré-colheita, a colheita, o pré-processamento, o processamento e o armazenamento. Segundo IBGE (2004), o convênio FAO/INCRA indicou, por meio de um censo realizado em 1996, que 85% do total das propriedades rurais do Brasil pertencem a grupos familiares, envolvendo um universo de 13,8 milhões de pessoas que são responsáveis pela produção de grande parte dos alimentos consumidos no país.

Após a colheita dos produtos agrícolas, quando realizada no momento em que estes encontram-se com alto teor de umidade, faz-se necessário a secagem dos mesmos, para que possam ser armazenados seguramente, mantendo assim a qualidade e minimizando os riscos da ocorrência de alterações indesejadas nos produtos. No Brasil, esta secagem pode ser classificada da seguinte maneira: natural (sem a ação do homem, ou seja, o produto é seco naturalmente no campo) e artificial (na qual se utilizam processos manuais ou mecânicos, com ventilação natural ou forçada). A secagem artificial é empregada largamente pelos produtores rurais atualmente, seja ela feita em propriedades particulares, em cooperativas ou até mesmo em empresas terceirizadas.

Para o aquecimento do ar utilizado na secagem de produtos agrícolas, geralmente são utilizados dispositivos como as fomalhas e os queimadores, sendo as fomalhas de uso mais freqüente. São vários os combustíveis empregados nas fomalhas para aquecimento do ar para secagem: lenha, carvão vegetal, gás liquefeito de petróleo (GLP), resíduos agrícolas e outros. A lenha é o principal combustível utilizado hoje. As fomalhas de fogo indireto produzem ar quente próprio para a secagem, visto que o ar é isento de impurezas e odores,

porém apresentam baixa eficiência térmica e, muitas vezes, danos térmicos às grelhas e aos trocadores de calor. Já as fornalhas a fogo direto apresentam a vantagem de ser de fácil construção e apresentam maior eficiência térmica, porém o ar quente para secagem pode conter partículas e odores, os quais podem alterar a qualidade final do produto, desvalorizando-o. Reatores para gasificação de biomassa, associados a combustores dos gases produzidos, também são utilizados na geração de ar quente e outros para diversos fins. Acoplados aos geradores de ar quente estão os secadores, equipamentos que expõem a massa de grãos a uma determinada vazão de ar (aquecido ou a temperatura ambiente), propiciando a retirada de vapor de água dos grãos e conseqüente redução do teor de água. Estes secadores podem ser dos mais variados tipos e modelos, conforme a necessidade de secagem e as propriedades do produto.

Dentre as possibilidades de se usar a energia da biomassa, uma delas é por meio de sua transformação em gás combustível, utilizando-se gasificadores ou gasogênios, para substituição de combustíveis derivados do petróleo em veículos utilitários (MENDES et al., 1998; SÁNCHEZ, 2004a), ou outros fins.

A gasificação é definida como o processo de conversão da biomassa, ou de qualquer combustível sólido, em um gás energético, por meio da oxidação parcial a temperaturas elevadas. Para tanto, reduz-se a quantidade de ar teórico para que ocorra a gasificação, ou seja, ao invés de se trabalhar com excesso de ar, como nos processos convencionais de combustão, utiliza-se valores entre 20 a 40 % da quantidade teórica de ar para a combustão completa. Esta conversão pode ser realizada em vários tipos de reatores, tais como de leito fixo e de leito fluidizado (SÁNCHEZ et al., 1997). O processo de gasificação apresenta-se como alternativa tecnológica ao uso de GLP ou de gás natural, como fonte complementar de energia para o aquecimento do ar utilizado na secagem de grãos, apresentando satisfatório potencial econômico, considerando a agricultura em pequena escala, além de uma opção viável e eficiente para produção da energia limpa necessária à secagem de grãos e de outros produtos agrícolas, se comparada à sua queima direta (PAYNE e CHANDRA, 1985). Além disto, os gasificadores podem apresentar uma eficiência energética maior do que as fornalhas de fogo indireto, tornando o processo viável, desde que também analisados os custos.

Em uma revisão sobre o desenvolvimento e comercialização de tecnologias de gasificação da biomassa na China, LEUNG et al. (2004) citaram que a gasificação da biomassa é uma tecnologia eficiente e avançada para extração de energia e que este processo tem recebido uma atenção crescente no mercado de energia. Dentre as suas utilizações foram citadas: equipamentos de secagem e caldeiras (em substituição ao carvão e ao óleo), aplicação em cozinhas domésticas e na geração de energia elétrica.

Em recente trabalho sobre gasificação de biomassa em fluxo contracorrente para aquecimento de ar para secagem de produtos agrícolas, SANTOS (2003) concluiu que o gasificador atendeu aos propósitos esperados, disponibilizando ar quente e limpo, próprio para uso em secagem de produtos agrícolas e com potencial de utilização em outras aplicações com boa eficiência térmica (cerca de 56%). SILVA et al. (2000), ao testar um gasificador/combustor a cavacos de lenha de fluxo contracorrente na secagem de café despulpado, concluíram que o uso de cavacos de lenha é viável como combustível para o sistema gasificador/combustor na secagem de café despulpado.

Os gasificadores de biomassa de fluxo concorrente associados a combustores, podem gerar ar quente e limpo, para diversos usos. Além disto apresentam a vantagem de produzir um gás combustível com baixo teor de alcatrão, quando comparado aos demais tipos de gasificadores, devido a funcionalidade do sistema.

Este trabalho teve como objetivo geral construir e ensaiar um gasificador de biomassa de fluxo concorrente de pequena escala, ao qual foi acoplada uma câmara de combustão dos gases visando a geração de ar quente limpo para secagem de produtos agrícolas. Os objetivos específicos foram:

- (i) desenvolver um gasificador de fluxo concorrente e um combustor para a queima imediata dos gases produzidos;
- (ii) realizar balanços de massa e energia visando à otimização do sistema construído e comparar sua eficiência térmica com fornalhas a fogo indireto usadas para geração de ar quente para secagem;
- (iii) realizar análise estatística de regressão, a fim de auxiliar na determinação das condições ideais de funcionamento do sistema, buscando a máxima eficiência.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fontes de energia no Brasil

A dificuldade econômica na aquisição de derivados de petróleo para fins energéticos, fez com que muitos países voltassem a concentrar esforços para o uso mais intensivo de fontes renováveis de energia, tais como a lenha, os resíduos agrícolas e a energia solar. A proibição do uso de derivados do petróleo para a secagem de produtos agrícolas, decretada pelo governo brasileiro em 1981, por exemplo, forçou a utilização da lenha e dos resíduos agrícolas pelas companhias armazenadoras estatais e privadas. Na secagem de grãos, o método mais utilizado é a secagem em altas temperaturas. O consumo de energia neste método de secagem pode ser em certos casos superior a 60% do total de energia consumida na produção e processamento do produto. As exigências são, portanto, de otimização de uso de fontes energéticas convencionais, e ao mesmo tempo, fomentando-se o desenvolvimento de estudos e usos de fontes renováveis de energia (OLIVEIRA FILHO, 1986).

A Oferta Interna de Energia (OIE) no Brasil, em 2002, foi de 198 milhões de toneladas equivalentes de petróleo (tep), montante 196% superior ao de 1970 e equivalente a 2% da demanda mundial. Importante setor da infraestrutura econômica, a indústria de energia no Brasil responde pelo abastecimento de 86% do consumo nacional. Os 14% restantes são importados (principalmente petróleo e derivados, carvão mineral, gás natural e, em quantidade menor, energia elétrica). No Brasil, cerca de 41% da OIE tem origem em fontes renováveis, enquanto que no mundo essa taxa é 14% e nos países desenvolvidos é de apenas 6%. Dos 41% de energia renovável, 14% correspondem à geração hidráulica e 27% à biomassa. Os 59% restantes da OIE vêm de fontes fósseis e

outras não renováveis. Essa característica, bastante particular do Brasil, resulta do grande desenvolvimento do parque gerador de energia hidrelétrica desde a década de 50 e de políticas públicas adotadas após a segunda crise do petróleo, ocorrida em 1979, visando a redução do consumo de combustíveis oriundos dessa fonte e dos custos correspondentes à sua importação, à época, responsáveis por quase 50% das importações totais do País (BRASIL, 2003).

O processo de desenvolvimento das nações induz à redução natural do uso da lenha como fonte de energia. No setor agropecuário, os usos rudimentares da lenha em casas de farinha, em secagem de grãos e folhas, em olarias, em caldeiras, na produção de doces caseiros, etc, perdem gradativamente importância em razão da urbanização e da industrialização. No setor residencial, a lenha é substituída por gás liquefeito de petróleo e por gás natural na cocção de alimentos. Na indústria, especialmente nos ramos de alimentos e cerâmica, a modernização dos processos leva ao uso de energéticos mais eficientes e menos poluentes. No Brasil, a década de 70 foi especialmente marcada por grande substituição da lenha por derivados de petróleo, o que reduziu significativamente a sua participação na Oferta Interna de Energia. No início da década de 80 o processo de substituição na indústria foi atenuado, com a elevação dos preços internos do óleo combustível e do gás natural, favorecendo um maior uso da lenha e do carvão vegetal. O gás natural é a fonte de energia que vem tendo significativo desenvolvimento nos últimos anos. Resumidamente, assim foi forjado o perfil da oferta de energia no Brasil, cuja evolução mostra uma forte alteração de estrutura, em função da redução da dependência externa de energia e da permanência ainda significativa das fontes renováveis de energia (BRASIL, 2003).

Segundo dados do Balanço Energético Nacional de 2003 a participação da biomassa na matriz energética brasileira de 27% corresponde a: lenha e carvão vegetal (11,9%), derivados da cana-de-açúcar (12,6%) e outros (2,5%). Atualmente, a biomassa representa cerca de 13,8% de toda energia consumida no mundo.

Quanto ao Consumo Final de Energia pelo setor agropecuário, este tem demonstrado uma expressiva redução no consumo de lenha, em razão do êxodo rural e da transferência de atividades ao setor industrial. Pode-se constatar também um aumento no consumo de energia elétrica, conforme mostra a figura 1.

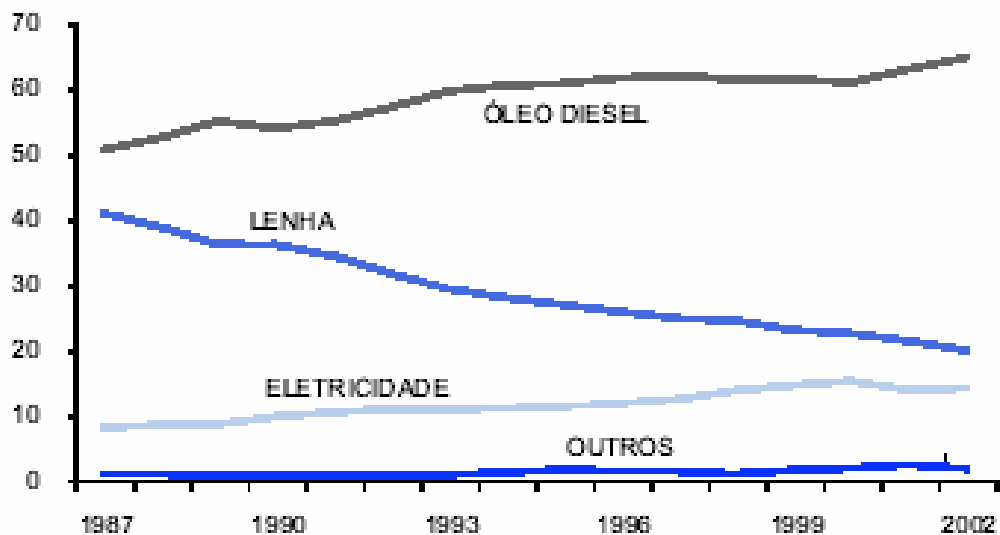


Figura 1: Estrutura do consumo de energia no setor agropecuário (%) (BRASIL, 2003).

Segundo JANNUZZI (2003), muito da discussão a cerca da matriz energética brasileira prega principalmente maior diversificação de fontes, em particular, para a geração de eletricidade. Porém, focalizar o debate em torno do tema pesquisa e desenvolvimento tecnológico é especialmente importante no caso do aproveitamento do potencial de algumas fontes de energia disponíveis no país, em particular a energia solar, eólica e de biomassa. Essas fontes somente aumentarão sua participação na matriz energética nacional na medida em que as tecnologias de conversão e uso se tornarem disponíveis e forem comparativamente preferidas pelos provedores de serviços de energia e consumidores.

Atualmente, o Brasil possui a melhor tecnologia no mundo para a implantação, manejo e exploração de floresta de eucalipto. Os custos nacionais são extremamente vantajosos e todo o desenvolvimento nacional na área de papel e celulose oferece condições bastante competitivas para o uso energético de florestas plantadas e o desenvolvimento de tecnologias baseadas em biomassa. O custo da biomassa no país e a alta eficiência de sistemas modernos de geração de eletricidade, especialmente através da gasificação de biomassa e uso do gás em ciclos combinados, justificam maior atenção para o desenvolvimento dessas tecnologias no Brasil (JANNUZZI, 2003).

2.2 Pós-colheita e secagem dos produtos agrícolas

Durante a fase de pós-colheita dos produtos agrícolas, que abrange as etapas de pré-processamento, processamento e armazenagem, é de fundamental importância que o produto inicie esta fase em condições ideais de temperatura e teor de água, o que nem sempre condiz com as condições de colheita. Para tanto, nestes casos faz-se o uso do processo de secagem.

Este processo tem como função reduzir parcialmente o teor de água dos grãos a níveis adequados conforme o sistema de armazenagem a ser utilizado, sem alterar as características químicas e biológicas dos grãos.

Segundo LACERDA FILHO (1986), a secagem de grãos na própria planta pode ocasionar perdas qualitativas e quantitativas ao produto, devido às condições meteorológicas adversas, doenças próprias do campo e contaminações por microorganismos.

Atualmente, devido à evolução e dinâmica dos sistemas de produção agrícolas, é possível realizar a colheita dos produtos estando estes com alto teor de água, objetivando sempre um produto final com qualidade elevada e de custo competitivo. Assim, para que o processamento seja feito de maneira adequada e o armazenamento seguro e por tempo suficiente, faz-se o uso de métodos de secagem artificiais.

Este tipo de secagem é feito por um complexo de equipamentos que, dispostos em uma determinada maneira propiciam a redução do teor de água dos grãos. Estes equipamentos são:

- gerador de ar quente (fornalha ou queimador): metálico ou de alvenaria, alimentado por combustível, é responsável por aquecer o ar ambiente a uma determinada temperatura a fim de que a sua umidade relativa seja reduzida e a entalpia aumentada, a ponto de retirar vapor d'água da massa de grãos para a massa de ar pela diferença de pressão de vapor d'água entre a superfície do produto a ser secado e o ar que o envolve. Atualmente as fornalhas (fogo direto e indireto) a lenha e a carvão são as mais utilizadas;
- secador: metálico ou de alvenaria, que expõe a massa de grãos ao fluxo de ar;
- ventilador com motor e sistema de registros: determinam as vazões de ar, misturas e suas respectivas direções.

2.3 Fornalhas

Fornalha é o local onde ocorre a queima do combustível, ou seja, onde a energia química potencial do combustível transforma-se em energia térmica (OLIVEIRA FILHO, 1986). Segundo LOPES et al. (2000), são dispositivos projetados para assegurar a queima completa do combustível, de modo eficiente e contínuo, em condições que permitam o aproveitamento da energia térmica liberada da combustão, obtendo-se maior rendimento térmico.

Quanto à forma de aproveitamento dos gases da combustão, as fornalhas podem ser projetadas para seu aproveitamento direto ou indireto (através do uso de trocadores de calor), variando conforme as necessidades de uso do ar quente gerado. Nas fornalhas com aquecimento direto, os gases resultantes da combustão são misturados com o ar ambiente e, por meio de um ventilador, injetado diretamente na massa de grãos. A mistura de parte do gás comburente com os gases resultantes da combustão pode tornar-se indesejável nos casos em que o processo de combustão seja incompleto, gerando compostos contaminantes. Nas fornalhas com sistema de aquecimento indireto, os gases provenientes da combustão são introduzidos num trocador de calor que, em contato com o ar, o aquecerá. Neste tipo de fornalha há perdas de energia térmica pela chaminé e no trocador de calor, resultando em uma menor eficiência quando comparada com a fornalha de fogo direto (LOPES, 2002).

Segundo PERA (1990), o projeto de uma fornalha deve satisfazer os seguintes requisitos:

- permitir alimentação contínua e uniforme do combustível;
- possuir aberturas reguláveis para a entrada de ar primário e secundário;
- possibilitar distribuição uniforme e turbulenta do ar na câmara de combustão;
- assegurar a estabilidade da queima e a continuidade operacional do sistema;e
- permitir a remoção eficiente das cinzas.

A biomassa utilizada em câmaras de combustão deve também satisfazer alguns requisitos, dentre estes um consumo mínimo, baixo nível de emissão de poluentes atmosféricos e a comodidade de operação (BARROS et al., 2001).

A eficiência energética para fornalhas de fogo direto e fluxo descendente que utilizam lenha como combustível, segundo GOMES (1988), varia entre os valores de 44,4 a 83%, em função do excesso de ar comburente na câmara de combustão. MELO (1987) estudando uma fornalha a lenha de fluxo descendente, encontrou a melhor eficiência em 80,5% a fogo direto. VALARELI (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%.

Para fornalhas de fogo indireto a lenha, segundo SAGLIETTI (1991), foram encontrados valores médios de 28% para eficiência energética. OLIVEIRA (1996) ao estudar uma fornalha a fogo indireto constituída por um trocador de calor de fluxos paralelos ligado a uma caldeira com placas metálicas, situada no interior da câmara de combustão, na qual o ar de secagem foi aquecido indiretamente no trocador de calor testando água e óleo de soja como fluídos circulantes, encontrou eficiência de 30 a 49% respectivamente. De acordo com este autor, este sistema, comparado com as fornalhas de fogo direto, apresenta menor eficiência e também danos mecânicos constantes ao trocador de calor e às grelhas, dependendo do sistema de resfriamento delas, caso exista. Todavia, o sistema destaca-se pelo fato de não contaminar o ar aquecido que será utilizado para aquecimento nos galpões ou na secagem de produtos agrícolas.

2.4 Combustíveis e combustão

Combustíveis são substâncias ricas em carbono e hidrogênio que, em condições favoráveis de temperatura e pressão, são capazes de, ao reagirem com o oxigênio do ar, liberar energia na forma de luz e calor, como consequência de reações químicas com o carbono (C), hidrogênio (H) e enxofre (S). Os combustíveis são caracterizados pelas suas propriedades físico-químicas e são encontrados na forma natural ou artificial (LOPES, 2002). Podem também ser classificados como sólidos, líquidos ou gasosos.

Quanto a sua origem, os combustíveis podem ser classificados como fósseis (não renováveis) e vegetais (renováveis). Dentre os não-renováveis, podemos citar o petróleo, o gás natural e os carvões minerais. Já dentre os renováveis, podemos citar a lenha, resíduos da cana-de-açúcar e os demais resíduos vegetais. Os combustíveis apresentam geralmente em sua composição

os seguintes elementos: carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O), enxofre (S), nitrogênio (N), água (H₂O) e cinzas.

Os combustíveis fósseis são esgotáveis e seus preços estão sujeitos às oscilações do mercado internacional. Já os renováveis podem ser encontrados no próprio local de utilização, não dependendo de influências externas (LOPES et al., 2001).

Considera-se biomassa toda a matéria orgânica capaz de ser utilizada como fonte energética renovável, proveniente das plantas, seus resíduos naturais ou decorrentes de beneficiamentos, resíduos animais e despejos urbanos.

Nas décadas recentes, pesquisadores vem estudando tipos de combustíveis que produzam menor impacto ambiental que os combustíveis fósseis (SÁNCHEZ, 2005). Porém, a maior ênfase dada à utilização de combustíveis provenientes da biomassa, por motivos ambientais (conversão de biomassa em produtos energéticos com impacto ambiental aceitável) ou econômicos (alternativa aos combustíveis fósseis), exige um maior cuidado em relação à caracterização da biomassa. Esta deve ser baseada em sua utilização, fornecendo informações sobre propriedades determinantes, particulares a cada aplicação.

Combustão é o conjunto de reações químicas exotérmicas nas quais intervem o oxigênio, produzindo energia de forma aproveitável. Além do oxigênio e do combustível, é necessário que o combustível seja aquecido até a temperatura de ignição para que haja combustão (OLIVEIRA FILHO, 1986).

A reação de combustão de um determinado combustível pode ser esquematizada conforme equação 1, onde V_a corresponde ao volume de ar fornecido e cada parêntese corresponde a: produtos da oxidação completa; ar em excesso da combustão, umidade do combustível e do ar; produtos da oxidação incompleta (LORA e HAPP, 1997a).

$$\text{Combustível} + V_a = (V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O}) + (V_{N_2} + V_{O_2} + V_{VA}) + (V_{CO} + V_{H_2} + V_{CH_4}) \quad (1)$$

em que

- V_a = volume de ar fornecido;
- V_{CO_2} = volume de CO_2 ;
- V_{SO_2} = volume de SO_2 ;
- V_{H_2O} = volume de H_2O ;
- V_{N_2} = volume de N_2 ;
- V_{O_2} = volume de O_2 ;
- V_{VA} = volume de ar em excesso;
- V_{CO} = volume de CO ;
- V_{H_2} = volume de H_2 ;e
- V_{CH_4} = volume de CH_4 .

No dimensionamento de combustores, é importante propiciar uma temperatura mínima capaz de permitir que a combustão se inicie e se mantenha. A temperatura de ignição é definida como a temperatura na qual o calor durante a reação é maior do que o calor perdido para o ambiente, permitindo que a combustão prossiga.

Tabela 1: Temperatura de ignição de alguns combustíveis

COMBUSTÍVEL	TEMPERATURA DE IGNIÇÃO (°C)
Metano	640-760
Hidrogênio	575-610
Carvão vegetal	340-400
Gás de gasificadores (gasogênios)	700-800
GLP	500
Monóxido de Carbono	640-670
Madeira	300

Fonte: ANDRADE et al, 1984 e LIMA (1974).

Segundo LOPES et al. (2001), os principais combustíveis utilizados atualmente em processos de secagem de produtos agrícolas são: lenha, resíduos agrícolas (casca e arroz, palha de café, bagaço de cana-de-açúcar e outros), carvão vegetal e combustíveis fósseis (gás liquefeito de petróleo e gás natural).

2.5 A lenha como combustível

A lenha é um combustível amplamente utilizado no Brasil, tanto em aplicações domésticas como em industriais para geração de vapor,

principalmente em pequenas unidades produtoras, como também na secagem de produtos agrícolas. É caracterizado por baixo teor de cinzas, ausência total de enxofre e umidade variável, a qual depende do tempo médio de armazenagem. A lenha, quando cortada possui por volta de 50% de umidade. Estocada ao ar livre, em toras empilhadas, atinge a umidade de equilíbrio dentro de 3 a 6 meses, a qual, dependendo da umidade relativa do ar é por volta de 15 a 25% (SÁNCHEZ, 2005). Já segundo PENEDO (1981), o teor de água da lenha recém cortada varia de 40 a 50%. Depois de exposta ao ar livre por um período de aproximadamente 90 dias a umidade média da lenha, para períodos não-chuvosos, reduz para aproximadamente 25%.

A lenha é provavelmente o energético mais antigo usado pelo homem e continua tendo grande importância na Matriz Energética Brasileira. Esta pode ser de origem nativa ou de reflorestamento. Seus principais constituintes são a celulose (41-49%) a hemicelulose (15-27%) e a lignina (18-24%). Ela tem recebido a denominação de energia dos pobres por ser parte significativa da base energética dos países em desenvolvimento, chegando a representar até 95% da fonte de energia em vários países. Nos países industrializados, a contribuição da lenha chega a um máximo de 4%. As novas tecnologias de conversão da lenha em combustíveis líquidos, sólidos e gasosos de alto valor agregado, vêm atualmente despertando grande interesse mundial recebendo importante quantidade de recursos para suas pesquisas e desenvolvimentos. A combustão ou queima direta é a forma mais tradicional de uso da energia da lenha, porém, a gasificação e a pirólise são processos termoquímicos que recebem especial atenção (CENBIO, 2005).

