

EDNEY ALVES MAGALHÃES

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UMA FORNALHA PARA AQUECIMENTO
DIRETO E INDIRETO DE AR UTILIZANDO BIOMASSA POLIDISPERSA**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2007

EDNEY ALVES MAGALHÃES

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UMA FORNALHA PARA AQUECIMENTO
DIRETO E INDIRETO DE AR UTILIZANDO BIOMASSA POLIDISPERSA**

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

APROVADA: 11 de junho de 2007.

Prof. Juarez de Sousa e Silva
(Co-orientador)

Dr. Sergio Maurício Lopes Donzeles

Prof. Williams Pinto Marques Ferreira

Prof. Roberto Precci Lopes

Prof. Jadir Nogueira da Silva
(Orientador)

A Deus

A minha amada esposa,

Ao meu pai,

A minha mãe

Aos meus familiares

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho,

DEDICO.

AGRADECIMENTOS

A Deus pai, que esteve sempre ao meu lado servindo de refúgio nas horas mais difíceis.

A minha esposa Stela, pelo amor, carinho, compreensão, pela dedicação e, especialmente, por estar ao meu lado, dando-me forças para concluir este estudo.

Ao meu pai Manuel (*in memoriam*), que com certeza esteve ao meu lado em todos os momentos, e a minha mãe Emília, pelo apoio e carinho.

À Universidade Federal de Viçosa – UFV, pela possibilidade de realização do curso.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pelo financiamento da pesquisa e pela concessão da bolsa de estudo.

Ao Professor Jadir Nogueira da Silva, pela orientação, pelo incentivo e pela confiança, contribuindo para a realização deste trabalho.

Ao co-orientador Professor Juarez de Souza e Silva, pelos ensinamentos, incentivos, amizade e pela fundamental contribuição, na qual possibilitou a realização deste trabalho.

Ao co-orientador Delly Oliveira Filho, pelas sugestões e pelos conselhos.

Ao pesquisador Sérgio Maurício Lopes Donzeles, pela amizade e pelas importantes sugestões.

Ao Professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, pelo incentivo e pelas valiosas críticas.

Aos colegas da pós-graduação, em especial, Reginaldo, Samuel, Fábio e Douglas, pela ajuda e amizade, e da graduação, Lucas Dutra, pela colaboração como estagiário, e Carlos “laranja” e Pedro “Pedrão”, pelo apoio concedido.

Aos funcionários do Setor de Armazenamento e Pré-Processamento de Produtos Agrícolas, Hamilton Oliveira Reis, Antônio “Inhame”, Carlos “Pintinho”, José Raimundo “Zé Baixinho”, Geraldo “Geraldinho”, Sebastião “Catitu” e Edson, pela amizade e colaboração na montagem do equipamento.

Aos amigos, Alcir “Fifi”, Soelene, Gerson “Buda”, Keles, João Cleber “Bob”, Ricardo “Cacaoio”, Joseane, Marcus “R. Èsper”, Cristine e Silmara, pelos momentos de solidariedade e alegria compartilhados dentro e fora da instituição.

BIOGRAFIA

EDNEY ALVES MAGALHÃES, filho de Manuel Alves de Magalhães e Emília Sólcia Magalhães, nasceu em 04 de dezembro de 1978 na cidade de Maria Helena – PR.

Técnico em Contabilidade pelo Colégio Estadual Leonidia Pacheco, de Maria Helena – PR, diplomado em dezembro de 1996, graduou-se em Engenharia Agrícola pela Universidade Estadual do Oeste do Paraná – UNIOESTE, na cidade de Cascavel, em fevereiro de 2002.

Em março de 2002, deu início ao Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola, com ênfase em Engenharia de Sistemas Agroindústrias, pela Universidade Estadual do Oeste do Paraná, na cidade de Cascavel, obtendo o título de Mestre em fevereiro de 2004.

Iniciou, em março de 2004, o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Pré-processamento e Armazenamento de Produtos Agrícolas, pela Universidade Federal de Viçosa – UFV, na cidade de Viçosa – MG, submetendo-se à defesa de tese em junho de 2007.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xv
LISTA DE QUADROS	xvii
NOMENCLATURA	xviii
<i>Nomenclatura latina</i>	xviii
<i>Nomenclatura Grega</i>	xxiii
RESUMO	xxv
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DE LITERATURA	5
2.1. Fontes energéticas alternativas	5
2.2. Energia da biomassa	7
2.3. Resíduos agrícolas e agroindustriais como fonte energética	8
2.4. Combustão	11
2.4.1. Ar estequiométrico	12
2.4.2. Excesso de ar	14
2.4.3. Produtos da combustão	18
2.4.4. Eficiência da combustão	20
2.4.5. Controle do processo de combustão	23
2.5. Fornalhas	24
2.5.1. Classificação das fornalhas	27
2.5.2. Parâmetros para escolha do tipo de fornalhas	35
2.5.3. Dimensionamento de fornalhas	37
2.5.4. Eficiência térmica de fornalhas	39

2.6. Transmissão de calor em trocadores de calor.....	45
2.6.1. Efetividade de trocador de calor	47
2.7. Análise de custo de fornalhas.....	48
2.7.1. Custos fixos	49
2.7.2. Custo variável	49
2.7.3. Custo total de produção.....	49
2.7.4. Custo de oportunidade.....	50
2.7.5. Depreciação.....	50
2.7.6. Custo operacional total	51
2.7.7. Custo total.....	51
2.7.8. Custos médios	51
3. MATERIAL E MÉTODOS	52
3.1. A fornalha	52
3.2. Dimensionamento da fornalha.....	53
3.2.1. Critérios para o dimensionamento da fornalha	53
3.2.2. Cálculo da energia necessária para o aquecimento do ar.....	54
3.2.3. Cálculo do consumo de combustível	54
3.2.4. Dimensionamento da base da fornalha	54
3.2.5. Dimensionamento da grelha	55
3.2.6. Dimensionamento da câmara de combustão	56
3.2.7. Dimensionamento do trocador de calor	57
3.2.8. Sistema de alimentação da fornalha.....	60
3.3. Princípio de funcionamento de fornalha	61
3.4. Instrumentação da fornalha	62
3.4.1. Sensores de temperatura	63
3.4.2. Posicionamento dos sensores de temperatura.....	64
3.4.3. Medição das vazões de ar aquecido, ar comburente e do transporte pneumático	66
3.4.4. Medição do consumo de energia elétrica	68
3.4.5. Medição da qualidade dos gases de combustão.....	68
3.4.6. Medição do consumo de combustível.....	69
3.5. Caracterização e preparo do combustível	69
3.5.1. Determinação do teor de água do combustível	69
3.5.2. Determinação do poder calorífico, composição elementar e análise imediate do combustível	70
3.5.3. Análise granulométrica	70
3.5.4. Determinação da massa específica.....	70

3.6.	Parâmetros relativos à combustão	71
3.6.1.	Cálculo do excesso de ar	71
3.6.2.	Cálculo da massa de gases de combustão	71
3.6.3.	Cálculo da eficiência da fornalha	71
3.7.	Cálculo da efetividade do trocador de calor	76
3.8.	Delineamento experimental	76
3.8.1.	Determinação da transição do regime transiente para permanente	77
3.9.	Análise de custos	77
3.9.1.	Custos fixos	77
3.9.2.	Custos variáveis	78
3.9.3.	Custo de produção de energia térmica e viabilidade de substituição parcial e total da lenha por palha de café e serragem	79
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	80
4.1.	Dimensionamento da fornalha	80
4.1.1.	Cálculo do fluxo de energia para aquecimento do ar	80
4.1.2.	Cálculo do consumo de combustível	81
4.1.3.	Cálculo da superfície total e livre da grelha	81
4.1.4.	Cálculo da câmara de combustão	81
4.1.5.	Cálculo da área de troca térmica	82
4.2.	Etapas da construção da fornalha	83
4.3.	Propriedades dos combustíveis utilizados	86
4.4.	Desempenho da fornalha utilizando lenha como combustível no aquecimento indireto do ar	87
4.4.1.	Caracterização do ponto de transferência do regime transiente para permanente	87
4.4.2.	Influência da vazão mássica de combustível na variação de temperatura do ar aquecido	91
4.4.3.	Análise da combustão e dos gases de combustão	92
4.4.4.	Perdas de calor na fornalha	95
4.4.5.	Cálculo das eficiências térmicas	98
4.4.6.	Guias operacionais da fornalha	100
4.4.7.	Efetividade do trocador de calor	102
4.5.	Desempenho da fornalha utilizando lenha como combustível no aquecimento direto do ar	103
4.5.1.	Análise da combustão e do ar aquecido no aquecimento direto	104
4.5.2.	Perdas de calor no aquecimento direto do ar	105
4.5.3.	Eficiência térmica pelo método direto de cálculo	105

4.5.4. Eficiência térmica pelo método indireto de cálculo	105
4.5.5. Contribuição dos gases de combustão e do trocador de calor na energia útil para o aquecimento direto do ar	106
4.6. Desempenho da fornalha utilizando lenha associada à palha de café no aquecimento indireto do ar	107
4.6.1. Análise do sistema de alimentação	110
4.6.2. Análise da combustão no uso da lenha associada a palha de café	111
4.6.3. Perdas de calor na fornalha	113
4.6.4. Cálculo da eficiência térmica pelo método direto	115
4.6.5. Cálculo da eficiência térmica pelo método indireto	115
4.6.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor	116
4.7. Desempenho da fornalha utilizando lenha associada a serragem no aquecimento indireto do ar	117
4.7.1. Análise do sistema de alimentação	119
4.7.2. Análise da combustão	120
4.7.3. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada à serragem de madeira	122
4.7.4. Cálculo da eficiência pelo método direto	123
4.7.5. Cálculo da eficiência pelo método indireto	124
4.7.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor	124
4.8. Desempenho da fornalha utilizando apenas serragem no aquecimento indireto do ar	125
4.8.1. Análise do sistema de alimentação	128
4.8.2. Análise da combustão e dos gases de combustão	129
4.8.3. Perdas de calor na fornalha	132
4.8.4. Cálculo da eficiência pelo método direto	133
4.8.5. Cálculo da eficiência pelo método indireto	134
4.8.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor	134
4.9. Análise de custo da fornalha	135
4.9.1. Simulação dos custos de produção energética	140
4.9.2. Análise da viabilidade de substituição da lenha por resíduos agrícolas	144
5. RESUMO E CONCLUSÕES	147
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	152
APÊNDICE	161