Com a proibição pelo Conselho Nacional do Petróleo (CNP), em janeiro de 1980, da utilização de derivados do petróleo na secagem de produtos agrícolas, os queimadores a gás ou a óleo diesel dos secadores tiveram que ser substituídos por fornalhas a lenha ou a resíduos agrícolas (LOPES et al, 2001).

A lenha, quando utilizada para a secagem de produtos agrícolas, pode apresentar as seguintes vantagens e desvantagens (ANDRADE et al, 1984):

Vantagens:

- ainda é o combustível mais barato, tanto por tonelada quanto por unidade de energia;
- não exige mão-de-obra qualificada, gerando emprego e fixação do homem no campo;

- apresenta baixo teor de cinza e de enxofre nos gases de combustão; e
- possibilita a armazenagem em espaço livre e aberto.

Desvantagens:

- exige mão-de-obra intensiva, elevando os custo final do produto (principalmente em regiões onde a mão-de-obra tem preço elevado);
- está sujeito a intenso burocrático por instituições como departamentos florestais, IBAMA e polícia federal;
- necessita de planejamento para a sua utilização racional;
- ocupa grandes espaços ao ser armazenada;
- fornecimento irregular devido às grandes quantidades exigidas e ao aumento da demanda;
- é de difícil manipulação se comparada aos combustíveis fósseis; e
- possui poder calorífico inferior aos dos combustíveis fósseis.

Conforme cita SÁNCHEZ (2005), convém salientar que projetos de sistemas específicos para utilização de biomassa com fins energéticos requerem um pleno conhecimento das propriedades físicas e químicas do bio-combustível. Estes estudos sobre conversão termoquímica de energia necessitam basicamente de quatro classes de informações: granulometria, análise imediata, análise elementar e poder calorífico.

Além destes quatro fatores podemos citar também a massa específica do combustível a ser utilizado como importante fator a vir a contribuir com o estudo da utilização da biomassa para diversos fins.

2.5.1 Composição elementar e imediata

A composição elementar é o conteúdo, em porcentagem de massa, de carbono (C), hidrogênio (H), enxofre (S), oxigênio (O), nitrogênio (N), umidade e resíduo (cinzas) (SÁNCHEZ, 2005).

É a característica técnica mais importante do combustível e constitui a base para análise dos processos de combustão, tais como: cálculos dos volumes

de ar, gases e entalpia, determinando o poder calorífico do combustível (LORA et al., 1997).

A tabela 2 exemplifica a composição elementar de dois diferentes tipos de biomassa, segundo LORA et al. (1997) e outros.

Tabela 2: Composição elementar da biomassa, em % (em base seca)

BIOMASSA	COMPOSIÇÃO ELEMENTAR (%)					
	C	H	O	N	S	RESÍDUO
Pinus ¹	49,25	5,99	44,36	0,06	0,03	0,3
Eucalipto ¹	49	5,87	43,97	0,3	0,01	0,72
Eucalipto ²	47,5	6	44	1	1,5	
Carvão ³	82,7	3,8	13,5			

Fonte: 1 = Jenkins (1990), citado por LORA et al. (1997); 2 = VLASSOV (2001); 3 = LOPES (2002).

A determinação da umidade da amostra realiza-se pelo método do forno de secagem conforme a norma ADTM D-3173. Neste método as amostras são secas em forno com circulação natural de ar a uma temperatura entre 104°C e 110°C até não ocorrer mais variação de massa. O tempo de secagem varia de algumas horas para amostras finas até 48 horas para pedaços de madeira, conforme SÁNCHEZ (2004b), equação 2.

$$U_{bu} = \frac{M_0 - M_1}{M_0} \quad (2)$$

em que

- U_{bu} = teor de água em base úmida, decimal, bu;
- M_0 = massa da amostra de lenha úmida, kg; e
- M_1 = massa da amostra de lenha seca, kg.

A composição imediata é o conteúdo em porcentagem de massa de carbono fixo, material volátil, cinzas e umidade, sendo que os voláteis têm um papel importante durante a ignição e as etapas iniciais de combustão de biomassa (LORA et al., 1997). O material volátil é a parte do combustível que se separa em forma gasosa durante o aquecimento do mesmo, e o carbono fixo é o resíduo combustível deixado após a liberação do material volátil.

A tabela 3 exemplifica a composição imediata de dois diferentes tipos de biomassa, segundo LORA et al. (1997).

Tabela 3: Composição imediata da biomassa, em % (em base seca)

BIOMASSA	COMPOSIÇÃO IMEDIATA (%)		
	VOLÁTEIS	CINZAS	CARBONO FIXO
Pinus	82,54	0,29	17,70
Eucalipto	81,42	0,79	17,82

Fonte: Jenkins (1990), citado por LORA et al. (1997).

Convém salientar que raramente a porção de resíduo se iguala à concentração de cinzas determinada pela análise imediata, devido a pequenos erros de diferenças de técnicas. Pode-se concluir que a biomassa é composta na sua maior parte de carbono e oxigênio, e que o conteúdo de voláteis pode ser considerado alto e o teor de cinzas baixo.

2.5.2 Poder calorífico

É a quantidade de energia por unidade de massa que se desprende durante a combustão completa do combustível. Define-se Poder Calorífico Superior (PCS), quando a água proveniente da combustão é obtida na forma líquida e Poder Calorífico Inferior (PCI) quando a água proveniente da combustão é obtida na forma de vapor (SÁNCHEZ, 2005). Define-se Poder Calorífico Inferior (PCI), ao invés de Poder Calorífico Superior (PCS), quando não se considera o calor latente de condensação da umidade dos produtos da combustão. A diferença entre PCS e PCI é a energia de oxidação do hidrogênio presente no mesmo (LORA et. al., 1997).

O poder calorífico é a principal característica dos combustíveis. O carbono e o hidrogênio são os elementos que mais contribuem para o poder calorífico dos combustíveis. Já a água, encontrada nos combustíveis diminui o poder calorífico dos mesmos, pelo fato de aumentar a energia necessária à pré-ignição e diminuir o calor liberado pela combustão (LOPES et al., 2001; SÁNCHEZ, 2005). Como no ambiente de combustão o vapor d'água não se condensa, e todo o produto resultante da combustão do hidrogênio permanece em estado de vapor, na prática adota-se nos cálculos o PCI.

O valor do poder calorífico refere-se a uma quantidade de energia liberada durante a combustão completa de uma unidade de massa ou de volume de um combustível. Esta energia é normalmente expressa em kJ.kg^{-1} . Como

exemplo dos combustíveis gasosos, WANDER (2001) cita que o PCI do Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), de um modo geral, é de aproximadamente 45.000 kJ.kg⁻¹. Já para alguns combustíveis sólidos, a tabela 4 trás alguns exemplos de PCS.

Tabela 4: Poder calorífico da biomassa, base seca

BIOMASSA	PODER CALORÍFICO SUPERIOR (PCS) (MJ.kg ⁻¹)
Pinus ¹	20,02
Eucalipto ¹	19,42
Eucalipto ²	18,4184
Carvão ²	30,9024

Fonte: 1 = Jenkins (1990), citado por LORA et al. (1997); 2 = LOPES (2002).

Segundo LOPES (2002), o poder calorífico superior é medido, experimentalmente, em calorímetros, entretanto, na ausência deste, pode-se estimar com boa aproximação o PCS a partir da composição elementar do combustível, na base seca, e da entalpia de reação dos elementos combustíveis com o oxigênio, utilizando-se a fórmula de Dulong.

$$PCS = 33774C + 141744 \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 9238S \quad (3)$$

em que

- PCS** = poder calorífico superior. KJ.kg⁻¹ de combustível seco;
C = fração de carbono do combustível, em kg de carbono.kg⁻¹ de combustível seco;
H₂ = fração de hidrogênio do combustível, kg de hidrogênio.kg⁻¹ de combustível seco;
O₂ = fração de oxigênio do combustível, kg de oxigênio.kg⁻¹ de combustível seco; e
S = fração de enxofre do combustível, kg de enxofre.kg⁻¹ de combustível seco.

O poder calorífico inferior seco (PCI_s) é determinado analiticamente a partir da equação 4 (BAZZO, 1995 e CHANDRA e PAYNE, 1986), subtraindo-se do PCS a entalpia de vaporização da água devido ao vapor d'água formado na reação do hidrogênio com o oxigênio.

$$PCI_s = PCS - h(9H_2) \quad (4)$$

em que

- PCI_s = poder calorífico inferior, kJ.kg^{-1} de combustível seco;
 h = entalpia de vaporização da água, kJ.kg^{-1} de água na temperatura de referência de 25°C , equivalente a 2440; e
 $9H_2$ = parcela de vapor d'água formado pela combustão do hidrogênio.

Levando-se em consideração cálculos referentes à avaliação da eficiência térmica, com base no combustível úmido, o poder calorífico inferior deve ser corrigido para a composição elementar na base úmida considerando ainda a umidade presente no combustível, de acordo com a equação 5 (CAMARGO, 1990).

$$PCI_u = PCS (1 - U_{bu}) - h [9H_2 (1 - U_{bu}) + U_{bu}] \quad (5)$$

em que

- PCI_u = poder calorífico inferior, kJ.kg^{-1} de combustível úmido; e
 U_{bu} = fração de água, kg.kg^{-1} de combustível úmido.

2.5.3 Granulometria

A granulometria fornece as frações das dimensões características que compõe a biomassa. A análise granulométrica da amostra de partículas sólidas é feita classicamente através da utilização de um conjunto de peneiras padronizadas (SÁNCHEZ, 2004b), cuja função principal é a determinação do diâmetro das partículas.

Pode-se afirmar que o estudo da granulometria tem um papel importante no sentido da escolha de materiais uniformes, evitando-se problemas de uso de um determinado equipamento em função da grande oscilação no tamanho das partículas.

2.5.4 Massa específica

É a massa do produto, em quilogramas, para um determinado volume, em metro cúbico, incluindo os espaços vazios entre a lenha. Esta é variável devido aos espaços vazios contidos no volume do recipiente. Pode ser calculado segundo a norma da NBR 6922 da ABNT (1981), utilizando-se de uma caixa (0,6 m x 0,6 m x 0,6 m) por meio da equação 6.

$$ME_b = \frac{M_{c+b} - M_c}{V_c} \quad (6)$$

em que

$$\begin{aligned} ME_b &= \text{massa específica da biomassa, kg.m}^{-3}; \\ M_{c+b} &= \text{massa da caixa + biomassa, kg}; \\ M_c &= \text{massa da caixa, kg; e} \\ V_c &= \text{volume da caixa (0,216), m}^{-3}. \end{aligned}$$

2.5.5 Ar estequiométrico ou teórico

O ar necessário, em quantidade exata, para proporcionar a combustão completa de carbono, hidrogênio, enxofre e de outros elementos presentes no combustível que possam se oxidar é denominado “ar teórico” ou estequiométrico (LOPES, 2002).

Ar estequiométrico é a quantidade de ar teoricamente necessária para a combustão total de 1 kg de combustível e se calcula a partir das reações de combustão dos elementos que o compõem (reações estequiométricas). Estas reações estequiométricas de combustão são as reações dos componentes elementares do combustível com o oxigênio (LORA e HAPP, 1997a).

A determinação da quantidade mínima de oxigênio necessário e suficiente para oxidar completamente os elementos combustíveis é feita com base na análise elementar do combustível. Para um combustível isento de umidade e constituído por carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, as equações químicas de reação estequiométrica entre estes elementos e o oxigênio conduzem a equação 7, que permite determinar a massa teórica do oxigênio necessário à combustão (PERA, 1990).

$$m_{O_2}^{ts} = \frac{32}{12} C + 8H_2 - O_2 + S \quad (7)$$

em que

$$m_{O_2}^{ts} = \text{massa teórica de oxigênio, kg.kg}^{-1} \text{ de combustível seco.}$$

Como na prática o combustível apresenta certo teor de água, é comum expressar o consumo de oxigênio e de ar comburente por quilograma de combustível úmido, conforme a equação 8.

$$m_{O_2}^{tu} = m_{O_2}^{ts} (1 - U_{bu}) \quad (8)$$

em que

$$m_{O_2}^{tu} = \text{massa teórica de oxigênio, kg.kg}^{-1} \text{ de combustível úmido.}$$

Segundo (SÁNCHEZ, 2004c), a maioria dos processos industriais de combustão utiliza o ar ambiente como fonte de fornecimento de oxigênio para a combustão. A sua composição pode ser assim determinada, conforme na tabela 5 (SÁNCHEZ, 2004c).

Tabela 5: Composição do ar ambiente, em % de massa e volume

ELEMENTO	%, EM MASSA	%, EM VOLUME
O ₂	23,2	21
N ₂	76,8	79

Fonte: SÁNCHEZ, 2004c.

Calcula-se então a massa teórica de ar seco necessário para a combustão através da equação 9.

$$m_{ar.seco}^{ts} = \frac{100}{23} m_{O_2}^{ts} \quad (9)$$

em que

$$m_{ar.seco}^{ts} = \text{massa teórica de ar comburente seco, kg.kg}^{-1} \text{ de combustível seco.}$$

O consumo estequiométrico de ar comburente seco, por quilograma de combustível úmido pode ser assim obtido:

$$m_{ar.seco}^{tu} = \frac{100}{23} m_{O_2}^{tu} \quad (10)$$

em que

$$m_{ar.seco}^{tu} = \text{massa teórica de ar comburente seco, kg.kg}^{-1} \text{ de combustível úmido.}$$

Como na composição do ar úmido existe vapor d'água, o consumo de ar teórico úmido, por unidade de combustível úmido, pode ser assim obtido:

$$m_{ar.úmido}^{tu} = m_{ar.seco}^{tu} (1 + W) \quad (11)$$

em que

$$m_{ar.úmido}^{tu} = \text{massa teórica de ar úmido, kg.kg}^{-1} \text{ de combustível úmido; e}$$

$$W = \text{razão de mistura do ar úmido, kg de vapor.kg}^{-1} \text{ de ar seco}$$

2.6 Gasificação da biomassa

Os primeiros relatos da conversão de material orgânico em um gás combustível teve origem somente nas últimas décadas do século XVIII, sendo que a forma mais antiga de produzir gás foi a chamada destilação seca, utilizada em Londres em 1812. Mais tarde outro método de gasificação foi desenvolvido e projetado por Bishoff em 1839, chamado de gasificador contracorrente. Pouco antes da 2ª Guerra Mundial, foram desenvolvidos os reatores de leito fluidizado. Durante a 2ª Guerra Mundial devido à dificuldade de se obter combustíveis derivados do petróleo tornou-se muito comum o uso de gasificadores, onde os veículos utilizavam pequenos pedaços de madeira, turfa e antracito como combustível. Em todo o mundo, aproximadamente um milhão de veículos utilizavam gasificadores ao final da 2ª Guerra Mundial (SÁNCHEZ et al., 1997). Durante a 2ª Guerra, com o problema da escassez dos combustíveis, foi criada, no Brasil, a Comissão Nacional de Gasogênio, com objetivo de estudar e fabricar gasificadores para utilização em motores de explosão, tratores agrícolas, automóveis, instalações fixas e semifixas (DIAS, 1981). Com o fim da Guerra e a euforia do petróleo, o uso e a divulgação dos gasogênios foram praticamente abandonados até a deflagração da nova crise do petróleo, em 1973, onde os estudos foram retomados (MENDES et al., 1998). Entretanto, com a volta do suprimento barato de petróleo esta tecnologia foi entrando em esquecimento.

Atualmente, várias são as tecnologias de conversão energética da biomassa. Os combustíveis gerados podem ser tanto sólidos, líquidos como gasosos, sendo estes últimos dois resultados de processos de transformação da biomassa. As tecnologias de conversão da biomassa em energia são: combustão (queima direta); pirólise; liquefação; fermentação; biodigestão (biogás) e gasificação (aquecimento da biomassa em presença de oxidante - ar ou O_2 - em quantidades menores do que a estequiométrica, obtendo um gás combustível composto de CO , H_2 , CH_4 e outros).

A gasificação é definida como a conversão da biomassa, ou de qualquer combustível sólido, em um gás energético, através da oxidação parcial a temperaturas elevadas. Esta conversão pode ser realizada em vários tipos de reatores, tais como de leito fixo e de leito fluidizado (SÁNCHEZ et al., 1997).

Segundo CARIOCA E ARORA (1984), o termo gasificação é utilizado para caracterizar aqueles processos térmicos que convertem matérias primas

carbonáceas como carvão mineral, carvão vegetal, biomassa e outros materiais em uma mistura de gases.

Enfim, a gasificação é um processo termoquímico de aproveitamento da biomassa, que consiste na obtenção de gases, a partir do aquecimento de um determinado material sob condições controladas. Sua utilização vai desde a combustão em motores ou em turbinas para a geração de potência, energia elétrica, em bombas de irrigação, para a geração direta de calor, ou para matéria prima na síntese química da amônia e do metano.

A gasificação difere-se basicamente da combustão pelo fato de não utilizar a massa de ar teórica necessária para a oxidação completa do combustível, ou seja, restringe-se entrada de ar a certos valores de tal modo que ocorram além de reações de oxidação (completa e parcial) também reações de redução, promovendo a formação de gases combustíveis.

As razões práticas para se decidir pela gasificação da biomassa são numerosas e dependem muito das condições locais. A gasificação da biomassa pode reduzir a dependência de regiões e países às flutuações nos preços dos combustíveis importados, como exemplo os combustíveis fósseis (SÁNCHEZ et al., 1997).

Segundo CEMIG, (1986), a lenha, o carvão vegetal, resíduos florestais, resíduos agrícolas, bagaço de cana e casca de arroz são alguns dos combustíveis que podem ser gasificados, sendo que, de forma semelhante aos derivados do petróleo, o gás de biomassa pode ser usado em caldeiras, fornos e secadores, como também em motores de combustão interna.

Apesar das perdas de energia na conversão da madeira em gás, a gasificação ainda é um processo energeticamente competitivo com a combustão direta, quando se consideram as eficiências globais de aproveitamento do combustível. Como a combustão da madeira deve ser realizada com grande excesso de ar (até 50%), para evitar formação excessiva de fumos, a eficiência de queima se situa entre 60 a 75%, dependendo da umidade da madeira, controle de ar e características da fornalha. Já a queima do gás pode ser feita com pequeno excesso de ar (de 5 a 20%), com alta eficiência, da ordem de 80 a 90%. Assim, considerando a eficiência da conversão da madeira em gás de 80%, tem-se uma eficiência global na ordem de 65 a 80%, equivalente aquela da queima direta (D'ÁVILA e MAKRAY, 1981).

Em recente trabalho realizado por SANTOS (2003) no desenvolvimento de um reator de gasificação de biomassa em fluxo contracorrente para aquecimento de ar para secagem, usando lenha de eucalipto como combustível, eficiência térmica média para os oito testes foi de 48,13% do sistema foi cerca de 56%, com um consumo de $19,8 \text{ kg.h}^{-1}$ de lenha. Na recarga atingiu-se 71% de eficiência térmica, consumindo-se $15,8 \text{ kg.h}^{-1}$ de lenha.

Segundo LEUNG et al (2004), os gasificadores concorrentes tem sido os mais utilizados na China para cozimento doméstico e também como geradores de calor, sendo que estes sistemas apresentam uma eficiência média de 70 a 80%.

Atualmente, ainda são poucos os estudos realizados com gasificadores. Dentre estes citam-se: gasificação da biomassa – um substituto dos combustíveis fósseis para geração de calor; utilização de resíduos de madeira e lenha como alternativa para geração de energias renováveis, utilizando um gasificador de fluxo concorrente; simulação de um gasificador concorrente para a secagem de chá; e investigação experimental de um gasificador concorrente para biomassa (DASAPPA et al., 2003; WANDER, 2001; JAYAH et al., 2003; ZAINAL et al., 2002).

2.6.1 Fundamentos teóricos da gasificação

O processo de gasificação ocorre em quatro etapas básicas: secagem, pirólise, redução e oxidação ou combustão. Cada uma destas etapas ocorre em zonas relativamente separadas dentro do reator, em uma seqüência determinada por características do projeto.

Na zona de secagem, a temperatura é suficientemente baixa (menor que 200°C) para evitar a decomposição da biomassa, porém suficientemente alta para eliminar sua umidade na forma de vapor (CEMIG, 1986).

A zona de pirólise fica situada acima das zonas de oxidação e redução, que fornecem a energia necessária às reações de pirólise. Estas começam a ocorrer com temperaturas em torno de 200°C , quando a estrutura da biomassa começa a se decompor por ação térmica (CEMIG, 1986). As reações de pirólise são exotérmicas, sendo que a decomposição térmica ocorre entre 280 e 450°C , ocorrendo a decomposição dos carboidratos e a produção de alcatrão e ácidos leves (SÁNCHEZ et al., 1997).

A zona de oxidação é determinada pela posição da entrada do comburente no reator, cujo O₂ é responsável pela queima de parte da matéria-prima, liberando energia térmica. A temperatura da zona de oxidação varia entre 800°C a 1200°C, como resultado da reação exotérmica entre o carbono da matéria-prima e o O₂. Os gases quentes da zona de oxidação passam, em seguida, à zona de redução, acima ou abaixo, dependendo do gasificador. Nesta zona, deficiente em O₂, ocorre a formação dos componentes combustíveis do gás (CEMIG, 1986). As reações exotérmicas de oxidação (combustão) e as reações endotérmicas de redução envolvendo fase sólida e gasosa são as seguintes, conforme SÁNCHEZ et al. (1997).

Reações heterogêneas gás-sólido:	ΔH (kJ.mol ⁻¹)
Oxidação do carbono	
$C + \frac{1}{2} O_2 = CO$	-110,6
$C + O_2 = CO_2$	-393,8
Reação de Bourdouad	
$C + CO_2 = 2 CO$	172,6
Reação de gás-d'água	
$C + H_2O = CO + H_2$	131,4
Formação de metano	
$C + 2 H_2 = CH_4$	-74,93
Reações homogêneas (fase gasosa):	H (kJ.mol ⁻¹)
$CO + H_2O = CO_2 + H_2$	-41,2
$CH_4 + H_2O = CO + 3 H_2$	201,9

A reação de Bourdouard passa a ser mais importante na faixa de temperatura de 800 a 900°C, ocorrendo em todo o leito, ao contrário das reações de formação de dióxido e monóxido de carbono que só ocorrem obviamente com a presença de oxigênio, segundo Shaw e Paterson, citados por SÁNCHEZ et al. (1997).

A distinção das diferentes zonas dentro do reator e sua conseqüente distribuição são dois fatos amplamente conhecidos pelos pesquisadores. Já quanto a espessura das camadas de cada zona, e principalmente das zonas de oxidação e redução, esta é variável para cada caso e muito difícil de ser definida

e determinada, em função das condições de operação. Para tanto MENDES et al,(1998) cita que a zona de oxidação pode variar de 10 a 15 cm de espessura aproximadamente, e que a zona de redução pode variar em torno de 20 cm. PONTE FILHO (1988) ao fazer citações sobre vários autores, menciona que as alturas das zonas de combustão e de redução dos gasificadores de leito fixo são, em média, 15 cm e 80 cm respectivamente.

Dentre os fatores que interferem nas reações e acabam afetando a composição dos gases destacam-se: temperatura das correntes que entram nas zonas de reação; perdas térmicas na zona de reação; características do combustível (reatividade, cinzas, tamanho das partículas); altura da zona de redução e composição do agente gasificante.

Um gasificador ideal deverá ser capaz de produzir um gás combustível limpo e de qualidade a partir de uma larga variedade de combustíveis, de trabalhar eficientemente sem atenção constante e de responder rapidamente as alterações de carga, além de ser barato e durável (SÁNCHEZ, 2004a).

2.6.2 Tipos de gasificadores

Em função de variações de projeto, os gasificadores podem ser classificados de várias maneiras (ASSUMPÇÃO, 1981):

- Quanto a fonte de energia para o processo de gasificação:
 - alotérmicos; e
 - autotérmicos.
- Quanto a pressão de operação:
 - alta pressão; e
 - baixa pressão.
- Quanto ao tipo de leito:
 - leito fixo ou móvel; e
 - em suspensão.
- Quanto à forma de descarga das cinzas:
 - cinzas sólidas; e
 - cinzas fundidas.

Porém, neste trabalho, iremos destacar as classificações dos gasificadores conforme o movimento relativo corrente de gases/corrente de

combustível, devido a sua maior frequência de uso (CEMIG, 1986). Esta é assim classificada (ASSUMPÇÃO, 1981):

- Misto: quando parte do gasificador opera em contracorrente e parte em concorrente, ou então, com fluxo transversal.

- Fluxo ascendente ou contracorrente (updraft): quando os gases gerados se movimentam de baixo para cima, através do leito de reação, enquanto o combustível se movimenta de cima para baixo, produzindo um gás com alto teor de óleos e alcatrões; e

- Fluxo descendente ou concorrente (downdraft): quando tanto o combustível quanto os gases se movimentam para baixo, atravessando a zona de reação, sendo craqueada a maior parte dos alcatrões presentes.

2.6.3 Gasificadores de fluxo descendente ou concorrente

Neste tipo de gasificador, a zona de oxidação vem logo após a zona de pirólise e a zona de redução antecede a zona de remoção de cinzas. Esta disposição deixa o gasificador concorrente sensível a umidade do combustível, o que influencia o rendimento e o poder calorífico do gás. Em geral, operam com sistema de sucção (CEMIG, 1986).

No gasificador concorrente, as zonas de combustão e de redução estão posicionadas de forma oposta aos gasificadores contracorrente. Com a alimentação do combustível pelo topo, a alimentação do ar é feita em fluxo descendente (mesmo sentido do fluxo do combustível) passando pelas zonas de combustão e redução. A característica essencial deste gasificador é que ele é projetado de modo que os alcatrões e voláteis provenientes da zona de pirólise são direcionados a passar pela zona de combustão onde, com condições de operação controladas, serão destruídos termicamente, produzindo gás limpo (SÁNCHEZ, 2004a e MENDES et al.,1998). A figura 2 ilustra o moledo concorrente e a disposição das respectivas zonas.

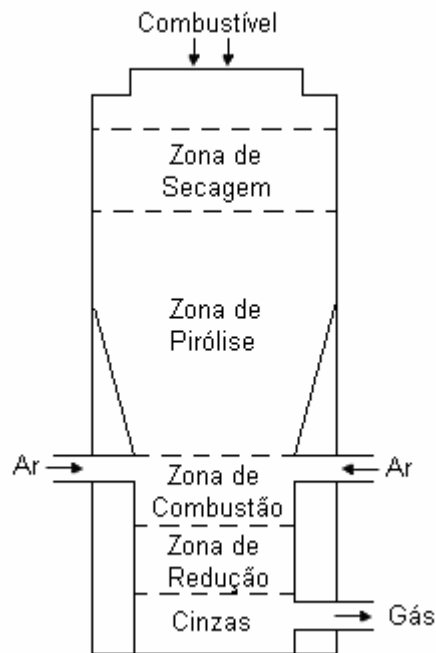


Figura 2: Disposição das respectivas zonas de reação em um gasificador modelo concorrente.

Segundo ASSUMPÇÃO, (1981) a umidade da matéria-prima é fator muito importante nos gasificadores de fluxo concorrente. Como se pode observar na tabela 6, o poder calorífico do gás produzido é bastante influenciado pela umidade da madeira e, se não houver fornecimento adicional de calor, esse tipo de gasificador não pode operar com umidades superiores a 30%. A temperatura da reação também decresce com a umidade e como consequência, há um maior teor de hidrogênio nos gases uma vez que temperaturas baixas favorecem a reação homogênea de deslocamento de água. Isso é confirmado pela redução do teor de CO e aumento do teor de CO₂.

Tabela 6: Influência da umidade do combustível na composição do gás em gasificadores concorrentes.

COMPONENTE (% vol.)	0%	10%	20%	30%
CO	21	16,5	12	6,8
CO ₂	10	12,7	15,3	17,9
H ₂	18,1	18,2	18,9	17,5
H ₂ O	4,6	6,7	9,4	13,7
CH ₄	0,7	1,1	1,7	2,7
N ₂	45,6	44,8	42,7	41,4
PCI (kcal.m ⁻³)	1162	1071	992	887
Eficiência (%)	77,8	76,4	75,4	72,9

Fonte: Gunz, W. (1950), citado por ASSUMPÇÃO (1981).

2.6.4 Fator de ar

O conhecimento das necessidades de ar para combustão é fundamental para o projeto e controle de equipamentos de combustão. Qualquer combustível requer, de acordo com sua composição, uma quantidade específica e calculável de oxigênio ou ar ambiente, chamado de ar estequiométrico. Para que ocorra o processo de gasificação, há a necessidade de uma restrição na entrada de ar do reator, tornando esta menor do que a necessidade estequiométrica do combustível.

O fator de ar (FA) expressa a fração de ar estequiométrica para que ocorra o processo de gasificação. Segundo SÁNCHEZ et al. (1997), o valor do fator de ar para gasificadores de biomassa está na faixa de 0,2 a 0,4, ou seja, de 20% a 40% da necessidade estequiométrica. PAYNE e CHANDRA (1985) relatam testes realizados por diferentes pesquisadores onde foram utilizados fatores de ar que chegaram a variar de 0,18 a 0,78 para gasificadores contracorrentes e concorrentes, porém ressalta que valores altos para o fator de ar possivelmente indicam gasificação incompleta. Ao desenvolver um investigação experimental de um gasificador de biomassa de fluxo concorrente, utilizando com combustível pedaços de madeira, ZAINAL et al. (2002) utilizaram fatores de ar entre 0,259 e 0,46, ou seja, 25,9% a 46%.

2.6.5 Gás combustível

A constituição do gás combustível gerado pela gasificação da biomassa é formada por H₂, CO, CH₄ (combustíveis), CO₂ e N₂, variando-se apenas em quantidade. As características e a composição do gás combustível é influenciada por diversos fatores, como tipo de gasificador e combustível, temperatura da zona de reação, pressão de operação, umidade relativa do ar de combustão, introdução de vapor d'água e teor de oxigênio no comburente (CEMIG, 1986).

O gás produzido nos gasificadores é considerado um gás pobre, devido o fato de possuir na sua composição cerca de 52 a 55% de nitrogênio, um gás inerte sem poder combustível.

Conforme levantamento feito por Bridgewater, citado por SÁNCHEZ et al. (1997), a tabela 7 mostra que as características do gás produzido variam também conforme o tipo de gasificador.

Tabela 7: Características do gás de diferentes tipos de gasificadores para biomassa

GASIFICADOR	COMPOSIÇÃO DO GÁS					PCS MJ.Nm ⁻³	QUALIDADE DO GÁS*
	% volume (base seca)						
	H ₂	CO	CO ₂	CH ₄	N ₂		
Leito Fluidizado	9	14	20	7	50	5,4	Média
Contracorrente	11	24	9	3	53	5,5	Pobre
Concorrente	17	21	13	11	48	5,7	Boa

* Particulados e alcatrão Fonte: Bridgewater (1991), citado por SÁNCHEZ et al. (1997).

Nos gasificadores concorrentes, a umidade do combustível é um dos fatores que mais influencia a composição do gás, sendo que estes tipos de gasificadores não podem operar com umidade acima de 30% (CEMIG, 1986). A temperatura da reação decresce, há redução do teor de CO e aumento do teor de CO₂. A uniformidade da granulometria do combustível é outro fator importante, pois ajuda a evitar a formação de bolsões de gás, devido à formação de regiões mais frias e mais quentes na zona de combustão.

Segundo CEMIG (1986), temperaturas mais elevadas favorecem a formação de H₂ e CO e diminuem a formação de CH₄. Pressões mais elevadas favorecem a formação de CH₄ e diminuem a formação de H₂ e CO. Com o

aumento da umidade relativa do ar, o teor de CO_2 tende a aumentar, além de haver um aumento da concentração de H_2 e CH_4 e redução do teor de CO e da temperatura de reação. O aumento do teor de oxigênio no comburente aumenta a temperatura de reação e também aumenta o poder calorífico do gás, em função da diminuição do teor de nitrogênio.

O tempo de geração do gás em reatores de leito fixo, segundo SÁNCHEZ (2004e) é da ordem de 0,35 segundos. Em gasificadores de leito fluidizado, o mesmo autor variou em testes a velocidade superficial do gás para diferentes combustíveis, na faixa de 0,5 a 1,1 m.s^{-1} . SANTOS (2003) ao testar um gasificador de fluxo concorrente, utilizou velocidades do ar primário no reator que variaram de 0,9 a 2,12 m.s^{-1} , tendo melhores resultados nos valores próximos a 1 m.s^{-1} .

A composição do gás da madeira depende fundamentalmente da umidade da mesma que está sendo gasificada. A figura 3, modificada de (D'ÁVILA e MAKRAY, 1981), foi elaborada a partir de dados experimentais de um gasificador de fluxo descendente.

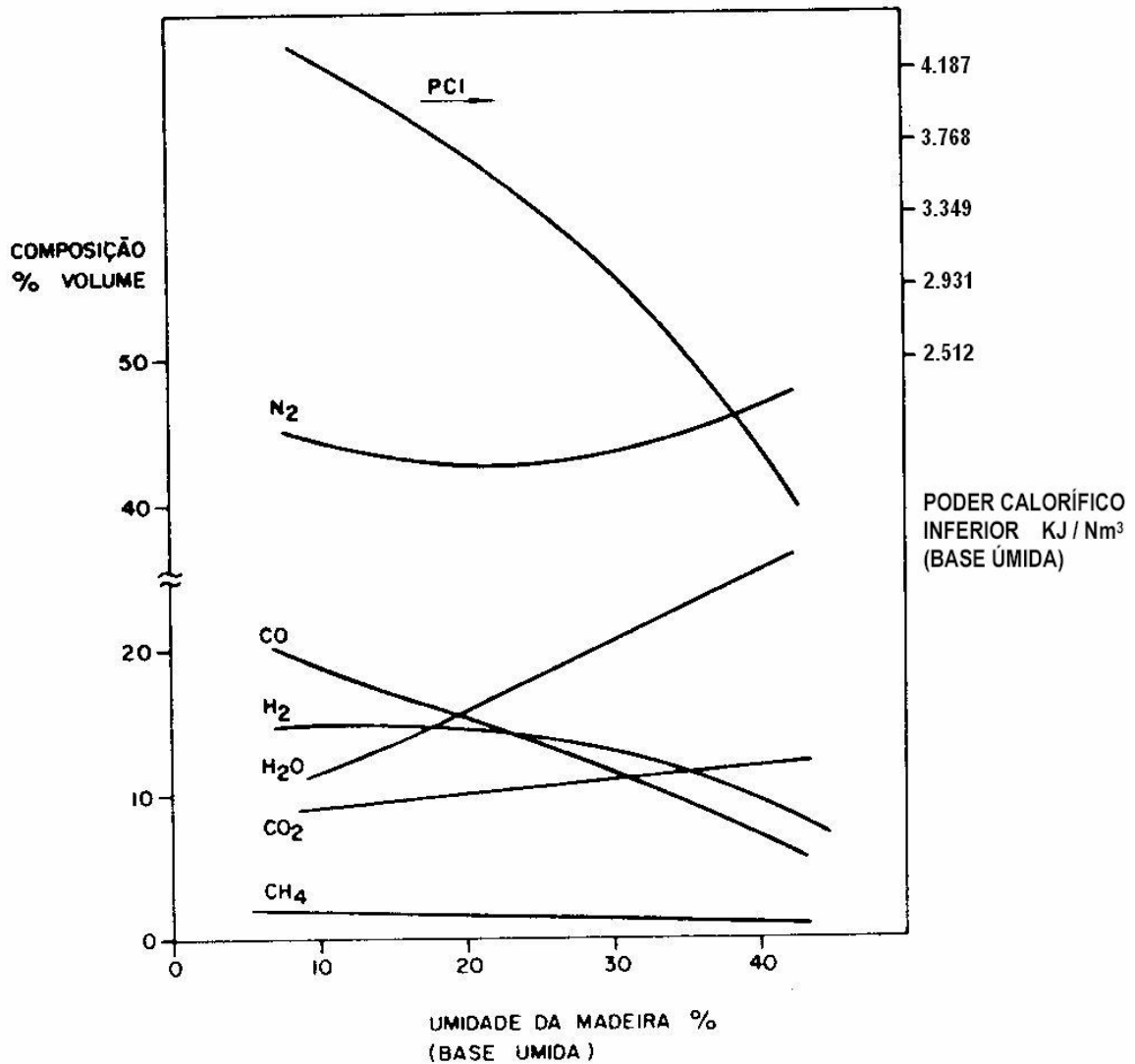


Figura 3: Composição do gás produzido no reator em função da umidade da lenha (modificada de D'ÁVILA e MAKRAY, 1981).

A densidade do gás combustível gerado em gasificadores, utilizada por SÁNCHEZ (2004e) em cálculos de balanço de energia para gasificadores, tem o valor padrão $1,3 \text{ kg.m}^{-3}$ na falta da determinação do valor real. ZAINAL et al. (2002) ao estudar um gasificador concorrente obteve valores de densidade do gás combustível entre $1,08$ e $1,13 \text{ kg.m}^{-3}$.

2.7 Balanço de massa

Volume de controle é um volume no espaço que nos interessa para o estudo, ou análise, de um processo. Pela Lei de Conservação de Massa relacionada a um volume de controle, devemos considerar os fluxos de massa

que entram, saem e também o aumento líquido de massa no interior do volume de controle. Para tanto, podemos considerar (VAN WYLEN et al., 2003):

$$\begin{array}{rcccl} \text{Taxa de} & & \text{vazão em massa} & & \text{vazão em massa que} \\ \text{variação} & = & \text{que entra} & - & \text{sai} \end{array}$$

Este conceito pode ser representado matematicamente por:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (12)$$

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s + \frac{dm_{v.c.}}{dt} = 0 \quad (13)$$

em que

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \text{taxa de variação de massa por unidade de tempo dentro do volume de controle, kg.s}^{-1};$$

$$\sum \dot{m}_e = \text{vazão mássica instantânea que entra no volume de controle pela superfície de controle, kg.s}^{-1}; \text{ e}$$

$$\sum \dot{m}_s = \text{vazão mássica instantânea que sai no volume de controle pela superfície de controle, kg.s}^{-1}.$$

Considerando-se que o processo opere em regime permanente, então o estado da massa, em cada ponto do volume de controle, não varia ao longo do tempo, ou seja, a taxa de variação de massa é nula, temos a equação da continuidade 15 (VAN WYLEN et al., 2003):

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = 0 \quad (14)$$

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (15)$$

2.8 Balanço de energia

A primeira lei da termodinâmica, aplicada aos fluxos de energia, massa e ao volume do sistema, nos mostra que a taxa de variação de energia no volume de controle é devida a taxa líquida de transferência de calor, a taxa líquida de realização de trabalho e aos fluxos de energia total na fronteira do volume de controle, podendo ser expressa matematicamente conforme equação 16 (VAN WYLEN et al., 2003).

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (16)$$

em que

$$\begin{aligned} \frac{dE_{v.c.}}{dt} &= \text{taxa de variação de energia dentro do volume de controle,} \\ &\text{kJ},s^{-1}; \\ \dot{Q}_{v.c.} &= \text{taxa de transferência de calor entre a fornalha e o meio,} \\ &\text{kJ},s^{-1}; \\ \dot{W}_{v.c.} &= \text{trabalho líquido realizado por dispositivos eletro-mecânicos} \\ &\text{acoplados à fornalha, kJ},s^{-1}; \\ h_e, h_s &= \text{entalpia do ar de entrada e saída do volume de controle,} \\ &\text{kJ},\text{kg}^{-1}; \\ V_e, V_s &= \text{velocidade do ar de entrada e saída do volume de controle,} \\ &\text{m},s^{-1}; \\ Z_e, Z_s &= \text{termos relativos a energia da posição, m}; \\ g &= \text{aceleração da gravidade, m},s^{-2}. \end{aligned}$$

Considerando-se que o processo opere em regime permanente, então o volume de controle não se move, relativamente ao sistema de coordenadas, todas as velocidades medidas em relação ao sistema são também velocidades relativas à superfície de controle e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle (VAN WYLEN et al., 2003). Em outras palavras, não há variação de energia durante a operação em regime permanente, o que nos permite deduzir:

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = 0 \quad (17)$$

Segundo LOPES (2002), a velocidade do combustível e das cinzas, respectivamente, na entrada e na saída do volume de controle, num intervalo de tempo em que $dt \rightarrow 0$ pode ser desprezada e admitindo não haver variações de energia potencial e significativa de energia cinética no sistema, entre os demais fluxos de massa que atravessam o volume de controle, a equação da primeira lei da termodinâmica se reduz à equação 18.

$$\dot{Q}_{v.c.} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (18)$$

Segundo SUKUP et al. (1982), a quantidade dos gases de combustão, representados a maior parte por CO₂, não altera significativamente a entalpia específica do ar ao se misturarem, o que pode ser comprovado segundo Gomide e Souza, citados por MELO (1987), na faixa de temperatura de 18 a 250 °C. Desta forma, pode-se utilizar as propriedades termodinâmicas do ar quando se comporta como gás perfeito, ou seja, quando sua densidade é suficientemente

baixa e que as forças intermoleculares e a energia associada a estas possam ser desprezadas.

2.9 Eficiência térmica e global

A eficiência térmica constitui o parâmetro de maior interesse, com relação aos equipamentos de conversão de energia térmica, por estar diretamente associado à redução de custos, o que pode proporcionar economia de combustível. No estudo de sistemas para aquecimento de ar, eficiência térmica expressa a conversão da energia química contida no combustível em energia térmica, para aquecimento do ar. Obviamente nem toda energia contida no combustível é aproveitada para este fim devido às perdas inerentes ao sistema.

A avaliação de desempenho de uma fornalha pode ser feita com base no valor de sua eficiência ou rendimento energético, com base na definição da ASME – American Society of Mechanical Engineers. Esta define a eficiência energética de um sistema, operando em regime permanente, como a razão entre a energia disponível nos produtos da combustão e a energia fornecida ao sistema, conforme GOMES (1988). De acordo com esta definição, a eficiência térmica pode ser expressa por:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{Q}_f} 100 \quad (19)$$

em que

$$\begin{aligned} \eta_t &= \text{eficiência térmica, em \%}; \\ \dot{Q}_d &= \text{energia disponível nos gases de combustão, na saída do sistema } \text{kJ.s}^{-1}; \text{ e} \\ \dot{Q}_f &= \text{energia fornecida ao sistema, } \text{kJ.s}^{-1}. \end{aligned}$$

Em poucas palavras, pode ser definida como a razão entre a energia recebida pelo ar de secagem e a energia térmica liberada pelo combustível. Uma análise exata da eficiência térmica de um sistema requer a utilização dos princípios termodinâmicos e da transferência de calor e massa. Estes princípios requerem conhecimento dos mecanismos que regem as reações químicas de combustão, a composição elementar e imediata do combustível, a composição dos gases de combustão, as propriedades físicas dos reagentes e dos produtos da combustão nas suas fases sólidas, líquidas e gasosas, o fluxo de gases e de

energia no sistema, as temperaturas dos gases, as propriedades dos materiais utilizados e outros parâmetros nem sempre disponíveis na prática (LOPES 2002).

Além destes aspectos, na maioria dos casos, é difícil quantificar com precisão todos os fluxos de massa que atravessam o volume de controle, bem como o fluxo de energia perdido para o meio ambiente, pelas paredes do sistema (BAZZO, 1995). Em uma abordagem mais geral, a aplicação da primeira lei da termodinâmica e da equação da continuidade, nos processos de combustão, em sistemas abertos e em regime de fluxo permanente, tem resolvido satisfatoriamente grande parte dos problemas práticos de combustão, notadamente, aqueles referentes à determinação da eficiência do processo (BAZZO, 1995 e PERA, 1990).

Alguns autores, como CARMAGO (1990), não levam em consideração a energia consumida por estes equipamentos no cálculo da eficiência, por entenderem que se trata de “entrada de energia” no sistema. Segundo eles, o que se deve evidenciar é a eficiência do sistema na conversão da energia do combustível em energia térmica.

Quanto a eficiência global pode-se afirmar que a mesma é resultante do balanço de energia de todo o sistema, ou seja, expressa a eficiência como um todo, por meio do volume de controle. Através desta pode-se quantificar as perdas de energia do volume de controle. Esta pode ser equacionada conforme equação 20.

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_{s\ total}}{\dot{Q}_{e\ total}} 100 \quad (20)$$

em que

η_g = eficiência global, em %;

$\dot{Q}_{s\ total}$ = energia total de saída do volume de controle, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$; e

$\dot{Q}_{e\ total}$ = energia total de entrada do volume de controle, $\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$.

2.10 Análise estatística

A experimentação é uma parte da estatística probabilística que estuda o planejamento, execução, coleta de dados, análise e interpretação dos resultados dos experimentos, sendo importante para todo profissional ligado direta ou indiretamente a área de pesquisa. A análise estatística, em experimentos cujos tratamentos são quantitativos, deve fazer uso de regressão, na busca de uma

equação que expresse matematicamente o comportamento dos tratamentos (STORCK, 1997).

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 O experimento

O experimento foi conduzido na Área Experimental do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Foi projetado e construído um reator para gasificação de biomassa, de fluxo concorrente, ao qual foi acoplado um combustor para queima dos gases produzidos e um sistema de ventilação, composto por um ventilador e um motor. Logo após a sua construção foram feitos ensaios a fim de verificar a sua eficiência.

3.2 Características do combustível

O combustível utilizado para a gasificação foi lenha de eucalipto do parque florestal da UFV. A lenha após estar na área experimental, foi selecionada através das medidas do diâmetro de cada tora e picada com o auxílio de uma serra circular conforme as necessidades do projeto. Logo após foram picadas, os pedaços de lenha foram misturados e amontoados em um único local, a fim de tornar o material o mais homogêneo possível. Além da lenha, foram utilizadas pequenas quantidades de carvão nos testes, que serviram de chama-piloto no combustor dos gases e também pequenas quantidades de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), usado para ignição inicial tanto do carvão como da lenha.

3.2.1 Determinação da composição elementar

Os valores utilizados para a composição elementar da lenha de eucalipto foram os citados por VLASSOV (2001), e para a composição elementar do carvão foram os utilizados por LOPES (2002), tidos como referência, conforme tabela 2.

A determinação da umidade da lenha foi feita por meio do uso de uma estufa da marca Marconi, modelo MA035, com circulação forçada de ar, e de uma balança eletrônica marca Bell, modelo Mark 2200, com capacidade de 2,2 kg e precisão de 0,01g, localizados na Área Experimental. Foram coletadas amostras para cada teste, preparadas em pequenos pedaços, pesadas e colocados na estufa, a temperatura de $103 \pm 3^{\circ}\text{C}$. As amostras foram mantidas na estufa até atingirem peso constante, quando então foram pesadas novamente e tiveram a umidade determinada.

3.2.2 Determinação do poder calorífico

Para a determinação do Poder Calorífico Superior (PCS) da lenha de eucalipto, foi retirado de cada teste uma amostra. Estas, por sua vez, unidas formaram uma única e nova amostra, da qual a medição do PCS foi feita por meio de uma bomba calorimétrica, no Laboratório de Energia da Madeira, no Departamento de Engenharia Florestal da UFV, segundo as normas ASTM D-2015-66.

Já a determinação do Poder Calorífico Inferior seco (PCIs) e do Poder Calorífico Inferior úmido (PClu) foi feito por meio das equações 4 e 5, respectivamente, utilizando-se dados da tabela 2 citados por VLASSOV (2001).

O valor do PCS do carvão foi extraído da tabela 4, conforme LOPES (2002). Já a determinação do PCIs foi feita por meio da equação 4, utilizando-se dados da tabela 2, também citados por LOPES (2002).

O valor do PCI do GLP utilizado foi o citado por WANDER (2001), de aproximadamente $45.000 \text{ kJ.kg}^{-1}$.

3.2.3 Determinação da granulometria e da massa específica do combustível

A determinação da granulometria do combustível foi feita utilizando-se de um paquímetro, no qual foram feitas amostragens para determinação das variações tanto do diâmetro quanto do comprimento do combustível.

A determinação da massa específica foi feita utilizando-se de uma balança marca Filizola, modelo 160 com capacidade de até 500 kg e de uma caixa de madeira de dimensão conhecida, conforme o item 2.5.4, utilizando-se então da equação 4.



Figura 4: Lenha de eucalipto cortada em pedaços, pronta para uso.

3.3 Projeto e cálculo do sistema gerador de calor

Para o dimensionamento do reator, foram necessários estudos prévios sobre o comburente e o combustível a ser utilizado no processo de gasificação. Após isto, realizou-se através de balanços de massa e energia o dimensionamento do sistema.

3.3.1 O comburente

Neste dimensionamento foi utilizado como comburente para o processo de gasificação o ar ambiente. Segundo SÁNCHEZ (2004c), a maioria dos processos industriais de combustão utiliza o ar ambiente como fonte de fornecimento de oxigênio para a combustão.

A composição em base volumétrica pode ser estimada, conforme citam VAN WYLEN et al. (2003) e SÁNCHEZ (2004c), na tabela 8. Com base no peso atômico do oxigênio (16) e do nitrogênio (14), pode-se calcular a composição em base mássica.

Tabela 8: Composição do ar ambiente, em % de volume e massa

ELEMENTO	%, EM VOLUME	%, EM MASSA
O ₂	21	23,2
N ₂	79	76,8

Fonte: VAN WYLEN et al. (2003) e SÁNCHEZ (2004c).

Para que o equipamento projetado possa ser utilizado em diferentes ambientes e situações, tornando-se versátil sem perder eficiência, foram estimadas as condições críticas de trabalho referentes ao comburente.

A temperatura de bulbo seco crítica (T_{bs}) de trabalho foi estimada em 10°C. A umidade relativa crítica (UR) de trabalho foi estimada em 70% (0,7 decimal). A pressão de trabalho (P_t) adotada foi a pressão atmosférica, ou seja, uma atmosfera (1 atm), o que equivale a 101,325 kPa.

Com estes dados, através da tabela das propriedades termodinâmicas do ar, encontradas em VAN WYLEN et al. (2003), extraiu-se a entalpia do ar ambiente seco (h_s) para a temperatura de 10°C (283,15 °K), em quilo Joule por quilograma de ar seco, equivalente a 283,6 KJ.kg⁻¹ as.

A pressão de vapor de saturação (P_{vs}) da água, contida no ar ambiente a temperatura de 10°C e úmido (70%), foi extraída da tabela termodinâmica da água saturada, encontrada em VAN WYLEN et al. (2003), equivalente a 1,2276 kPa. Sabendo-se a P_{vs} e a UR, pode-se calcular a pressão parcial de vapor (P_v) através da equação 21(VAN WYLEN et al., 2003).

$$UR = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (21)$$

em que

- UR = umidade relativa do ar, em decimal;
- P_v = pressão parcial de vapor, em gramas de vapor d'água.cm⁻² de ar seco; e
- P_{vs} = pressão de vapor de saturação, em gramas de vapor d'água.cm⁻² de ar seco.

Então, P_v equivale a 0,85932 kPa.

A pressão total (P_t) é a soma entre a pressão parcial de vapor (P_v) mais a pressão do ar (P_a). Como a P_t equivale a pressão de trabalho, ou seja, 101,325 kPa, pode-se determinar a pressão do ar de trabalho através da equação 22.

$$P_t = P_a + P_v \quad (22)$$

em que

P_t = pressão total, em kPa; e
 P_a = pressão do ar, em kPa.

Então, P_a equivale a 100,46 kPa.

Calcula-se através da equação 23 a razão de mistura do ar (W), em gramas de vapor d'água por quilograma de ar seco (g vapor d'água.kg⁻¹ as) (VAN WYLEN et al., 2003)

$$W = \frac{0,622P_v}{P_a} \quad (23)$$

em que

W = razão de mistura, em gramas de vapor d'água. Kg⁻¹ ar seco.

Então, $W = 0,00532$ kg vapor d'água. Kg⁻¹ as.

Também determinou-se o volume de ar ocupado por unidade de massa de ar seco, ou seja, o volume específico do ar seco, através da equação 24 (ATHIÉ et al., 1998).

$$Ve_s = \frac{R_{ar}(T_{bs} + 273,15)(1 + 1,6078W)}{P_t} \quad (24)$$

em que

Ve_s = volume específico do ar seco, em m³ de ar úmido por kg de ar seco (m³ au. Kg⁻¹ as);

R_{ar} = constante específica do ar seco, em kJ.(kg as °K)⁻¹; e

T_{bs} = temperatura do bulbo seco crítica de trabalho, em °C.

A constante específica do ar seco (R_{ar}) foi extraída da tabela termodinâmica para o ar, encontrada em VAN WYLEN et al. (2003), equivalente a 0,2870 kJ.(kg as °K)⁻¹. Como resultado da equação obteve-se que Ve_s equivale a 0,809 m³au.kg⁻¹as. Sabendo-se que o Ve_s é inversamente proporcional a massa específica seca, determinou-se a massa específica do ar seco (Me_{as}), em kg de ar seco por metro cúbico. Obteve-se então o equivalente a 1,23 kg as.m⁻³.

Tabela 9: Resumo de valores obtidos do ar a 10°C (seco e úmido)

PROPRIEDADE	VALOR CALCULADO/TABELADO
h_s (kJ.kg ⁻¹ as)	283,6
Ve_s (m ³ .kg ⁻¹ as)	0,809
W (kg vapor.kg ⁻¹ as)	0,00532
Me_{as} (kg as.m ⁻³)	1,23

Sabendo-se que a massa específica é a razão da massa pelo volume, calculou-se a massa específica do ar úmido (Me_{au}), considerada como crítica, segundo a equação 29.

$$Me = \frac{m}{V} \quad (25)$$

$$Me_{as} = \frac{m_{as}}{V} \quad (26)$$

$$Me_{as} = \frac{1}{Ve_s} \quad (27)$$

$$Me_{au} = \frac{m_{as} + m_v}{V} \quad (28)$$

$$Me_{au} = \frac{1 + W}{Ve_s} \quad (29)$$

em que

- Me = massa específica do ar, em kg.m⁻³ ;
- M = massa total de ar, em kg;
- V = volume de ar, em m³;
- m_{as} = massa de ar seco, em kg;
- Ve_s = volume específico do ar seco, em m³.kg⁻¹ ar seco;
- Me_{au} = massa específica do ar úmido, em kg de ar úmido.m⁻³; e
- m_v = massa de vapor, em kg.

A massa específica do ar úmido, considerada crítica, ou seja, de trabalho equivale a 1,2426 kg ar úmido. m⁻³.

Como a entalpia (h_s) também é dada em kJ.kg⁻¹as, existe a necessidade de transformá-la para a unidade de ar úmido (kJ.kg⁻¹au), considerando-se assim como a entalpia crítica. Esta entalpia pode ser calculada, segundo VAN WYLEN et al. (2003), pela equação 30.

$$h_u = h_s + Wh_v \quad (30)$$

em que

- h_u = entalpia do ar ambiente úmido, em kJ.kg⁻¹ au; e
- h_v = entalpia de vaporização da água, extraída de tabelas termodinâmicas, em função da pressão e temperatura crítica, em kJ.kg⁻¹.

A temperatura de 10°C, a água apresenta uma entalpia de vaporização de 2519,7 kJ.kg⁻¹, conforme tabela termodinâmica da água saturada (VAN WYLEN et al., 2003), podendo-se com estes dados calcular-se a entalpia do ar úmido. Esta equivale a 297 kJ.kg⁻¹au.

Tabela 10: Resumo das propriedades críticas do ar ambiente

PROPRIEDADE	VALOR CALCULADO
Me _{au} (kg ar úmido. m ⁻³)	1,2426
h _u (kJ.kg ⁻¹ au)	297
Ve _u (m ³ .kg au)	0,804

3.3.2 O Combustível

O combustível utilizado para o dimensionamento do reator foi lenha de eucalipto. Para tanto, foram necessárias conhecer algumas de suas propriedades, para que o equipamento fosse dimensionado de forma condizente com os objetivos.

Estimou-se baseando-se em literaturas a sua massa específica. Conforme cita SANTOS (2003), adotou-se o valor de referência de 400 kg.m⁻³. A umidade de trabalho estimada foi de 20%, base úmida (bu).

A composição elementar da lenha de eucalipto, por unidade de massa, foi estimada conforme cita VLASSOV (2001), contida no item 2.5.1, tabela 2.

Sabendo-se o peso atômico do carbono (12), hidrogênio (1), oxigênio (16) e nitrogênio (14), pode-se calcular a composição elementar de trabalho da lenha de eucalipto, por unidade de volume.

Tabela 11: Estimativa da composição elementar típica da lenha de eucalipto, base seca, em unidade de volume

UNIDADE	C (%)	H (%)	O (%)	N (%)
Volume	3,96	6	2,75	0,071

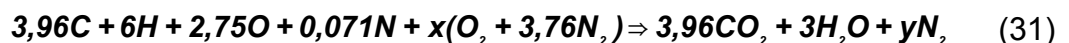
Com esta composição típica dos combustíveis e com as equações contidas na revisão de literatura sobre Poder Calorífico (item 2.5.2), calculou-se o Poder Calorífico Superior (PCS), o Poder Calorífico Inferior seco (PCIs) e o Poder Calorífico Inferior úmido (PClu), que é considerado o de trabalho, por meio das equações 4, 5 e 6. Obteve-se então os valores, conforme tabela 12.

Tabela 12: Estimativa dos cálculos do poder calorífico, para efeito de dimensionamento do sistema

PCS	PCIs	PClu
KJ.kg-1cs	KJ.kg-1cs	KJ.kg-1cu
16.751,37	15.433,77	11.859,01

Após a realização dos cálculos de Poder Calorífico do combustível, partiu-se para o cálculo do ar teórico ou estequiométrico, ou seja, a quantidade exata necessária de ar atmosférico para proporcionar a combustão completa do carbono, hidrogênio e outros elementos presentes no combustível que possam ser oxidados. Este cálculo foi feito com base na análise elementar do combustível e através de cálculos estequiométricos da combustão.

Determinou-se a relação N_2/O_2 do ar ambiente, em unidade de volume. Então $79/21 = 3,76$. Em outras palavras, existem 3,76 volumes de nitrogênio para cada volume de oxigênio no ar ambiente. Supondo que se estivesse trabalhando com 100 kg de lenha de eucalipto, base seca, o balanço estequiométrico ficaria da seguinte maneira:



em que

- C = fração de carbono no combustível, em volume, kmol de C. $100 \text{ kg}^{-1} \text{ cs}$;
- H = fração de hidrogênio no combustível, em volume, kmol de H. $100 \text{ kg}^{-1} \text{ cs}$;
- O = fração de oxigênio no combustível, em volume, kmol de O. $100 \text{ kg}^{-1} \text{ cs}$;
- N = fração de nitrogênio no combustível, em volume, kmol de N. $100 \text{ kg}^{-1} \text{ cs}$;
- x = número de moléculas de O_2 necessárias para a combustão do combustível; e
- y = número de moléculas de N_2 necessárias para a combustão do combustível.

O balanceamento das equações foi feito levando-se em conta a conservação da massa dos elementos químicos, ou seja, para um determinado elemento, carbono, por exemplo, o número de átomos no produto da combustão é o mesmo número de átomos no reagente. Então, a necessidade de oxigênio “x” é calculada fazendo-se o balanceamento dos átomos de oxigênio.

$$2,75 + 2x = 3,96 \cdot 2 + 3$$

$$X = 4,085$$

Já o balanço de nitrogênio “y” foi assim calculado:

$$4,085.2.3,76 + 0,0071 = 2y$$

$$y = 15,39$$

Assim, pode-se então definir que a massa de ar ambiente necessária para a combustão de 100 kg de lenha de eucalipto seca é:

$$4,085(2.16 + 3,76.2.14) = 560,78 \text{ kg de ar seco.}$$

Em outras palavras, a relação estequiométrica ar/combustível equivale a:

$$(560,78 \text{ kg ar seco}) / (100 \text{ kg combustível seco}) = 5,607 \text{ kg as.kg}^{-1}\text{cs} \text{ (4,53 m}^3\text{.kg}^{-1}\text{cs).}$$

Transformando a relação de ar estequiométrica em unidade de ar úmido e combustível seco:

$$5,607.(1+0,00532) = 5,63 \text{ kg au.kg}^{-1}\text{cs} \text{ (4,53 m}^3\text{.kg}^{-1}\text{cs).}$$

Transformando-se para a unidade de ar seco e combustível úmido:

$$5,607.(1-0,2) = 4,486 \text{ kg as.kg}^{-1}\text{cu} \text{ (3,628 m}^3\text{.kg}^{-1}\text{cu).}$$

Transformando-se para a unidade de trabalho, ou seja, ar úmido e combustível úmido:

$$5,607.(1+0,00532).(1-0,2) = 4,501 \text{ kg au.kg}^{-1}\text{cu} \text{ (3,63 m}^3\text{.kg}^{-1}\text{cu).}$$

Para efeitos de dimensionamento do reator, foi usado o fator de ar de 30%. A tabela 13 a seguir demonstra detalhadamente a massa e o volume de ar estequiométrico necessário para que ocorra a gasificação da lenha de eucalipto, para a condição de fator de ar 0,3 e outros, com o ar ambiente nas condições críticas.

Tabela 13: Relação ar/combustível e as diferentes quantidades de ar, em unidades de massa e de volume, conforme o fator de ar

FATOR DE AR	UNIDADE DE MASSA				UNIDADE DE VOLUME	
	kg as. kg ⁻¹ cs	kg au. kg ⁻¹ cs	Kg as. kg ⁻¹ cu	kg au. kg ⁻¹ cu	m ³ . kg ⁻¹ cs	m ³ . kg ⁻¹ cu
1,0	5,607	5,63	4,486	4,501	4,53	3,63
0,2	1,12	1,13	0,90	0,9	0,9	0,73
0,3*	1,68	1,69	1,35	1,35	1,36	1,09
0,4	2,24	2,25	1,79	1,8	1,81	1,44

* Fator de ar padrão utilizado no dimensionamento

3.3.3 Balanço de massa e energia

Com base nos princípios e leis da termodinâmica e também conforme a disposição dos equipamentos utilizados no sistema, realizou-se os balanços de massa e energia para o sistema como um todo, e para o gasificador, combustor e misturador em particular.

- O Sistema (total)

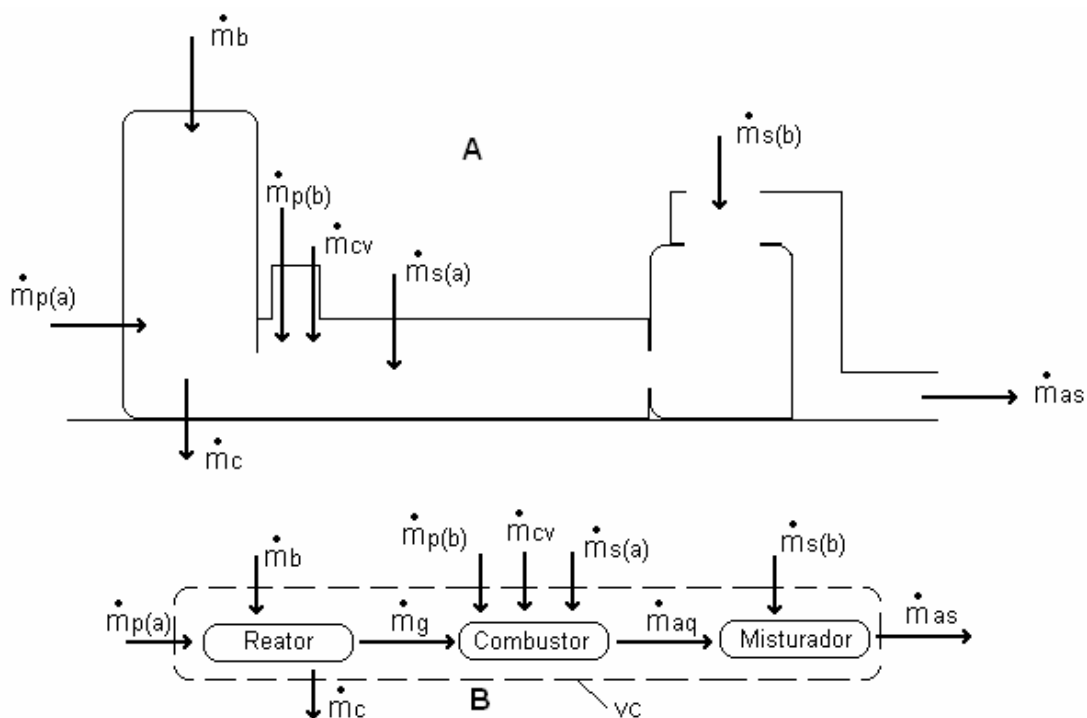


Figura 5: Disposições do sistema: A = ilustrado; B = simplificado, especificando o volume de controle (VC).

Com esta disposição e esquema, podemos equacionar o balanço de massa através do seguinte maneira:

$$\dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_b + \dot{m}_{p(b)} + \dot{m}_{cv} + \dot{m}_{s(a)} + \dot{m}_{s(b)} = \dot{m}_c + \dot{m}_{as} \quad (32)$$

em que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p(a)} &= \text{vazão mássica de ar primário no reator, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_b &= \text{vazão mássica de biomassa, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_{p(b)} &= \text{vazão mássica de ar primário no combustor, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_{cv} &= \text{vazão mássica de carvão, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_{s(a)} &= \text{vazão mássica de ar secundário no combustor, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_{s(b)} &= \text{vazão mássica de ar secundário no misturador, em kg.h}^{-1}; \\ \dot{m}_c &= \text{vazão mássica das cinzas, em kg.h}^{-1}; \text{ e} \\ \dot{m}_{as} &= \text{vazão mássica do ar de secagem, em kg.h}^{-1}. \end{aligned}$$

Quanto ao balanço de energia podemos descrever a equação 33.

$$\dot{m}_{p(a)} h_u + \dot{m}_b PCI_u + \dot{m}_{p(b)} h_u + \dot{m}_{cv} PCI_{cv} + \dot{m}_{s(a)} h_u + \dot{m}_{s(b)} h_u = \dot{m}_c PCI_c + \dot{m}_{as} h_{as} + \dot{Q}_{v.c.} \quad (33)$$

em que

$$\begin{aligned} h_u &= \text{entalpia do ar ambiente úmido, em kJ.kg}^{-1}; \\ PCI_u &= \text{poder calorífico inferior úmido da biomassa, em kJ.kg}^{-1}cu; \\ PCI_{cv} &= \text{poder calorífico inferior do carvão, em kJ.kg}^{-1}; \\ PCI_c &= \text{poder calorífico inferior das cinzas, em kJ.kg}^{-1}; \\ h_{as} &= \text{entalpia do ar de secagem, em kJ.kg}^{-1}; \text{ e} \\ \dot{Q}_{v.c.} &= \text{taxa de transferência de calor entre a fornalha e o meio, kJ.h}^{-1}; \end{aligned}$$

- O Reator

Para o reator, o balanço de massa (equação 34) e energia (equação 35) ficou assim definido:

$$\dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_g \quad (34)$$

$$\dot{m}_{p(a)} h_u + \dot{m}_b PCI_u = \dot{m}_c PCI_c + \dot{m}_g PCI_g + \dot{Q}_{v.c.} \quad (35)$$

em que

$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \text{vazão mássica do gás, em kg.h}^{-1}; \text{ e} \\ PCI_g &= \text{poder calorífico inferior do gás, em kJ.kg}^{-1}. \end{aligned}$$

- O Combustor

Para o combustor, o balanço de massa (equação 36) e energia (equação 37) ficou assim definido:

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} = \dot{m}_{aq} \quad (36)$$

$$\dot{m}_g PCI_g + \dot{m}_{p(b)} h_u = \dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{Q}_{v.c.} \quad (37)$$

em que

$$\dot{m}_{aq} = \text{vazão mássica de ar quente, em kg.h}^{-1}; \text{ e}$$

$$h_{aq} = \text{entalpia do ar quente, em kJ.kg}^{-1}.$$

- O Misturador

Para o misturador, o balanço de massa (equação 38) e energia (equação 39) ficou assim definido:

$$\dot{m}_{aq} + \dot{m}_{s(b)} = \dot{m}_{as} \quad (38)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_{s(b)} h_u = \dot{m}_{as} h_{as} + \dot{Q}_{v.c.} \quad (39)$$

Estimou-se a potência do reator requerido em 80kW e a sua eficiência em 70% (0,7 decimal). Com estes dados, calculou-se a potência a ser gerada pelo reator.

$$\eta_{reator} = \frac{E_{saída}}{E_{entrada}} \quad (40)$$

em que

$$\eta_{reator} = \text{eficiência do reator, em decimal};$$

$$E_{saída} = \text{energia total de saída do reator, em kJ}; \text{ e}$$

$$E_{entrada} = \text{energia total de entrada, em kJ}.$$

Como 80 kW equivale a 80 MJ.s⁻¹, alterando-se o tempo de segundos para horas temos o equivalente a 288 MJ.h⁻¹. Aplicando-se a equação 40, calculou-se que a energia de saída equivale a 411,42 MJ.h⁻¹.

Tendo em mãos a energia de saída necessária e desconsiderando-se o poder calorífico das cinzas, através do balanço de energia do reator, calculou-se a massa real de ar e a massa real de combustível a ser consumida por hora para a geração da potência desejada, considerando-se o fator de ar 0,3.

Chegou-se aos seguintes valores: 45,26 kg as.h⁻¹ e 33,53 kg cu.h⁻¹.

Através do balanço de massa do reator, calculou-se a vazão mássica de gás gerado, o que equivaleu a 78,39 kg de gás úmido. h⁻¹. A densidade média do

gás combustível estimada foi de 1,3 kg gás.m⁻³ conforme item 2.6.5. Obteve-se então o volume de gás produzido, equivalente a 60,3 m³ de gás úmido. h⁻¹.

Como a energia de saída do reator está toda ela concentrada no gás, pode-se calcular então o poder calorífico inferior do gás úmido, em unidade de volume em unidade de massa. O resultado, para a unidade em volume foi de 4,77 MJ.m⁻³, valor este próximo dos citados pela literatura (item 2.6.5). Em unidade de massa, este valor equivale a 3,67 MJ.kg⁻¹ de gás úmido.

Estimou-se a velocidade média do gás ao passar pela grelha como sendo um valor muito próximo ao de entrada de ar primário no reator (item 2.6.5). Esta velocidade mínima estimada foi de 0,5 m.s⁻¹.

Como têm-se a vazão de 60,3 m³.h⁻¹ de gás combustível produzido no reator, determinou-se então a abertura que deve existir na grelha, em m², o que equivaleu a 0,0335 m² ou 335 cm².

Sabendo-se a proporção de superfície fechada para a superfície aberta da grelha, calculou-se a área total da grelha. Como terão que ser adaptadas grelhas de fornalhas para o reator, estimou-se através de testes preliminares uma abertura de 40%. Para tanto, a área total da grelha deve ser de 0,08375 m², ou seja, 837,5 cm². Aplicando-se a equação da área de um círculo, pode-se chegar ao valor de um raio de 0,1632 m ou 16,32 cm.

Como a massa específica da lenha estimada equivale a 400 kg.m⁻³, e o consumo estimado em 33,53 kg de cu.h⁻¹, pode-se afirmar que o volume mínimo do reator deve ser de 0,0838 m³. Com este valor, para pode-se então definir, com base na área do reator, a altura mínima do reator, o que equivaleu a 1 m.

Calculou-se então a vazão mássica de ar primária para o combustor, estimando-se o excesso de ar para a queima completa do gás (PAYNE e CHANDRA, 1985). Caso ocorre-se a combustão completa da lenha, temos que:

$$\dot{m}_b m_{ar. \acute{u}mido}^{tu} FA_{est} = \dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_{p(b)} \quad (41)$$

em que

FA_{est} = fator de ar estequiométrico, equivalente a 1 (decimal).

Como no combustor usa-se excesso de ar para a combustão completa, e estimando-se este valor em 20%, ou seja, FA_c = 120% ou 1,2 (decimal), temos que:

$$\dot{m}_b m_{ar.úmido}^{tu} FA_c = \dot{m}_{p(a)} + \dot{m}_{p(b)} \quad (42)$$

em que

FA_c = fator de ar do combustor, equivalente a 1,2 (decimal).

Então, a vazão mássica de ar primária no combustor necessária para a combustão completa dos gases, com excesso de 20%, equivaleu a 135,84 kg au.h⁻¹. Como a ME_{au} equivale a 1,2426, a vazão volumétrica de ar primário no combustor é de 109,32 m³.h⁻¹.

Para efeito do cálculo da vazão mássica do ar quente que sai do combustor, desconsiderou-se a entrada de ar secundário no combustor, que serviria como trocador de calor, ou seja, $\dot{m}_{s(a)} = \text{zero}$. Então, ao invés da equação 43, utilizou-se a equação 44.

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} + \dot{m}_{s(a)} = \dot{m}_{aq} \quad (43)$$

$$\dot{m}_g + \dot{m}_{p(b)} = \dot{m}_{aq} \quad (44)$$

Como resultado, obteve-se que a vazão mássica de ar quente que sai do combustor, resultante da queima dos gases e da entrada de ar primária para o combustor equivale a 214,23 kg aq.h⁻¹.

Por meio do balanço de energia feito a partir da equação 44, calculou-se a entalpia do ar quente, em kJ.kg⁻¹ aq, estimando-se a eficiência do combustor em 100%.

Esta equivale a 1531,27 kJ.kg⁻¹ aq.

Com base no balanço de massa do misturador, partiu-se para a determinação da massa de ar secundária necessária para que a temperatura do ar de secagem fosse a esperada. Para tanto, as propriedades do ar de secagem foram calculadas considerando-se um aquecimento do ar ambiente até a temperatura do ar de secagem, ou seja, o aquecimento do ar ambiente crítico a temperatura de 10°C e umidade relativa de 70% para a temperatura de 100°C. Como é um aquecimento, considerou-se que a razão de mistura mantivesse a mesma. As propriedades foram as seguintes:

Tabela 14: Resumo das propriedades termodinâmicas do ar de secagem

PROPRIIDADE	VALOR CALCULADO
T_{as} (°C)	100
W (kg vapor.kg ⁻¹ as)	0,00532
V_{es} (m ³ au.kg ⁻¹ as)	1,066
$h_{as s}$ (kJ.kg ⁻¹ as)	374,14
Me_{au} (kg.m ⁻³)	0,943
h_v (kJ.kg ⁻¹)	2676
$h_{as u}$ (kJ.kg ⁻¹ au)	388,37

Com relação ao balanço de massa e energia, pode-se deduzir que:

$$\dot{m}_{aq} + \dot{m}_s = \dot{m}_{as} \quad (45)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_s h_u = \dot{m}_{as} h_{as} \quad (46)$$

$$\dot{m}_{aq} h_{aq} + \dot{m}_s h_u = (\dot{m}_{aq} + \dot{m}_s) h_{as} \quad (47)$$

Por meio da equação 47, calculou-se vazão mássica de ar secundário necessária no sistema, sendo que esta equivaleu a 2688,4 kg au.h⁻¹. Transformando este valor para vazão volumétrica, obteve-se o valor de 2163,5 m³.h⁻¹ ou 36,05 m³.min⁻¹ para o ar secundário.

Com estes dados, calculou-se então a vazão mássica do ar de secagem, o que equivaleu a 2902,63 kg au.h⁻¹. Corrigindo-se este valor para vazão volumétrica, esta equivaleu a 3078,08 m³.h⁻¹ ou 51,30 m³.min⁻¹.

Para tanto, a vazão mássica do ventilador deve ser no mínimo de 48,37 kg au.min⁻¹, sem considerar as perdas de carga do sistema.

3.4 Construção do sistema gerador de calor

A construção do sistema foi feita em etapas, sendo que as mesmas são descritas a seguir.

3.4.1 Construção do reator

A construção do sistema iniciou-se pela base para suporte do reator, a qual também teve a função de cinzeiro. Foram construídas duas paredes de tijolos refratários, distanciadas um metro uma da outra, e sobre estas foram

colocadas as barras de ferro fundido que constituíram em seu conjunto a grelha, estrutura esta que posteriormente recebeu um revestimento lateral de tijolo de barro. Sobre a grelha foram colocadas as manilhas feitas de cimento (25kg), areia (54litros) e brita (45litros), sendo que a primeira foi a inferior, a segunda a mediana e a terceira a superior. Posteriormente, estas manilhas de concreto foram revestidas internamente com tijolo refratário. As 3 manilhas tinham 0,50 m de altura cada, com diâmetro interno de 0,60 m, sendo que na manilha mediana encontravam-se as 8 aberturas de diâmetro de 0,05 m cada e distribuídas uniformemente uma da outra, para entrada do ar primário no reator. Com chapa metálica foi feita a tampa do cinzeiro, para permitir a retirada as cinzas, e a tampa do reator, que servia para permitir o abastecimento do reator, sendo que em condições de trabalho esta permanecia fechada, não permitindo a entrada de ar na porção superior do reator.



Figura 6: Detalhes da construção do reator

O gás produzido era succionado pelo sistema de ventilação, sendo forçado a passar pela grelha chegando ao combustor.

3.4.2 Construção do combustor

A câmara de combustão dos gases produzidos tinha início logo após a saída dos gases do reator pela grelha. Nesta saída, foi colocada uma célula de queima, ou seja, uma espécie de depósito, construída com barras de ferro maciço. Nesta célula era colocado o carvão, o qual serviria de chama piloto para o gás proveniente do reator, após estar em brasas, a fim de evitar que a combustão dos gases cesse, em certas circunstâncias, causando risco de explosão. Todo este local estava revestido com tijolo refratário, tendo também as três entradas de ar primárias para o combustor e uma janela de vidro temperado, a qual permitia visualizar o gás em combustão. Logo após a célula de queima encontrava-se um tubo metálico, que tinha a função de manter a queima do gás ao longo do tubo, devido possíveis variações no comprimento da chama do gás em combustão.



Figura 7: Detalhes da construção do combustor.

Ao longo do cano de metal foi feita uma estrutura de lajota, na qual encontravam-se quatro aberturas para a estrada de ar secundário, servindo assim também como um trocador de calor. Em suma, o ar quente de saída do combustor era uma mistura do produto da combustão do gás com o ar do trocador de calor, parte do combustor.

3.4.3 Construção da câmara de mistura

O ar quente, proveniente do combustor passa então para o misturador. Este era composto por uma espécie de cilindro de lajota (alvenaria), sendo que o ar quente entrava na parte inferior e saía pela parte superior. Na parte superior encontrava-se uma abertura de ar secundária, que tinha a função de permitir a regulação da temperatura do ar de secagem. Além disto, o misturador também servia como uma espécie de quebra-fagulhas, caso houvesse necessidade. Ao sair do misturador, o ar de secagem era conduzido até o sistema de ventilação, por um duto retangular construído de lajota (alvenaria).



Figura 8: Detalhes da construção da câmara de mistura.

3.4.4 Sistema de ventilação

O ar de secagem, proveniente do câmara de mistura, era succionado por um ventilador centrífugo acoplado a um motor por meio de correias tipo A62. O motor elétrico era trifásico, marca WEG, com potência de 3 CV e rotação de 1725 rpm.



Figura 9: Detalhes do sistema de ventilação.

3.5 Instrumentação e medições

É indispensável a instrumentação do sistema através de equipamentos precisos e posicionados nos devidos pontos críticos para que se consigam dados confiáveis e para que se possa fazer uma análise segura dos mesmos, através das equações de balanço de massa e energia.

O sistema foi composto por 8 pontos de leitura da temperatura, além da temperatura e umidade relativa do ar ambiente. Quanto as aberturas do sistema, do total de 13 aberturas em apenas 10 destas ocorria a entrada de ar para o sistema, pontos estes nos quais foram feitas as leituras da velocidade do ar. A figura 10 mostra os pontos de leituras da temperatura no sistema as aberturas para as leituras da velocidade do ar de entrada.

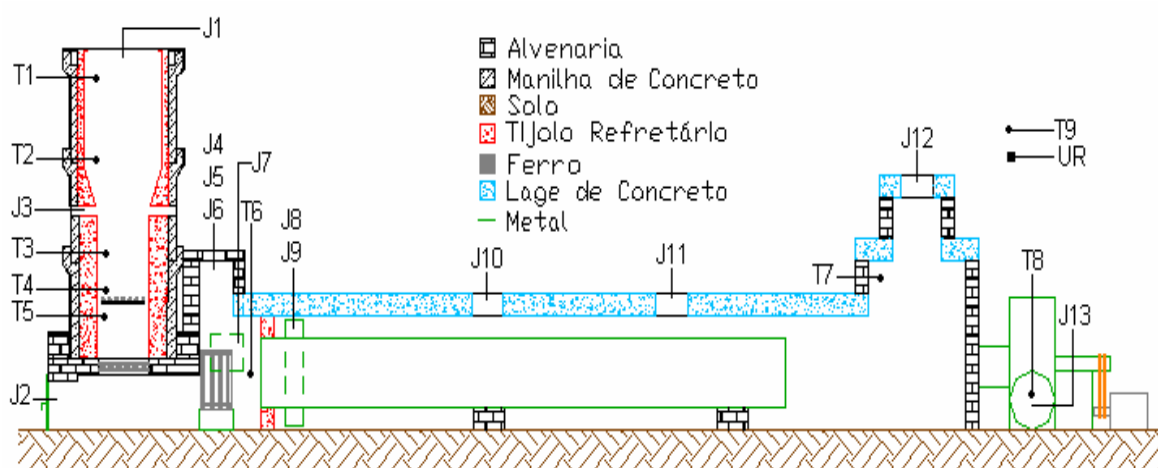


Figura 10: Detalhes da disposição dos termopares (T) e das aberturas (J) do sistema.

A temperatura do ar ambiente foi representada como T9, e a umidade relativa do ar ambiente como UR, medidos por um termo-higrógrafo. Quanto aos termopares, os mesmos estavam posicionados nos seguintes pontos:

- T1 = Temperatura da zona de secagem;
- T2 = Temperatura da zona de pirólise;
- T3 = Temperatura da zona de combustão;
- T4 = Temperatura da zona de redução;
- T5 = Temperatura do gás de saída da zona de redução;
- T6 = Temperatura do combustor;
- T7 = Temperatura da câmara de mistura;
- T8 = Temperatura do ar de secagem (saída);

Quanto as aberturas do sistema, as mesmas foram assim determinadas ao longo do sistema:

- J1 = Abertura para abastecimento de biomassa;
- J2 = Abertura do cinzeiro;
- J3 = Abertura do ar primário no reator;
- J4 = Abertura do ar primário no reator – central
- J5 = Abertura do ar primário no reator – direita
- J6 = Abertura do ar primário no reator – esquerda
- J7 = Visualização da chama no combustor;
- J8 = Abertura do trocador de calor do combustor – lateral direita
- J9 = Abertura do trocador de calor do combustor – lateral esquerda
- J10 = Abertura do trocador de calor do combustor – superior primeira
- J11 = Abertura do trocador de calor do combustor – superior segunda
- J12 = Abertura do ar de mistura; e
- J13 = Abertura de saída do ar de secagem.

3.5.1 Sensores de temperatura

Foram utilizados na medição das temperaturas, para os diferentes pontos de leituras no sistema, termopares tipo K (cromel-alumel) conectados a termômetros digitais, marca Dwyer, modelo TC-10 (Type K), com capacidade de leituras de temperaturas na faixa de -50°C a 1300°C , com precisão de $\pm (0,3\% \text{ rdg} + 1^{\circ}\text{C})$. Em alguns pontos fez-se o uso de uma chave-conectora, conectada aos termopares. A figura 10 mostra a disposição dos termopares e seus respectivos números no sistema.

3.5.2 Medidas das velocidades, áreas e cálculo das vazões

Para a determinação das velocidades do ar de entrada e saída do sistema, nas diferentes aberturas, foram utilizados dois anemômetros de pás rotatórias. Para tanto, os mesmos foram dispostos em diferentes locais da abertura, sendo que quanto maior era a abertura, maior era o número de pontos leituras para a mesma. Um deles, da marca Intrutherm, modelo TAVR-650, media velocidades de $0,0$ a $45,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (com uma precisão de $\pm 0,1$) e foi o mais usado. O outro, que foi utilizado apenas quando as aberturas eram pequenas para o diâmetro do modelo anterior era da marca Omega (Omega Engineering, Inc), modelo HFF-710C, com capacidade de leitura de 0 a $35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ e precisão de $\pm 2\%$. Para a obtenção da média da velocidade do ar em cada abertura, procurando-se reduzir o erro, faziam-se várias leituras para cada abertura, conforme as

dimensões permitiam. Com o auxílio de uma trena foram medidas as áreas de cada abertura, e então calculadas as respectivas vazões, tanto para as entradas como para a saída. A figura 11 ilustra os anemômetros utilizados nas medições de velocidades.

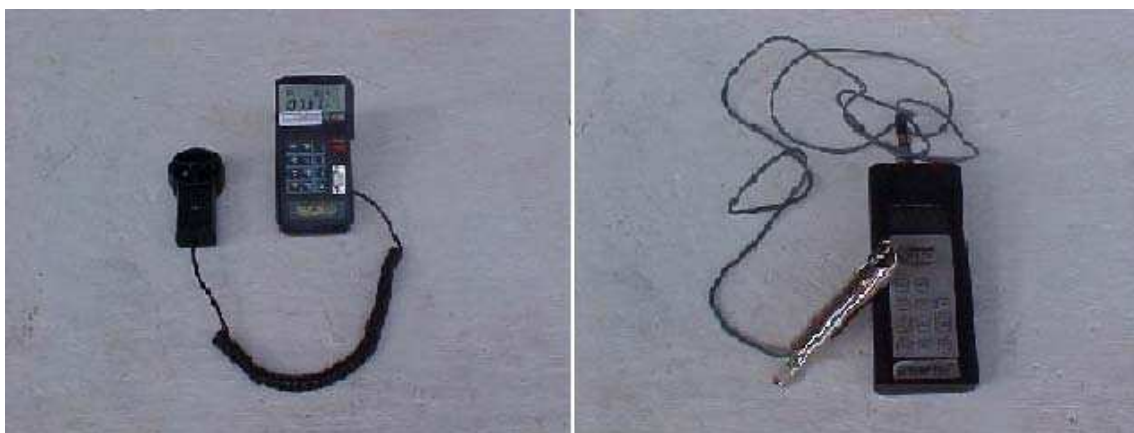


Figura 11: Anemômetros utilizados para a coleta de dados nas diferentes aberturas.

3.5.3 Determinação da temperatura e umidade relativa do ar ambiente

Para a determinação das características do ar ambiente, utilizou-se um termo-higrógrafo, fabricado pela empresa Hidrologia S.A., aparelho THG-1, o qual media a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente. O mesmo ficava disposto a sombra e distante de tal modo do sistema gerador de calor a fim de não sofrer influência do sol e do ar aquecido pelo sistema.

3.6 Funcionamento e operação do sistema

3.6.1 Abastecimento

A massa total de lenha utilizada por teste para gasificação foi de 60 kg. Porém, deste total de lenha, o que na prática equivalia a 9 latas, 2 latas de combustível não eram carregadas no início, para serem usadas no reabastecimento do reator. O abastecimento do reator com a lenha foi feito retirando-se a tampa superior e colocando-se 7 latas e combustível. Quando via-se que o combustível da zona de secagem e pirólise estava chegando à zona de combustão, pelas entradas do ar primário, procedia-se então o reabastecimento com as 2 latas restantes, totalizando os 60 kg de lenha. Quanto ao carvão, este era colocado na célula de queima do combustor, até completar o seu volume.

3.6.2 Regulagens e início da ignição

O início do processo era feito com um lança-chamas, acoplado ao GLP. Iniciava-se a combustão do carvão, com o sistema de ventilação desligado, para facilitar este processo. Depois de verificado que o carvão estava em combustão, todas as entradas de ar do sistema eram fechadas, com exceção a do ar primário do reator, e o sistema de ventilação era acionado. Com isto utilizavam-se dois lança-chamas para a ignição da lenha pelas entradas do ar primário, sendo um retirado do carvão, dando início ao processo de gasificação no reator. Os lança-chamas permaneciam na lenha até que se observasse o início da gasificação e a temperatura na zona de combustão atingisse aproximadamente 700°C. Após isto, retiravam-se os lança-chamas e procediam-se regulagens até atingir o ponto ideal de funcionamento, ou seja, gás limpo, para dar início a coleta de dados.

3.6.3 Início da gasificação

Com a estabilização do sistema na produção de gás de qualidade, ou seja, com o sistema fornecendo ar quente e limpo, sem fumaça, iniciava-se a coleta de dados. Foram realizadas medidas de temperaturas em todos os oito diferentes pontos do sistema mais a temperatura ambiente e a umidade relativa do ar, no intervalo de 15 minutos. O tempo zero foi considerado o início da produção de gás limpo, sem fumaça.

Quanto às medidas de velocidades tanto do ar de entrada como do ar de saída, nas diferentes 10 aberturas do sistema que permitiam a passagem de ar, estas também tiveram início no tempo zero, porém foram realizadas a cada 30 minutos.

3.6.4 Final da gasificação

O final da gasificação foi caracterizado pelo fim da produção de gás no reator e conseqüente não formação da chama no combustor. Neste instante procedia-se a última medição de temperatura e velocidades nas janelas. Convém salientar que, neste último momento de leitura, as velocidades do ar de entrada primária no reator aumentavam em muito, quando comparadas com as medições

anteriores, devido ao fato de a camada de lenha ser menor, não oferecendo tanta resistência à passagem do ar.

3.7 Parâmetros relacionados ao funcionamento do sistema

Com base nos dados coletados no decorrer de cada teste, partiu-se para o estudo dos mesmos na busca dos resultados. Para cada teste obteve-se o tempo de gasificação (gás limpo), ou seja, o tempo em que sistema operou de maneira constante e ideal, produzindo ar quente e limpo conforme os objetivos, e também o tempo total de queima de combustível. A partir disso, calculou-se a vazão mássica de lenha, de carvão, de GLP e a produção de cinzas, por meio da medida das respectivas massas durante cada teste. Com as medidas de velocidade nos diferentes pontos do sistema, associados com a medida da área de cada abertura, pode-se calcular a vazão volumétrica do ar de secagem.

Com os dados de temperatura do ar de secagem e de temperatura e da umidade relativa do ar ambiente, com o auxílio do programa GRAPSI V 5.1 (2003) calcularam-se as propriedades termodinâmicas do ar ambiente (entrada) e do ar aquecido (saída) a pressão atmosférica de 98,1 kPa (pressão atmosférica de Viçosa). Com estes dados em mãos, fez-se as devidas correções para os valores de entalpia e o cálculo da massa específica do ar úmido, conforme VAN WYLEN et al. (2003) e as equações 29 e 30.

Então, pode-se calcular a vazão mássica do ar de secagem. A partir desta, calculou-se a vazão mássica do ar de entrada no sistema, levando-se em consideração o balanço de massa da equação 48.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{as} - \dot{m}_b - \dot{m}_{cv} \quad (48)$$

em que

$$\dot{m}_a = \text{vazão mássica total de ar de entrada no sistema, em kg.h}^{-1}.$$

Por meio da potência do motor, calculou-se o consumo de energia pelo mesmo, durante o período de funcionamento. Quanto ao PCI dos combustíveis, para o carvão e o GLP utilizaram-se os citados por LOPES (2002) e WANDER (2001) contidos no item 2.5.2. Para a lenha de eucalipto utilizou-se o valor calculado resultante do laudo da determinação do Poder Calorífico Superior emitido pelo Laboratório de Energia da Madeira/DEF/UFV.

Com os dados das velocidades de entrada de ar primário no reator e as respectivas áreas, calculou-se a vazão volumétrica de ar primário no reator, e com o uso do valor da massa específica úmida do ar ambiente, calculou-se a vazão mássica de ar primário no reator.

A massa de ar úmido estequiométrica necessária para a combustão completa da lenha foi calculada por meio da equação 11 e também a vazão mássica estequiométrica, em função do consumo de combustível.

3.7.1 Cálculo do fator de ar

O fator de ar (FA) nada mais é do que a razão entre a massa de ar utilizada na gasificação e massa de ar estequiométrica calculada para a combustão completa do combustível úmido, obtido através da equação 49.

$$FA = \frac{\dot{m}_{p(a)}}{m_{ar.umido}^{tu} \dot{m}_b} \quad (49)$$

em que

$$\begin{aligned} FA &= \text{fator de ar, em decimal; e} \\ \dot{m}_b &= \text{vazão mássica de biomassa, em kg.h}^{-1}. \end{aligned}$$

Já a vazão mássica de biomassa pode ser calculada por meio da seguinte equação 50.

$$\dot{m}_b = \frac{M_b}{\Delta t} \quad (50)$$

em que

$$\begin{aligned} M_b &= \text{massa total de lenha utilizada na gasificação, em kg; e} \\ \Delta t &= \text{tempo total de combustão, em h.} \end{aligned}$$

3.7.2 Cálculo das eficiências

O cálculo das eficiências apresenta um papel fundamental na avaliação de um sistema gerador de calor.

Para a eficiência térmica do sistema, foi levado em consideração a equação 19 do item 2.9, para com o volume de controle do sistema gerador de calor. Além disto, foram levados em consideração alguns fatores:

- a combustão dos gases foi completa;
- a quantidade de partículas de carbono arrastadas ou presentes nas cinzas foi desprezível;
- o sistema operava em regime permanente;
- o consumo de energia por equipamentos eletromecânicos é desprezível; e
- a vazão mássica do ar que entra no volume de controle é a diferença entre a vazão mássica do ar de saída e a vazão mássica dos combustíveis (lenha e carvão).

Para tanto, o cálculo da eficiência térmica se resume a equação 51 e 52.

$$\eta_t = \frac{\dot{m}_{as} (h_{as} - h_u)}{\dot{m}_b PCI_u + \dot{m}_{cv} PCI_{cv}} 100 \quad (51)$$

$$\eta_t = \frac{\dot{V}_{as} Me_{au} (h_{as} - h_u)}{\dot{m}_b PCI_u + \dot{m}_{cv} PCI_{cv}} 100 \quad (52)$$

em que

η_t = eficiência térmica do sistema, em %, e

\dot{V}_{as} = vazão volumétrica do ar de secagem, em $m^3 \cdot h^{-1}$.

Quanto ao cálculo da eficiência global, foi levado em consideração a equação 20 do item 2.9, ajustado devidamente ao volume de controle. A equação 53 representa o cálculo da eficiência global do sistema.

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_{as} h_{as}}{\dot{m}_a h_u + \dot{m}_b PCI_u + \dot{m}_{cv} PCI_{cv} + \dot{m}_{GLP} PCI_{GLP} + E_{MOT}} 100 \quad (53)$$

em que

η_g = eficiência global do sistema, em %;

\dot{m}_{GLP} = vazão mássica do GLP utilizado, em $kg \cdot h^{-1}$;

PCI_{GLP} = poder calorífico inferior do GLP, em $kJ \cdot kg^{-1}$;

E_{MOT} = energia calculada consumida pelo motor, em $kJ \cdot h^{-1}$

3.8 Análise estatística

Para a caracterização do experimento, convencionou-se utilizar durante os testes a realização de três tratamentos e duas repetições, sendo que os tratamentos seriam diferentes fatores de ar (20%, 30% e 40%). Devido a dificuldade de se fixar o fator de ar entre os valores pré-determinado durante e

entre cada teste, adotou-se a metodologia em que, os dados obtidos nos cinco ensaios foram reunidos em um único grupo para a realização da análise estatística, totalizando 39 pares de valores.

Os resultados obtidos foram submetidos a análise da variância e regressão, por intermédio do software Sistemas de Análises Estatísticas e Genéticas (SAEG), versão 9.0. Para a escolha do modelo, levou-se em consideração o coeficiente de determinação (R^2) e, principalmente, o comportamento físico da variável analisada (eficiência térmica) frente às variações da variável independente (fator de ar). As análises foram realizadas em nível de 1% de probabilidade de erro. O ponto de máxima eficiência técnica foi obtido igualando-se a zero a derivada primeira da eficiência térmica em relação ao fator de ar ($dY/dX = 0$) (STORK, 1997).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 O combustível

O combustível usado no processo gasificação constituiu-se de pequenos pedaços de eucalipto, cujas propriedades avaliadas foram a umidade, o poder calorífico, granulometria e massa específica. Os dados a seguir demonstram os resultados obtidos nas devidas análises do combustível.

4.1.1 Umidade

Os resultados da determinação da umidade da lenha de eucalipto utilizada nos testes, conforme metodologia contida no item 3.2.1, são apresentados na tabela 15.

Tabela 15: Umidade percentual (base úmida) da lenha usada nos testes.

	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Média
Umidade (%)	16,98	16,63	16,29	15,82	16,03	16,35

Como pode-se observar, a variação de umidade das amostras entre os testes foi pequena, evitando assim problemas por heterogeneidade do combustível. O valor médio foi de 16,35 %, valor este esperado devido as condições de armazenamento e dentro das exigências para o funcionamento do sistema, ou seja, menor do que 30 %.

4.1.2 Poder calorífico

Conforme o laudo da determinação do Poder Calorífico Superior emitido pelo Laboratório de Energia da Madeira/DEF/UFV, obteve-se como resultado para a mostra de lenha analisada o valor de 4785,44 cal.g⁻¹. Alterando-se a unidade, onde 1cal equivale a 4,1868 joule, então o PCS da lenha de eucalipto utilizada nos testes equivale a 20035,68 kJ.kg⁻¹ combustível seco. Este valor está próximo dos citados na literatura (tabela 4) par a lenha de eucalipto.

Como a lenha tinha um determinado teor de água, aplicaram-se as equações 4 e 5 (item 2.5.2) a fim de se obter o PCI_s e o PCI_u da lenha. Como resultado obteve-se o PCI_s foi 18718,08 kJ.kg⁻¹cs e PCI_u de 15258,74 kJ.kg⁻¹cu.

4.1.3 Granulometria e massa específica

Na determinação da granulometria do combustível foi verificado que os diâmetros e comprimentos dos tocos de lenha de eucalipto variaram. O diâmetro médio foi de 6 cm, com uma variação de ± 2 cm. O comprimento médio foi de 15 cm, com uma variação de ± 5 cm.

Quanto a massa específica da lenha úmida, o valor médio da massa de lenha contida na caixa de dimensões 0,6 m x 0,6 m x 0,6 m (item 3.2.3) foi de 92 kg, o que permitiu concluir que a massa específica da lenha úmida de eucalipto equivaleu a 425,9 kg.m⁻³, valor este apropriado para o combustível.

4.2 Dados do sistema gerador de calor

Os resultados obtidos para o dimensionamento e construção do sistema gasificador e combustor para geração de calor encontram-se a seguir, detalhados separadamente.

4.2.1 Reator

Com base nos cálculos feitos no dimensionamento (item 3.3) resultaram as medidas do reator a ser construído. Devido à necessidade prática de pequenos ajustes no momento da construção, as medidas previstas no projeto do sistema sofreram pequenas alterações, detalhadas na figura 12.

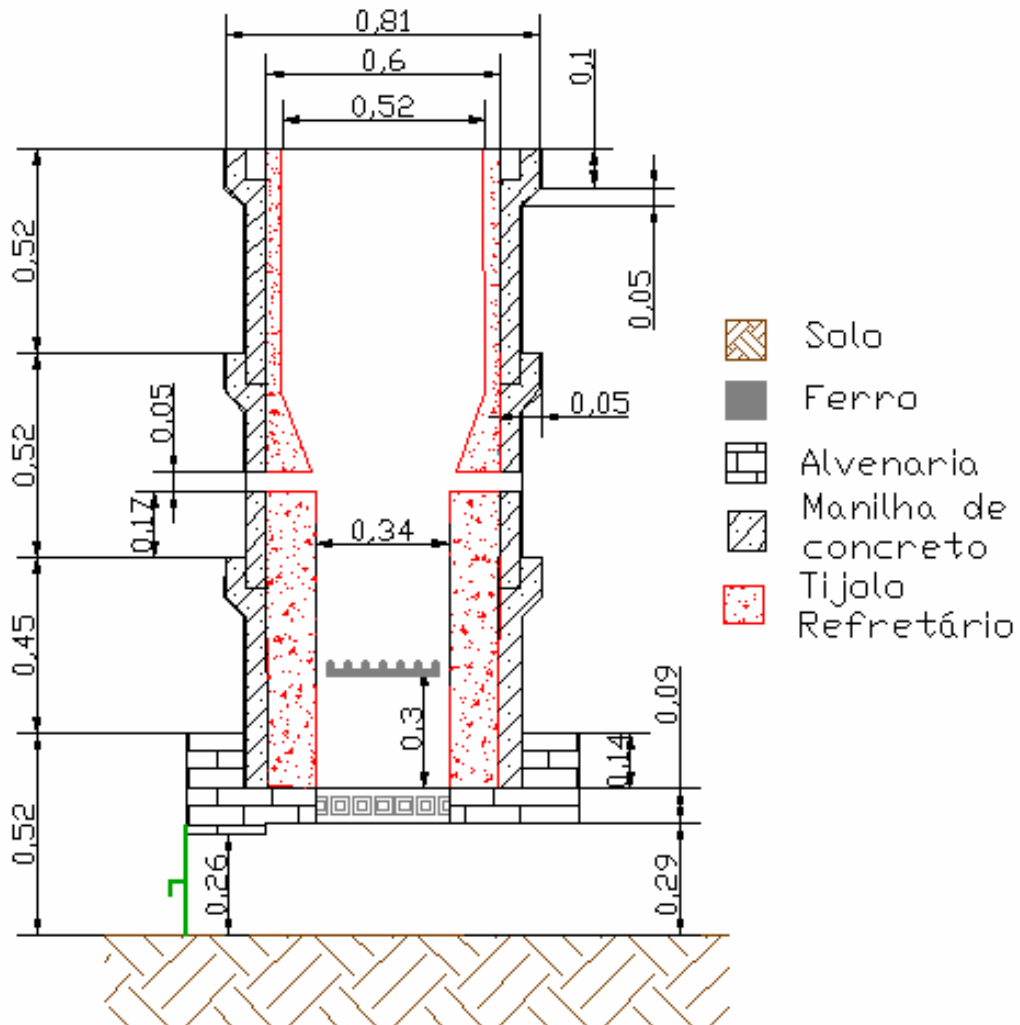


Figura 12: Corte transversal do reator com as suas respectivas medidas, em metros.

Na figura 12 pode-se observar que o diâmetro interno da zona de reação ficou próximo do valor dimensionado de 0,3264 m. Quanto ao diâmetro da zona superior do reator, não havia nenhuma exigência a ser cumprida, pois referia-se basicamente a zona de pirólise e secagem.

Na figura 12 também pode-se observar que a altura inicial da zona de reação do reator (oxidação + redução) foi de 0,76 m, valor este que vai desde a entrada de ar primário do reator até a grelha principal, de barras de ferro fundido. Para tanto, este situou-se dentro da faixa recomendada por demais pesquisadores do assunto (item 2.6.1). Porém, com a realização de teste preliminares no sistema, observou-se uma grande formação de gás combustível pelo reator devido ao tamanho da zona de reação, resultando em temperaturas muito elevadas do ar na saída do ventilador. Para tanto, percebeu-se a necessidade de redução da mesma, o que foi feito introduzindo-se uma nova

grelha de 0,30 m de altura, sobreposta à grelha principal. Assim a zona de reação ficou reduzida a uma altura de 0,46 m. Esta grelha interna foi feita com barras de ferro maciço.

Com base nas características das duas grelhas, representadas na figura 13, pode-se determinar as suas respectivas porcentagens de áreas abertas que permitiam a passagem do gás. Para a grelha principal a porcentagem de espaços abertos foi de 49,23 %, e para a grelha interna esta foi de 49,71%. Convém salientar que a figura 13 (A) mostra a grelha principal por inteiro, e sobre a mesma foi posta a manilha do concreto revestida internamente por tijolos refratários, centralizada, cujo diâmetro interno era de 0,34 m e externo de 0,72 m.

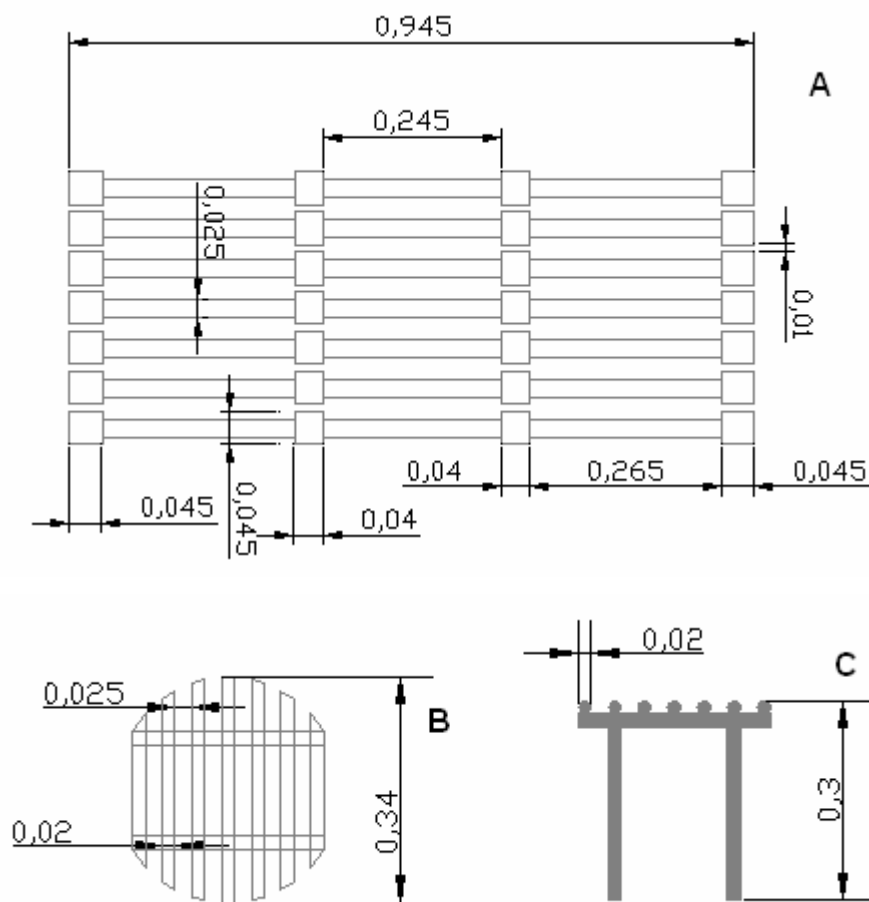


Figura 13: Corte superior da grelha principal (A) e corte superior (B) e transversal (C) da grelha interna e suas respectivas medidas, em metros.

4.2.2 Combustor

No local de saída dos gases do reator encontrava-se a célula de queima, figura 14, que atendeu os objetivos esperados, de chama-piloto, evitando-se que

fosse colocado neste local uma chama de GLP, o que tornou a operação do sistema mais segura. Logo após a célula de queima encontrava-se um tubo metálico, de diâmetro 0,38 m e comprimento 3,5 m, que tinha a função de manter a queima do gás ao longo do tubo, devido possíveis variações no comprimento da chama do gás em combustão, sendo que o mesmo atendeu perfeitamente as necessidades operacionais do sistema.

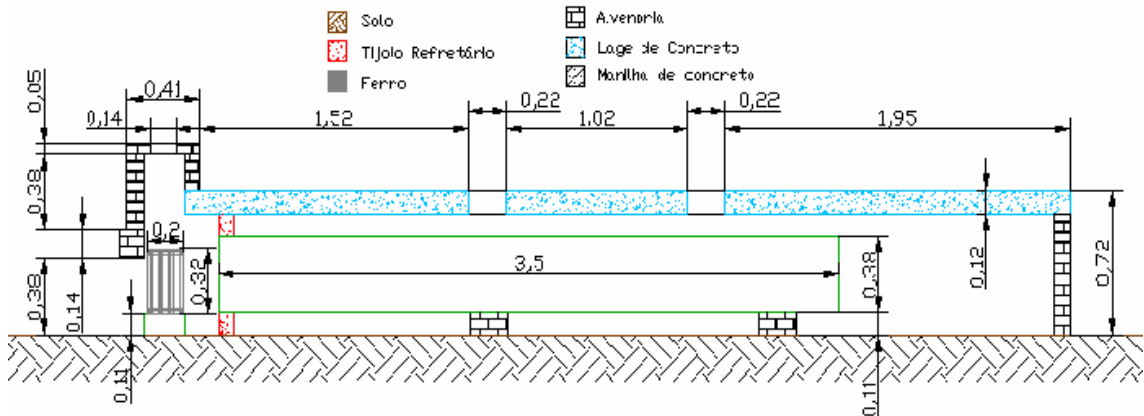


Figura 14: Corte transversal no combustor, com suas respectivas medidas, em metros.

Quanto à célula de queima de carvão, que constituiu a chama piloto do combustor, a figura 15 mostra as respectivas medidas.

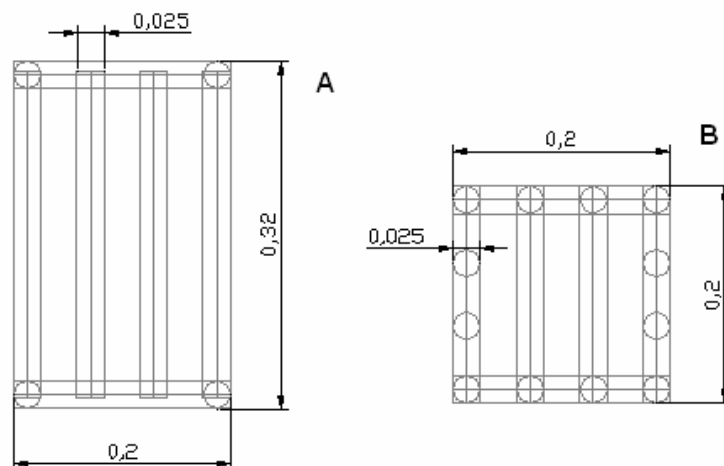


Figura 15: Corte transversal (A) e superior (B) da célula de queima de carvão (chama piloto) com suas respectivas medidas, em metros.

A figura 16 mostra o gás produzido pelo reator em combustão.



Figura 16: Combustão do gás produzido pelo reator.

4.2.3 Câmara de mistura

A câmara de mistura, que recebe o ar proveniente do combustor e do trocador de calor do mesmo, foi construída com as dimensões relacionadas na figura 17.

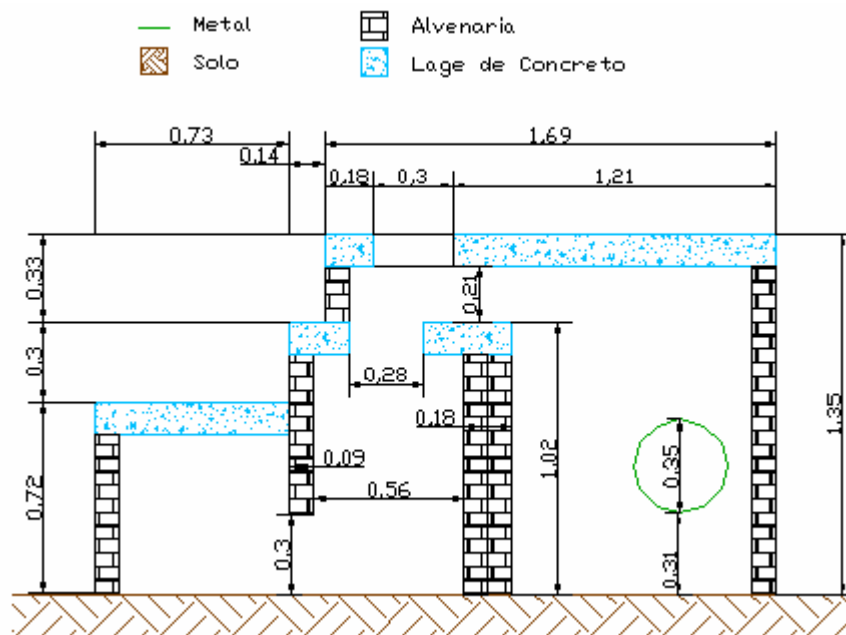


Figura 17: Corte transversal da câmara de mistura e suas respectivas dimensões, em metros.

A câmara de mistura apresentou importância fundamental na regulação da temperatura do ar de saída do ventilador (ar de secagem), o que demonstrou ser indispensável neste sistema gerador de ar quente.

4.2.3 Ventilador e motor

O ventilador, parte do sistema de ventilação, operava em regime de sucção. A vazão do mesmo foi determinada de acordo com o método americano estabelecido pela AMCA – Air Movement and Control Association International Inc. Como resultados obteve-se a figura 18.

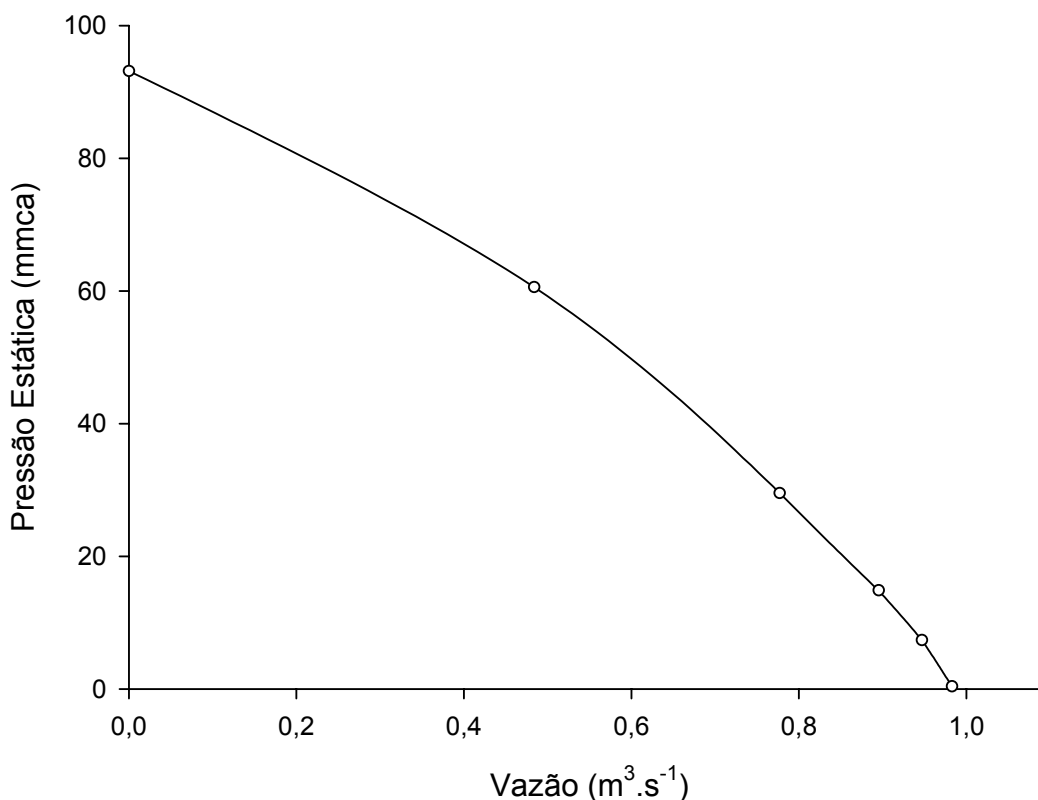


Figura 18: Curva característica do ventilador utilizado nos testes.

A vazão nominal determinada foi de $58,97 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ à pressão estática $0,42 \text{ mmca}$, nas condições de temperatura de 21°C , umidade relativa de 61% e pressão atmosférica de $94,1 \text{ kPa}$. A necessidade do sistema era de $51,3 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ (item 3.3.3). Utilizou-se então este ventilador, levando-se em consideração que haveriam possíveis perdas de carga ao longo do sistema. Para tanto, constatou-se a vazão volumétrica média durante os teste de $41,28 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, valor este 20% abaixo do dimensionado para o funcionamento do sistema, devido ao estrangulamento das aberturas de ar visando regular a entrada de ar primário no reator.

Já a figura 19 demonstra as dimensões do sistema de ventilação por meio de um corte transversal, e a figura 20 mostra o ar de secagem (de saída) quente e limpo, ao sair do volume de controle.

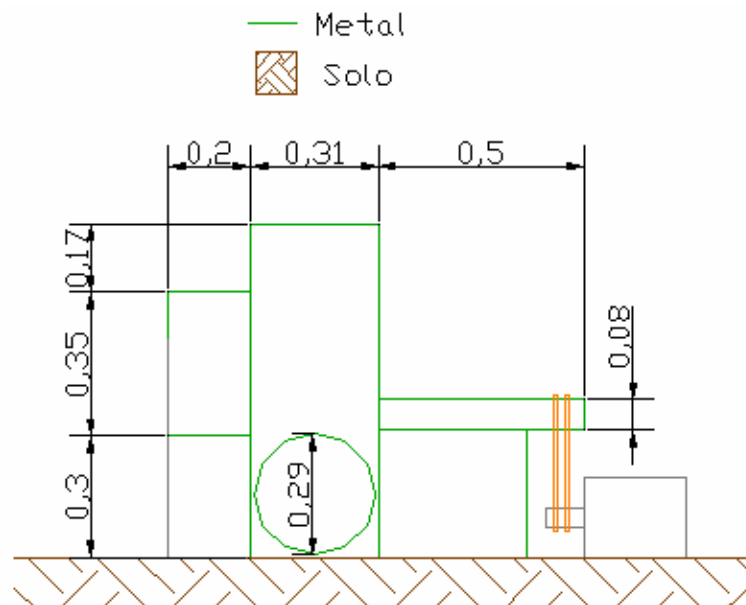


Figura 19: Corte transversal do sistema de ventilação e suas respectivas medidas, em metros.



Figura 20: Ar de secagem (de saída) quente e limpo, ao sair do volume de controle.

4.3 Desempenho do sistema para aquecimento direto de ar

Para a avaliação do sistema gerador de calor, pré-definiu-se a realização de 6 testes. Para tanto, o objetivo foi de realizar 3 variações do fator de ar (0,3; 0,4; 0,5) associando 2 repetições. A maneira encontrada para conseguir-se controlar o fator de ar em cada teste foi por meio do controle da entrada de ar primário no reator de gasificação, sendo que optou-se por fazê-lo considerando-se a velocidade do ar de entrada. Por sua vez, para atingir as velocidades pré-definidas abria-se ou fechava-se as entradas de ar do sistema, visto o fato deste operar apenas com um ventilador em sucção. Durante os testes, devido a disposição do combustível no reator e da influência das demais aberturas de ar do sistema, a manutenção da uniformidade da velocidade do ar entre os testes e durante cada teste foi difícil de ser mantida, mesmo procedendo-se ajustes. Além disto, por mais próxima que fosse a velocidade de entrada do ar no reator entre os testes, a repetição do fator de ar ficou prejudicada devido a variação no consumo de combustível, determinada apenas ao final de cada teste.

Os resultados médios dos testes estão representados na tabela 15.

Tabela 15: Dados médios dos cinco testes realizados durante a etapa de coleta de dados e a média geral.

DADOS COLETADOS	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Média
Tempo total de queima (h)	2:00	2:31 ²	2:16	2:07	1:56 ¹	2:10
Tempo de gasificação (h)	1:48	2:10 ²	1:43	1:50	1:38 ¹	1:50
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	30	23,84 ¹	26,47	28,35	31,0 ²	27,94
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,75 ²	0,36	0,53	0,28 ¹	0,31	0,45
Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)	0,3	0,16 ¹	0,18	0,35 ²	0,31	0,26
Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)	0,3	0,28 ¹	0,31 ²	0,28	0,31 ²	0,3
Velocidade do ar primário no reator (m.s ⁻¹)	0,89	0,685 ¹	0,91	0,83	0,93 ²	0,85
Eficiência térmica (%)	47,05	42,15 ¹	48,92	49,32	49,9 ²	47,48
Eficiência global (%)	74,87	77,95 ²	76,72	75,32	73,9 ¹	75,77
Fator de ar (%)	39,76	38,88 ¹	46,32 ²	39,46	40,13	40,91

¹ = valor de menor média entre as médias; ² = valor de maior média entre as médias.

4.3.1 Teste 1

O teste 1 foi realizado no dia 25/05/2005. O início da queima do carvão na célula de queima foi as 10h 19min. Durante a coleta de dados variou-se de duas maneiras as aberturas de entrada de ar a fim de se obter a vazão uniforme de ar primária no reator sem ocorrer danos térmicos ao ventilador. Alguns dos dados estão representados na tabela 16.

Tabela 16: Resultados dos pontos de máxima e mínima dos parâmetros avaliados no teste 1.

PARÂMETROS AVALIADOS	Mínimo	Máximo
Velocidade do ar primário no reator ($m.s^{-1}$)	0,76	0,985
Temperatura do ar de secagem ($^{\circ}C$)	97	105
Gradiente de aquecimento do ar ($^{\circ}C$)	70	81
Eficiência térmica (%)	44,19	50,27
Eficiência global (%)	73,94	76,02
Fator de ar (%)	33,87	44,3

O teste 1 foi enfatizado por ter sido de características intermediárias. Observou-se o maior consumo de carvão ($0,75 kg.h^{-1}$), devido ao fato de ter sido mantidas brasas durante praticamente todo o teste, sendo que nos demais, procurou-se manter o carvão apenas nas fases iniciais e finais do processo, consideradas as mais críticas, para evitar-se o risco de apagões mantendo a queima do gás.

4.3.2 Teste 2

O teste 2 foi realizado no dia 27/05/2005. O início da queima do carvão na célula de queima foi as 08h 56min. Durante a coleta de dados variou-se de três maneiras as aberturas de entrada de ar a fim de se obter uma vazão uniforme de ar primária no reator sem ocorrer danos térmicos ao ventilador. Alguns dos dados são representados na tabela 17.

Tabela 17: Resultados dos pontos de máxima e mínima dos parâmetros avaliados no teste 2.

PARÂMETROS AVALIADOS	Mínimo	Máximo
Velocidade do ar primário no reator (m.s^{-1})	0,5 ¹	0,93
Temperatura do ar de secagem ($^{\circ}\text{C}$)	73,2 ¹	82,3
Gradiente de aquecimento do ar ($^{\circ}\text{C}$)	50,7 ¹	60,3
Eficiência térmica (%)	37,56 ¹	47,43
Eficiência global (%)	76,6	79,6 ²
Fator de ar aplicado (%)	28,3 ¹	52,36 ²

¹ = valor de mínima entre os testes; ² = valor de máxima entre os testes

O teste 2 foi o teste que apresentou o menor fator de ar médio (38,88 %) caracterizado pela menor média da velocidade do ar primária no reator ($0,685 \text{ m.s}^{-1}$), resultando em um menor consumo de combustível ($23,84 \text{ kg.h}^{-1}$). Para tanto, teve o maior tempo total de queima do combustível (2h e 31min) e também o maior tempo de gasificação (2h e 10 min). A velocidade de ar primária no reator chegou a atingir o valor mínimo de $0,5 \text{ m.s}^{-1}$, o mesmo valor estimado como mínimo durante o dimensionamento do reator.

Neste teste também se observou o menor aquecimento médio do ar ambiente, equivalente a $54,57^{\circ}\text{C}$, tendo também a temperatura mínima do ar de secagem dos testes ($73,2^{\circ}\text{C}$).

Quanto a eficiência, este foi o teste que apresentou a menor média de eficiência térmica (42,15%) e o valor mínimo de eficiência térmica (37,56%). Além disto, sua principal característica foi ter apresentado a maior eficiência média global (77,95%) e também a máxima eficiência global (79,6%) entre todos os testes, atribuição esta que pode ser caracterizada ao maior tempo de duração do teste, relacionado a grande quantidade de energia que fica retida no equipamento, uma das responsáveis pela perda de eficiência do sistema.

Ficou caracterizado também por apresentar o menor consumo de GLP para o início do processo de gasificação e também a menor produção de cinzas, valores estes que não apresentam grande significância, pois pouco variaram entre os testes.

4.3.3 Teste 3

O teste 3 foi realizado no dia 30/05/2005. O início da queima do carvão na célula de queima foi às 15h. Durante a coleta de dados variou-se de três maneiras as aberturas de entrada de ar a fim de se obter uma vazão uniforme de ar primário no reator sem ocorrer danos térmicos ao ventilador. Alguns dos dados são representados na tabela 18.

Tabela 18: Resultados dos pontos de máxima e mínima dos parâmetros avaliados no teste 3.

PARÂMETROS AVALIADOS	Mínimo	Máximo
Velocidade do ar primário no reator ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	0,76	1
Temperatura do ar de secagem ($^{\circ}\text{C}$)	92,5	111,7
Gradiente de aquecimento do ar ($^{\circ}\text{C}$)	68,5	87,7
Eficiência térmica (%)	45,02	56,24 ²
Eficiência global (%)	75,55	77,55
Fator de ar aplicado (%)	38,77	50,64

¹ = valor de mínima entre os testes; ² = valor de máxima entre os testes

O teste 3 foi caracterizado por apresentar a máxima eficiência térmica durante a realização dos testes. A eficiência global média foi a segunda maior, para todos os testes, atingindo o valor de 76,72%. Em termos do tempo total de duração do teste, também foi o segundo maior (2h 16min). Além disso, obteve-se neste teste o segundo menor consumo de combustível ($26,47 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), e também se utilizou o maior fator de ar médio (46,32%). Como características peculiares necessitou do maior tempo do início da combustão para o início da gasificação (33 minutos).

4.3.4 Teste 4

O teste 4 foi realizado no dia 31/05/2005. O início da queima do carvão na célula de queima foi às 9h 20min. Durante a coleta de dados variou-se de duas maneiras as aberturas de entrada de ar a fim de se obter uma vazão uniforme do ar primário no reator sem ocorrer danos térmicos ao ventilador. Um pequeno resumo dos dados está representado na tabela 19.

Tabela 19: Resultados dos pontos de máxima e mínima dos parâmetros avaliados no teste 4.

PARÂMETROS AVALIADOS	Mínimo	Máximo
Velocidade do ar primário no reator (m.s^{-1})	0,78	0,96
Temperatura do ar de secagem ($^{\circ}\text{C}$)	98,5	110,1
Gradiente de aquecimento do ar ($^{\circ}\text{C}$)	75	87,1
Eficiência térmica (%)	45,52	53,15
Eficiência global (%)	74,15	76,03
Fator de ar aplicado (%)	36,67	45,81

O teste 4 foi todo ele de características médias, ou seja, não apresentou uma grande variação de valores durante o teste. Para tanto, foi o teste em que houve o menor consumo de carvão ($0,28 \text{ kg.h}^{-1}$), maior consumo de GLP ($0,35 \text{ kg.h}^{-1}$) e menor produção de cinzas ($0,28 \text{ kg.h}^{-1}$), valores estes que não apresentam significado de grande importância, pois apresentaram um comportamento de variação semelhante entre todos os demais testes.

4.3.5 Teste 5

O teste 5 foi realizado no dia 01/06/2005. O início da queima do carvão na célula de queima foi às 9h 58min. Durante a coleta de dados variou-se de duas maneiras as aberturas de entrada de ar a fim de se obter uma vazão uniforme do ar primário no reator sem ocorrer danos térmicos ao ventilador. Um pequeno resumo dos dados está representado na tabela 20.

Tabela 20: Resultados dos pontos de máxima e mínima dos parâmetros avaliados no teste 5.

PARÂMETROS AVALIADOS	Mínimo	Máximo
Velocidade do ar primário no reator (m.s^{-1})	0,78	$1,07^2$
Temperatura do ar de secagem ($^{\circ}\text{C}$)	104	121^2
Gradiente de aquecimento do ar ($^{\circ}\text{C}$)	85	96^2
Eficiência térmica (%)	45,2	55,14
Eficiência global (%)	$72,95^1$	74,99
Fator de ar aplicado (%)	33,82	46,11

¹ = valor de mínima entre os testes; ² = valor de máxima entre os testes

Dentre os testes realizados, este foi um dos mais importantes. Isto devido ao fato de se ter obtido a maior eficiência térmica média entre os testes (49,98%), fator este de suma importância na avaliação do sistema. Foi o teste de menor tempo total de queima do combustível entre os demais testes (1h 56min) e também o de menor tempo de gasificação (1h 38min). Conseqüentemente, apresentou o maior consumo de lenha, $31,03 \text{ kg.h}^{-1}$, conseqüência da maior velocidade média do ar primário no reator, de $0,929 \text{ m.s}^{-1}$. Neste teste observou-se também a velocidade máxima de entrada de ar primária no reator ($1,07 \text{ m.s}^{-1}$), a maior variação média de temperatura entre o ar ambiente e o ar de secagem ($87,7^{\circ}\text{C}$), a maior temperatura média do ar de secagem ($111,7^{\circ}\text{C}$), o ponto de máxima variação de temperatura do ar aquecido (96°C) e o ponto de máxima temperatura de ar de secagem (121°C).

Neste teste foi observado o ponto de segunda máxima eficiência térmica para todos os testes, equivalente a 55,14%. Porém, quanto à eficiência global, apresentou o ponto de mínima (72,95%) e também a menor média dentre todos os testes (73,99%), fato este que pode ser relacionado com o tempo de duração do teste, onde o sistema ainda encontra-se absorvendo energia.

4.4 Temperaturas nos pontos do sistema

O monitoramento das temperaturas nas diferentes zonas do sistema apresentou os seguinte resultados, conforme tabela 21.

Tabela 21: Temperaturas médias nos diferentes pontos de leitura (°C), nos cinco testes.

ZONA DE LEITURA	TESTE					
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Média
Secagem (T1)	200,78	230,7	235,38	251,22	242,88	232,19
Pirólise (T2)	157,33	223,2	173,75	199,56	185,63	187,89
Combustão (T3)	821,33	845,7	841	786,44	810,63	821,02
Redução (T4)	906,67	770,4	852,38	888,89	907,63	865,19
Gás de saída do reator (T5)	842,22	730	734,75	786,44	784,5	775,58
Combustor (T6)	285,33	162,7	201,88	232,89	297	235,96
Câmara de mistura (T7)	129,99	88,77	109,55	117,01	127,38	114,54
Ar de secagem (T8)	101,1	77,74	98,32	104,54	111,7	98,68
Ar ambiente (T9)	23,75	23,17	23,86	23,94	24	23,74

A figura 21 ilustra de melhor maneira o comportamento da temperatura nos diferentes pontos de leituras do sistema.

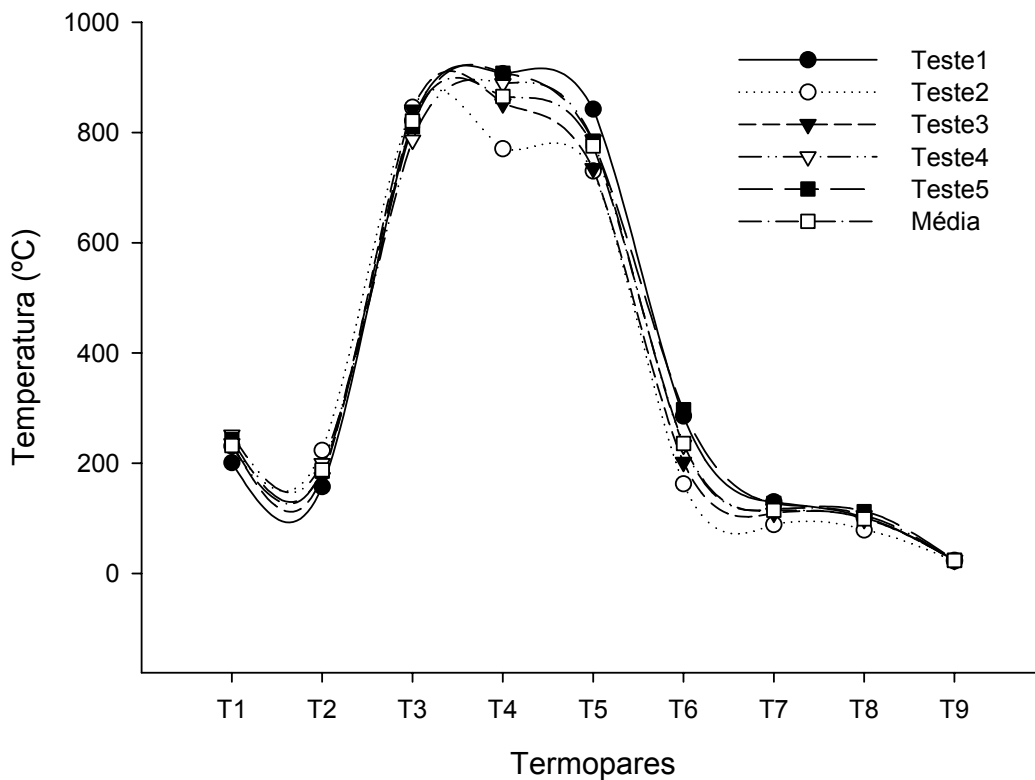


Figura 21: Temperatura média para cada teste em função da localização dos termopares nos diferentes pontos do sistema.

A temperatura do ar ambiente manteve-se uniforme durante a realização de todos os testes. Quanto aos termopares, colocados ao longo do sistema, a única variação de temperatura entre os testes que apresentou diferença notável foi no teste 2, termopar 4. Como já citado anteriormente, este termopar representa o zona de combustão do reator, podendo ser explicado pelo fato deste teste ter sido caracterizado pelo menor consumo de combustível, e conseqüentemente menor temperatura na zona de oxidação.

Quanto aos valores obtidos no termopar 8, referente a temperatura do ar de secagem, o mesmo mostrou-se compatível com os valores preconizados no dimensionamento do sistema, com pequenas variações.

O gradiente de temperatura entre o ar ambiente e o ar de secagem teve média de 74,94°C, valor este considerado alto quando comparado aos convencionais geradores de ar quente para secagem de produtos agrícolas, que operam a um gradiente médio de 25°C. Isto acabou por contribuir em um aumento das perdas pelo sistema, em função do trabalho em temperatura acima das convencionais.

4.5 Análise estatística

Na tabela 22 tem-se a análise da variância da regressão da eficiência térmica em função do fator de ar aplicado. Pela tabela, verifica-se que o modelo quadrático apresentou ajuste altamente significativo aos dados experimentais.

Tabela 22: Análise de variância da regressão da eficiência térmica em função do fator de ar.

Fontes de Variação	Graus de Liberdade	Soma dos Quadrados	Quadrado Médio	F calculado	Probabilidade
Regressão	2	304,07	152,03	13,49	0,00001*
Resíduo	36	405,77	11,27	—	—
Total	38	709,84	—	—	—

* $F_c > F_{1\%(2:36)} = 5,25$. Significativo a 1% de probabilidade pelo teste “F”.

Na figura 22 mostra-se a eficiência térmica do sistema em função do fator de ar, bem como a curva obtida a partir da equação ajustada. O modelo quadrático foi o que melhor representou o desempenho dos testes realizados, levando-se em consideração que o fator de ar testado foi de 28,3 % a 52,36 %, por descrever melhor o comportamento físico geral esperado, com as maiores eficiências utilizando-se fator de ar na ordem de 20% a 40%. O ponto de máxima eficiência técnica da equação ajustada ($Y = -25,101 + 3,3575X - 0,0378X^2$) correspondeu a uma eficiência térmica de 49,45 %, para um fator de ar de 44,41 %.

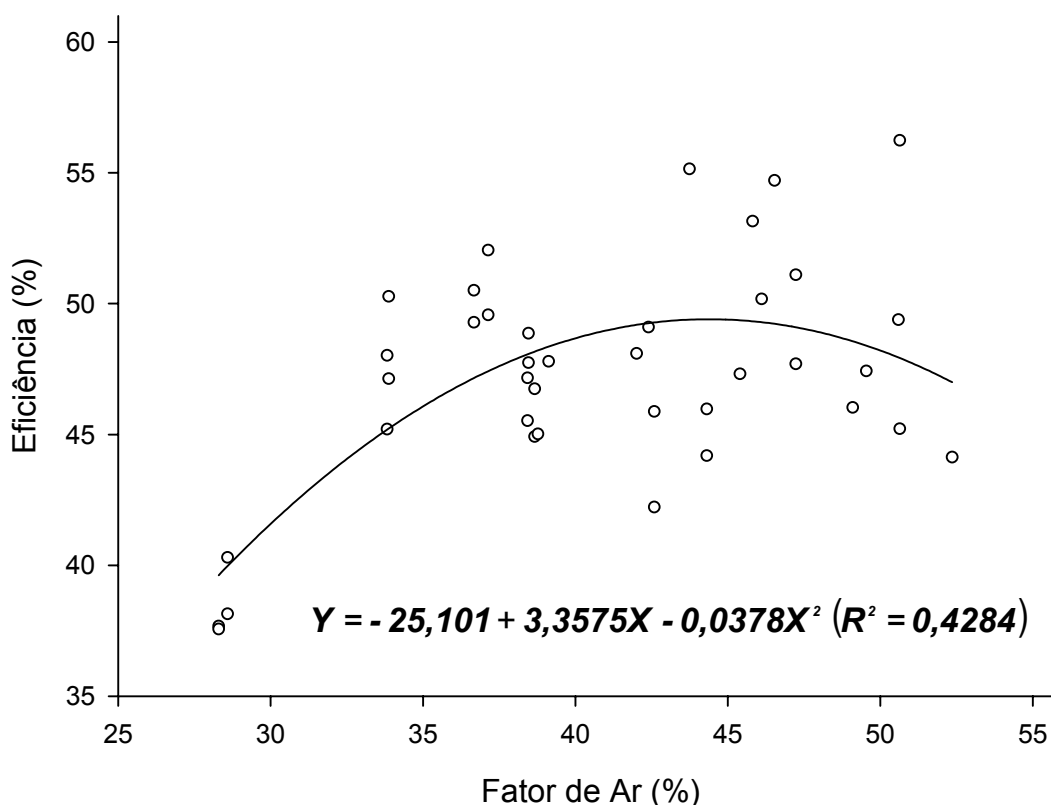


Figura 22: Eficiência térmica do sistema em função do fator de ar.

4.6 Comentários finais

O presente sistema gerador de calor, construído e testado, teve no teste 5 a maior representatividade para o dimensionamento do sistema. Isto pode ser justificado pelo fato de ter tido um consumo de combustível ($31,03 \text{ kg.h}^{-1}$) muito próximo do valor obtido teoricamente, de $33,58 \text{ kg.h}^{-1}$. Além disto, pode-se verificar que neste teste alcançou-se as maiores temperaturas do ar de saída do ventilador, o ar de secagem, mostrando a necessidade de um aumento da vazão do ventilador para que possa ser feita mistura do ar ambiente com o ar quente a fim de atingir a temperatura do ar de secagem necessária, sem alterar o funcionamento do restante do sistema.

A eficiência térmica média alcançada neste sistema foi de 49,98 %, valor muito próximo ao encontrado por SANTOS (2003), para um gasificador modelo contracorrente, utilizando lenha de eucalipto como combustível, onde a eficiência térmica do melhor teste foi de 56 % para um consumo médio de combustível de $19,8 \text{ kg.h}^{-1}$. Para tanto, este mesmo autor conseguiu atingir valores de eficiência térmica de 71 % na recarga do sistema, obtendo um consumo de $15,8 \text{ kg.h}^{-1}$.

Quando comparado às fornalhas de fogo indireto, este valor mostrou-se superior ao citados por SAGLIETTI (1991). Quando comparado com OLIVEIRA (1996), o presente sistema demonstrou ser melhor para o trocador ar-água e igual ao trocador ar-óleo de soja.

5 RESUMO E CONCLUSÕES

Este trabalho foi realizado no Setor de Armazenamento do Departamento Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Foi projetado, construído e testado um gasificador de biomassa de fluxo concorrente para geração de ar quente para a secagem dos produtos agrícolas. Junto a este reator foi acoplado um combustor, com a função de queima dos gases produzidos e conseqüentemente geração de ar quente. Após o combustor encontrava-se uma câmara de mistura, para a entrada de ar ambiente e regulação da temperatura do ar de secagem.

Nos testes foram determinadas as temperaturas do ar ambiente, de secagem e nos diferentes pontos do sistema, além das determinações das vazões do ar de entrada e saída e todo o sistema.

O combustível utilizado foi lenha de eucalipto e o comburente ar ambiente.

Foi realizada a análise estatística utilizando-se o teste de regressão.

Os testes foram realizados variando-se as entradas de ar primário do reator, alterando a velocidade do ar de entrada, por meio de regulagens de abertura/fechamento das demais entradas de ar do sistema, visto que o sistema funcionava com apenas um ventilador trabalhando em regime de sucção.

O presente estudo permitiu as seguintes conclusões:

— Cerca de 2 a 3 minutos são necessários para gerar gases combustíveis e cerca de 20 minutos para atingir as condições ideais de funcionamento, em regime permanente;

— As temperaturas indicadas pelos termopares nas distintas zonas do reator foram as esperadas, da mesma ordem de grandeza daquelas obtidas por outros pesquisadores, conforme cita a literatura;

- O sistema gasificador/combustor apresentou eficiência térmica média para de 47,48%, consumo médio de 27,94 kg.h⁻¹de lenha, gradiente de aquecimento do ar de 74,94°C, umidade relativa do ar média de 74,15 %, velocidade do ar primário no reator de 0,85 m.s⁻¹ e fator de ar médio de 40,91%;
- A eficiência global média do sistema foi de 75,77%, fato que nos permite concluir que há potencial de se melhorar esta eficiência e conseqüentemente, a eficiência térmica, com o uso de recuperadores de calor, etc;
- A eficiência global do sistema mostrou ser crescente a medida em que a duração dos testes aumentava, ou seja, quanto maior a duração do teste menor a perda, fato este relacionado à inércia térmica do sistema;
- O modelo quadrático foi o que melhor pode representar o funcionamento do sistema, por meio da equação $Y = -25,101 + 3,3575X - 0,0378X^2$, com $R^2 = 0,4284$, sendo altamente significativo a 1% de probabilidade de erro;
- Por meio da equação ajustada, o ponto de máxima eficiência técnica para a eficiência térmica foi de 49,45 %, para um fator de ar de 44,41 %;
- Quando comparada com as fornalha a lenha de fogo indireto, o sistema de gasificação de biomassa apresentou eficiência térmica superior às citadas pela literatura;
- O gradiente de temperatura entre o ar ambiente e o ar de secagem foi, em média de 74,94°C, o que pode ter contribuído para aumento das perdas pelo sistema;
- O reabastecimento do reator, feito com o sistema em pleno funcionamento, permite estabilidade e continuidade operacional do sistema;
- O sistema apresentou produção contínua e regular de gás para combustão, o que permitiu manter a geração de ar quente estável;
- O sistema como um todo foi de fácil construção, não apresentando empecilhos;
- A gasificação é capaz de gerar ar quente para a secagem de produtos agrícolas, isento de fumaça e impurezas, com a queima do gás em um combustor, competindo com os métodos tradicionais de geração de calor;
- A gasificação da biomassa pode ser considerada como uma alternativa viável e complementar na geração de energia para a secagem de produtos agrícolas;e

— Foram observados danos térmicos na base do reator e no seu terço inferior, devido as altas temperaturas e ao material utilizado na construção do reator.

Visando a otimização e conseqüente melhor aproveitamento do potencial deste sistema gerador de calor testado, as seguintes sugestões são apresentadas para realização de trabalhos futuros:

— Acoplamento de um trocador de calor sobre o reator, a fim de minimizar as perdas;

— Testes efetivos do gasificador junto a um secador, com posterior análise da qualidade do produto seco;

— Realização da análise dos custos; e

— Realização da análise química da composição do ar de secagem.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Carvão vegetal – Ensaio físicos. Determinação da massa específica (Densidade à granel)**. (NBR 6922). 1981.

ANDRADE, E.B.; SASSERON, J.L.; OLIVEIRA FILHO, D. **Princípios sobre combustíveis, combustão e fornalhas**. Viçosa: CENTREINAR, 1984.

ASSUMPÇÃO, R.M.V. **Gaseificação e madeira e carvão vegetal – princípios e aplicações**. *IN*: PENEDO, W.R. **Gaseificação de madeira e carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC. 1981, p. 53-72. (Série de publicações técnicas, 4).

ATHIÉ, I.; CASTRO, M.F.P.D. de; GOMES, R.A.R.; VALENTINI, S.R.T. **Conservação de grãos**. São Paulo: Fundação Cargill, 1998. 236 p. (ITAL – Instituto de tecnologia de alimentos).

BAZZO, E. **Geração de vapor**. Florianópolis: Editora da UFSC, 1995. (Série didática).

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Balanco Energético Nacional – BEN 2003**. Brasília, 2003.

BARROS, D.M.; VASCONCELOS, E.C. **Termelétricas a lenha**. *IN*: MELLO, M.G. **Biomassa – Energia dos trópicos em Minas Gerais**. Belo Horizonte: LabMídia/FAFICH/UFMG, 2001. p. 221-41.

CAMARGO, C.A. (Coord). **Conservação de energia na indústria de açúcar e do álcool**. São Paulo: Instituto de Pesquisas Tecnológicas, 1990. (Publicação IPT, 1817).

CARIOCA, J. O. B., ARORA, H. L. **Biomassa, fundamentos e aplicações tecnológicas**. Fortaleza: Universidade Federal do Ceará, 1984.

CHANDRA, P.K., PAYNE, F.A. Turndown ratio of gasifier-combustor predicted by a simulation model. **Transactions of ASAE**, St. Joseph, v. 29, n. 6, p.1748-53, 1986.

CENBIO - Banco de dados de biomassa no Brasil. **Lenha no Brasil**. Disponível em: <http://infoener.iee.usp.br/scripts/biomassa/texto/br_lenha.asp>. Acesso em 15/02/2005.

CEMIG – COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS. **Gaseificação de Biomassa**. Belo Horizonte: Divisão de análise e desenvolvimento energético. 1986.

DASAPPA, S.; SRIDHAR, H.V.; SRIDHAR, G.; PAUL, P.J.; MUKUNDA, H.S. Biomass gasification - substitute to fossil fuel for heat applicaton. **Biomass & bioenergy**. England, v. 25, Issue 6, p. 637-649, 2003.

DIAS, G.P. **Efeito da vazão de ar e dos diâmetros da setia e do reator na temperatura de combustão em um gasificador de fluxo concorrente**. 1986. 57 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1986.

D'ÁVILA, S.G.; MAKRAY, Z.T.; **Gaseificadores de madeira – aspectos técnicos e econômico**. *IN*: PENEDO, W.R. **Gaseificação de madeira e carvão vegetal**. Belo Horizonte: CETEC. 1981. p. 53-72. (Série de publicações técnicas, 4).

GOMES, R.A.R. **Avaliação do desempenho de uma fornalha a lenha de fluxo descendente e com sistema de aquecimento direto**. 1988. 56 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1988.

IBGE. **Censo agropecuário de 1995-1996**. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/economia/agropecuaria/censoagro/default.shtm>>. Acesso em 04/10/2004.

JANNUZZI, GILBERTO DE MARTINO. **Uma avaliação das atividades recentes de P&D em energia renovável no Brasil e reflexões para o futuro**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas. 2003. (Energy Discussion Paper N° 2.64-01/03).

JAYAH, T.H.; AYE, L.; FULLER, R.J.; STEWART, D.F. Computer simulation of a downdraft wood gasifier for tea drying. **Biomass & bioenergy**. England, v. 25, Issue 4, p. 459-469, 2003.

LACERDA FILHO, A.F. **Avaliação de diferentes sistemas de secagem e suas influências na qualidade do café (Coffea arábica L.)**. 1986. 136 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1986.

LEUNG, D.Y.C.; YIN, X.I.; WU, C.Z. A review on the development and commercialization of biomass gasification technologies in China. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**. England, v. 8, Issue 6, p. 565-580, 2004.

LIMA, L. da R. **Elementos básicos de engenharia química**. São Paulo. McGraw-Hill, 1974.

LOPES, R.P. **Desenvolvimento de um sistema gerador de calor com opção para aquecimento direto e indireto do ar.** Viçosa: 2002. 220 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2002.

LOPES, R.P.; AFONSO, A.D.L.; SILVA, J.S. **Energia no pré-processamento de produtos agrícolas.** *IN: Secagem e armazenagem de produtos agrícolas*, Viçosa: Aprenda Fácil, 2000. p. 191-219.

LOPES, R.P.; SOBRINHO, J.C.; SILVA, J.S.; SILVA, J. N da. **Fontes de energia para secagem de café.** Viçosa: Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/UFV. 2001. (Boletim técnico 3).

LORA, E.S.; HAPP, J.F. **Balço de massa e energia nos processos de combustão.** *IN: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. Tecnologias de conversão energética da biomassa.* Manaus: EDUA/EFEI. 1997^a. p 61-90.

LORA, E.S.; HAPP, J.F. **Classificação e balanço térmico das fornalhas para a combustão de biomassa.** *IN: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. Tecnologias de conversão energética da biomassa.* Manaus: EDUA/EFEI, 1997b. p 91-132.

LORA, E.S.; HAPP, J.F.; CORTEZ, L.A.B.; **Caracterização e disponibilidade da biomassa.** *IN: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. Tecnologias de conversão energética da biomassa.* Manaus: EDUA/EFEI. 1997. p 5-38.

MELO, E.C. **Rendimento térmico de uma fornalha a lenha de fluxos descendentes.** 1987. 45 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1987.

MENDES, L.M.; SILVA, J.R. da; TRUGILHO, P.F. **Gaseificação de carvão vegetal ou madeira para geração de energia em pequena escala.** Lavras: UFLA/FAEPE, 1998.

OLIVEIRA FILHO, D. **Aquecimento de ar.** Viçosa: CENTREINAR, 1986.

OLIVEIRA, G.A. de. **Desenvolvimento e teste de uma fornalha com aquecimento indireto e autocontrole da temperatura máxima do ar para secagem de produtos agrícolas.** 1996. 69 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1996.

PAYNE, F. A.; CHANDRA, P.K. Mass Balance for biomass gasifier-combustor. **Transaction of the ASAE**, EUA, v. 28, n. 6, p. 2037-2041, 1985.

PENEDO, W.R. **Madeira, Carvão e Gusa.** *IN: Uso da madeira para fins energéticos.* Belo Horizonte: Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais. 1980. p. 113-142.

PERA, H. **Geradores de vapor: um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia.** São Paulo: Fama, 1990. (Paginação Irregular).

PONTE FILHO, FREDERICO. **Gasificadores de leito fixo: análise e modelo para otimização de projetos e pesquisas**. Brasília: Ed. do centro gráfico do senado federal, 1988. (Universidade Federal do Rio Grande de Sul).

SAGLIETTI, J.R.C. **Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados**. Botucatu: 1991. 102 f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 1991.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da gaseificação (Capítulo I)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM338/Gaseif-Cap1.pdf> . Acesso em: 20/09/2004a.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da gaseificação (Capítulo II)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM338/Gaseif-Cap2.pdf> . Acesso em: 20/09/2004b.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da gaseificação (Capítulo III)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM338/Gaseif-Cap3.pdf> . Acesso em: 20/09/2004c.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da gaseificação (Capítulo IV)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM338/Gaseif-Cap4.pdf> . Acesso em: 20/09/2004d.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da gaseificação (Capítulo VI)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM338/Gaseif-Cap4.pdf> . Acesso em: 20/09/2004e.

SÁNCHEZ, C.G. **Tecnologia da combustão (Capítulo II)**. Disponível em: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/IM351/Comb-Cap2.pdf> . Acesso em: 17/02/2005.

SÁNCHEZ, C.G.; LORA, E.S.; GÓMES, E.O. **Gaseificação**. *IN*: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. **Tecnologias de conversão energética da biomassa**. Manaus: EDUA/EFEI. 1997. p 255-347.

SANTOS, I. da S. dos. **Reator de gaseificação de biomassa em fluxo contracorrente**. 2003. 76 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2003.

SILVA, I.D.. **Projeto, construção e teste de uma fornalha a carvão vegetal para secagem de café**. 1998. 81 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 1998.

SILVA, J.N. da; SAIKI, E.T.; VILARINHO, M.C.; SOBRINHO, J.C. **Gasificador/combustor a cavacos de lenha na secagem de café despulpado**. *IN*: ENCONTRO NACIONAL DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 3º – AGRENER 2000, Campinas. **Anais...** Campinas, 2000.

STORK, L., LOPES, S.J. **Experimentação II**. Santa Maria: Departamento de Fitotecnia, 1997. (Universidade Federal de Santa Maria).

SUKUP, C. E., BERN, C. J., BUCHELE, W. F. Performance of a biomass furnace for grain drying. **American Society of Agricultural Engineers**, St. Joseph, 1982. 32 p. (ASAE Paper, 82-3524).

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

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003. (Tradução da 6º edição americana).

VLASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UFPR, 2001.

WANDER, P.R. **Utilização de resíduos de madeira e lenha como alternativas de energia renováveis para o desenvolvimento sustentável da região nordeste do estado do Rio Grande do Sul**. Porto Alegre: 2001. 106 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2001.

ZAINAL, Z.A.; RIFAU, A.; QUADIR, G.A.; SEETHARAMU, K.N. Experimental investigation of a downdraft biomass gasifier. **Biomass & bioenergy**. England, v. 23, Issue 4, p. 283-289, 2002.

7 ANEXOS

7.1 Taxa de combustão e tensão térmica

Para o dimensionamento de grelhas em fornalhas para combustão de biomassa, existem na literatura alguns índices que servem como referência. Estes são calculados de tal modo que possam ser feitas comparações entre as fornalhas, conforme o combustível utilizado e também servirem como base para o dimensionamento de novas fornalhas. Porém, quanto aos gasificadores de biomassa de leito fixo, estes parâmetros não são encontrados na literatura. Para tanto, decidiu-se calcular estes índices, para um gasificador de biomassa de fluxo concorrente, tendo como combustível a lenha de eucalipto.

A taxa de combustão (N_c) é um índice que representa a massa de combustível queimado por unidade de área de grelha, por unidade de tempo, utilizado para o dimensionamento de grelhas.

Segundo OLIVEIRA FILHO (1986), na queima de lenha, palhas e bagaço de cana-de-açúcar em fornalha com grelha plana, carga manual e ar forçado, a taxa de combustão encontra-se na faixa de 150 e 300 $\text{kg.h}^{-1}\text{m}^{-2}$. SILVA (1998), em estudo de uma fornalha a carvão vegetal de fogo direto, obteve como resultado para a fornalha testada de 54,5 $\text{kg.h}^{-1}\text{m}^{-2}$. GOMES (1988) cita valores na faixa de 88 e 132 $\text{kg.h}^{-1}\text{m}^{-2}$ para uma fornalha a lenha de fogo direto e fluxo descendente.

A taxa de combustão pode ser calculada pela equação 54.

$$N_c = \frac{\dot{m}_b}{A_t} \quad (54)$$

em que

N_c = taxa de carregamento ou de combustão, $\text{kg.h}^{-1}.\text{m}^{-2}$; e
 A_t = área total da grelha, m^2 (0,09079)

Os resultados obtidos para o Nc encontram-se na tabela 23.

Tabela 23 Taxa de combustão para os diferentes testes e média.

INDICE AVALIADO	TESTE					
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Média
Nc (kg.h ⁻¹ .m ⁻²)	330,43	262,58	291,55	312,26	341,77	307,72

Os resultados mostram que os valores encontrados para a taxa de combustão de um gasificador de biomassa de leito fixo de fluxo concorrente, utilizando lenha de eucalipto como combustível, situou-se um pouco acima dos valores encontrados por outros pesquisadores em fornalhas para queima de biomassa.

A tensão térmica da superfície da grelha (Qa) expressa a energia térmica liberada pelo combustível sobre a grelha.

Segundo LORA e HAPP (1997b), conforme a construção da fornalha e as características da biomassa utilizada, estes valores situam-se entre 400 e 2100 kW.m⁻². VLASSOV (2001) cita valores entre 1100 a 1600 kW.m⁻² para fornalhas com tiragem forçada e 400 kW.m⁻² para fornalhas com tiragem natural. Segundo LORA e HAPP (1997b), a determinação da tensão térmica da superfície da grelha se faz de acordo com a equação 55.

$$Qa = \frac{\dot{m}_b PCI_u}{3600 A_f} \quad (55)$$

em que

Qa = tensão térmica da superfície da grelha, kW.m⁻²; e

Os resultados obtidos para o Qa encontram-se na tabela 24.

Tabela 24 Tensão térmica na superfície da grelha para os testes e média.

INDICE AVALIADO	TESTE					
	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4	Teste 5	Média
Qa (kW.m ⁻²)	1400,53	1112,95	1235,74	1323,52	1448,6	1304,27

Os resultados mostram que os valores encontrados para a tensão térmica sobre a grelha estão dentro dos valores citados na literatura, para fornalhas.

Quadro 1: Dados relativos ao teste 1

Data	26/05								
PClu da lenha (kJ.kg ⁻¹ cu)	15258,7	Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)	0,3						
PCI do carvão vegetal (kJ.kg ⁻¹)	30902,4	Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)	0,3						
PCI do GLP (kJ.kg ⁻¹)	45000	Consumo de energia do motor (kJ.h ⁻¹)	7941,6						
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	30	Tempo de queima do combustível (h:min)	2:00						
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,75	Tempo de gasificação (h:min)	1:48						
	TEMPO (minutos)								
PARÂMETROS	T 0	T 15	T 30	T 45	T 60	T 1,15	T 1,30	T 1,45	FIM*
Vazão volumétrica do ar de secagem(m ³ .h ⁻¹)	2528,17	528,17	2568,15	2568,15	2651,99	2651,99	2595,83	2595,83	2585,37
Vazão volumétrica de ar no reator (m ³ .h ⁻¹)	55,7	55,7	53,3	53,3	42,98	42,98	4905	49,05	153,53
Temperatura do ar ambiente (°C)	23	23	23	24	24	25	24	24	24
Umidade relativa do ar (%)	79	79	77	75	74	72	72	72	72
Temperatura do ar de secagem (°C)	97	100	104	104	105	100	101	98	100
Massa específica do ar ambiente (kg.m ⁻³)	1,1	1,1	1,1	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
Entalpia do ar ambiente (kJ.kg ⁻¹)	334,49	334,49	333,5	335,85	335,32	334,27	334,27	334,27	334,27
Entalpia do ar de secagem (kJ.kg ⁻¹)	410,91	414,0	417,09	418,48	418,96	412,69	413,72	410,62	412,69
Fator de ar (%)	44,3	44,3	42,39	42,01	33,87	33,87	38,66	38,66	121
Eficiência térmica (%)	44,19	45,98	49,1	48,09	50,27	47,13	46,74	44,92	45,95
Eficiência global (%)	73,94	74,16	74,97	74,9	76,02	75,36	74,92	74,69	74,61

* valores descartados da avaliação do sistema.

Quadro 2: Dados relativos ao teste 2

Data	27/05										
PClu da lenha (kJ.kg ⁻¹ cu)	15258,7								Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)	0,16	
PCI do carvão vegetal (kJ.kg ⁻¹)	30902,4								Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)	0,28	
PCI do GLP (kJ.kg ⁻¹)	45000								Consumo de energia do motor (kJ.h ⁻¹)	7941,6	
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	23,84								Tempo de queima do combustível (h:min)	2:31	
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,36								Tempo de gasificação (h:min)	2:10	
PARÂMETROS	TEMPO (minutos)										
	T 0	T 15	T 30	T 45	T 60	T 1,15	T 1,30	T 1,45	T 1,60	FIM*	
Vazão volumétrica do ar de secagem(m ³ .h ⁻¹)	2627,2	2627,2	2518,94	2518,94	2454,35	2454,35	2472,19	2472,19	2517,09	2454,97	
Vazão volumétrica de ar no reator (m ³ .h ⁻¹)	49,05	49,05	42,55	42,55	28,27	28,27	28,56	28,56	52,31	138,54	
Temperatura do ar ambiente (°C)	21	21,5	22	22,5	22,5	22,5	23	23,5	23,5	23,5	
Umidade relativa do ar (%)	80	77	74	73	73	69,5	69	66	65	67	
Temperatura do ar de secagem (°C)	80,2	79,5	82,3	78	73,3	73,2	74,1	77,5	81,6	88	
Massa específica do ar ambiente (kg.m ⁻³)	1,11	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	
Entalpia do ar ambiente (kJ.kg ⁻¹)	328,38	328,64	328,84	329,46	329,93	328,26	329,55	329,59	329,08	330,09	
Entalpia do ar de secagem (kJ.kg ⁻¹)	389,35	388,36	390,91	386,59	382,25	380,42	382,14	385,15	388,84	396,48	
Fator de ar (%)	49,54	49,09	42,59	42,59	28,3	28,3	28,59	28,59	52,36	138,66	
Eficiência térmica (%)	47,43	46,04	45,88	42,22	37,68	37,56	38,15	40,3	44,14	47,82	
Eficiência global (%)	79,6	79,4	78,7	78,1	76,7	76,6	76,9	77,3	78,3	78,4	

* valores descartados da avaliação do sistema.

Quadro 3: Dados relativos ao teste 3

Data	30/05								
PCIu da lenha (kJ.kg ⁻¹ cu)	15258,7		Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)		0,18				
PCI do carvão vegetal (kJ.kg ⁻¹)	30902,4		Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)		0,31				
PCI do GLP (kJ.kg ⁻¹)	45000		Consumo de energia do motor (kJ.h ⁻¹)		7941,6				
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	26,47		Tempo de queima do combustível (h)		2:16				
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,53		Tempo de gasificação (h)		1:43				
PARÂMETROS			TEMPO (minutos)						FIM*
			T 0	T 15	T 30	T 45	T 60	T 1,15	
Vazão volumétrica do ar de secagem(m ³ .h ⁻¹)	2472,19	2472,19	2392,84	2392,84	2451,27	2451,27	2483,26	2499,89	
Vazão volumétrica de ar no reator (m ³ .h ⁻¹)	52,87	52,87	56,69	56,69	43,4	43,4	56,12	186,04	
Temperatura do ar ambiente (°C)	25	25	24	24	24	23	22	22	
Umidade relativa do ar (%)	75	76	76,5	77	77,5	80,5	83	84,5	
Temperatura do ar de secagem (°C)	96,9	102	111,7	94,5	92,5	95,1	95,6	99,2	
Massa específica do ar ambiente (kg.m ⁻³)	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,1	1,1	1,1	
Entalpia do ar ambiente (kJ.kg ⁻¹)	339,32	339,88	336,64	336,9	337,17	335,23	333,01	333,71	
Entalpia do ar de secagem (kJ.kg ⁻¹)	413,71	419,58	427,27	409,77	407,98	409,73	409	413,45	
Fator de ar (%)	47,23	47,23	50,64	50,64	38,77	39,12	50,59	167,7	
Eficiência térmica (%)	47,7	51,1	56,24	45,22	45,02	47,8	49,39	52,17	
Eficiência global (%)	76,87	77,55	77,41	75,55	76,18	76,46	77,01	77,61	

* valores descartados da avaliação do sistema.

Quadro 4: Dados relativos ao teste 4

Data	31/05										
PClu da lenha (kJ.kg ⁻¹ cu)	15258,7				Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)				0,35		
PCI do carvão vegetal (kJ.kg ⁻¹)	30902,4				Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)				0,28		
PCI do GLP (kJ.kg ⁻¹)	45000				Consumo de energia do motor (kJ.h ⁻¹)				7941,6		
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	28,35				Tempo de queima do combustível (h)				2:07		
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,28				Tempo de gasificação (h)				1:50		
PARÂMETROS			TEMPO (minutos)								
	T 0	T 15	T 30	T 45	T 60	T 1,15	T 1,30	T 1,45	FIM*		
Vazão volumétrica do ar de secagem(m ³ .h ⁻¹)	2363,31	2363,31	2359,62	2359,62	2459,89	2459,89	2384,84	2384,84	2419,29		
Vazão volumétrica de ar no reator (m ³ .h ⁻¹)	54,43	54,43	45,66	45,66	44,53	44,53	43,97	43,97	15,69		
Temperatura do ar ambiente (°C)	23	23,5	23,5	23,5	24	24	25	25	25		
Umidade relativa do ar (%)	88	76	74,5	74,5	74	72	70	71	71		
Temperatura do ar de secagem (°C)	110,1	102,6	101,2	98,5	103	107	106	108	107		
Massa específica do ar ambiente (kg.m ⁻³)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09		
Entalpia do ar ambiente (kJ.kg ⁻¹)	338,96	334,67	33,91	333,91	335,32	334,27	336,52	337,08	337,08		
Entalpia do ar de secagem (kJ.kg ⁻¹)	429,18	415,72	414,09	411,3	416,89	419,91	420,17	422,82	421,79		
Fator de ar (%)	45,81	45,4	38,43	38,43	37,14	37,14	36,67	36,67	126,51		
Eficiência térmica (%)	53,15	4732	47,17	45,52	49,57	52,04	49,28	50,51	50,63		
Eficiência global (%)	76,03	74,89	74,65	74,15	75,86	76,21	5,37	75,42	75,67		

* valores descartados da avaliação do sistema.

Quadro 5: Dados relativos ao teste 5

Data	01/06							
PCIu da lenha (kJ.kg ⁻¹ cu)	15258,7		Consumo de GLP (kg.h ⁻¹)	0,31				
PCI do carvão vegetal (kJ.kg ⁻¹)	30902,4		Produção de cinzas (kg.h ⁻¹)	0,31				
PCI do GLP (kJ.kg ⁻¹)	45000		Consumo de energia do motor (kJ.h ⁻¹)	7941,6				
Consumo de lenha (kg.h ⁻¹)	31,03		Tempo de queima do combustível (h)	1:56				
Consumo de carvão (kg.h ⁻¹)	0,31		Tempo de gasificação (h)	1:38				
			TEMPO (minutos)					
PARÂMETROS	T 0	T 15	T 30	T 45	T 60	T 1,15	T 1,30	FIM*
Vazão volumétrica do ar de secagem(m ³ .h ⁻¹)	2477,11	2477,11	2428,51	2428,51	2414,37	2414,37	2466,04	2466,65
Vazão volumétrica de ar no reator (m ³ .h ⁻¹)	60,51	60,51	44,39	44,39	50,47	50,47	57,4	165,8
Temperatura do ar ambiente (°C)	23	24	24	24	24	24	25	25
Umidade relativa do ar (%)	76	72	70	70	70	70	69	69
Temperatura do ar de secagem (°C)	117	111	109	104	109	111	121	116
Massa específica do ar ambiente (kg.m ⁻³)	1,1	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
Entalpia do ar ambiente (kJ.kg ⁻¹)	333	334,27	333,22	333,22	33,22	33,22	335,96	335,96
Entalpia do ar de secagem (kJ.kg ⁻¹)	429,98	424,04	420,86	412,71	420,86	422,92	435,06	429,9
Fator de ar (%)	46,53	46,11	33,82	33,82	38,46	38,46	43,74	126,34
Eficiência térmica (%)	54,7	50,18	48,03	45,2	47,75	48,87	55,14	52,29
Eficiência global (%)	74,19	74,53	73,5	72,95	73,32	73,68	74,97	74,84

* valores descartados da avaliação do sistema.



Figura 23: Detalhe da tampa do reator e das entradas de ar primário no reator.



Figura 24: Sistema gerador de calor pronto para teste.