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Gases da combustão ideal e real em função do excesso de ar (PINHEIRO e VALE, 1995).....	23
Figura 2. Fornalha a lenha com aquecimento direto Andrade et al. (1986) citado por SILVA, 2004.....	28
Figura 3. Fornalha a carvão vegetal com aquecimento direto do ar: (a) Vista geral da fornalha e (b) Carvão em combustão na grelha (LOPES, 2002).....	29
Figura 4. Esquema básico de uma fornalha a lenha com aquecimento indireto (OLIVEIRA, 1996).....	30
Figura 5. Fornalha automatizada para queima de casca de arroz (ELEPANÕ et al., 2000).....	32
Figura 6. Representação de um volume de controle para uma fornalha para aquecimento de ar usando biomassa polidispersa e lenha como combustível:.....	41
Figura 7. (a) Vista superior da base; (b) Corte AA'; e (c) Desenho esquemático, em perspectiva, da base da fornalha.....	55
Figura 8. (a) Detalhe da grelha e (b) Posicionamento da grelha na base da fornalha.....	56
Figura 9. (a) Corte da câmara de combustão, do trocador de calor e posicionamento das aletas internas (chicana) e (b) Perspectiva do cilindro metálico da câmara de combustão e do trocador de calor.....	59
Figura 10. Vista em perspectiva da montagem da câmara de combustão sobre a base da fornalha.....	59

Figura 11. (a) Desenho esquemático do ciclone e (b) Desenho esquemático do sistema de alimentação de biomassa polidispersa.....	60
Figura 12. Esquema do sistema de controle da vazão de combustível instalado no depósito.....	61
Figura 13. Vistas em perspectiva da fornalha e seus componentes.....	62
Figura 14. Sondas termométricas de imersão em gases.....	63
Figura 15. Sensores de temperatura: (a) Sensores termométricos e (b) Detalhamento da junção.....	64
Figura 16. Psicrômetro não-aspirado desenvolvido.....	64
Figura 17. Sensores de temperatura na parede da fornalha: (a) Esquema dos termopares na parede; (b) Fixação dos sensores na parede por resina; e (c) Posicionamento dos sensores de temperatura na fornalha.....	65
Figura 18. (a) Posição da sonda de medição da temperatura do ar aquecido e (b) Posição da sonda de medição da temperatura dos gases de exaustão.....	65
Figura 19. Pontos de medição da pressão dinâmica no duto.....	66
Figura 20. Entrada e medição da entrada de ar comburentes.....	67
Figura 21. Medição da vazão de ar do transporte pneumático.....	68
Figura 22. Etapas de construção da base da fornalha: (a) Construção do cinzeiro; (b) Posição da grelha; (c) Fixação da grelha na base; (d) Construção do leito de areia para encaixe da câmara de combustão; (e) Base da fornalha; e (f) Ponto de medição da temperatura da câmara de combustão.....	83
Figura 23. Montagem da fornalha: (a) Vista da câmara de combustão sobre a base; (b) Encaixe da câmara de combustão no leito de areia; (c) Vista do interior da câmara após encaixada; (d) Construção da parede externa a câmara de combustão; (e) Vista lateral da parede e aletas externas; (f) Vista frontal da fornalha; (g) Vista superior e abertura para entrada de ar frio; (h) Sistema de alimentação (i); e Vista lateral da fornalha.....	85
Figura 24. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L5i.....	88
Figura 25. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L10i.....	88
Figura 26. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L15i.....	89

Figura 27. Curvas características de variação da temperatura em função do tempo de funcionamento da fornalha.	90
Figura 28. Variação de temperatura do ar aquecido em relação ao ar ambiente em função do consumo de combustível.	91
Figura 29. Temperatura médias medidas na câmara de combustão para os Tratamentos L5i, L10i e L15i.	93
Figura 30. Perdas de calor na fornalha para os tratamentos L5i, L10i e L15i.	97
Figura 31. Curva de operação da fornalha para aquecimento indireto do ar usando lenha como combustível.	100
Figura 32. Influência do tempo de funcionamento da fornalha na variação de temperatura do ar aquecido, em relação à temperatura do ar ambiente.	103
Figura 33. Contribuição da energia fornecida pelos gases de combustão ao ar aquecido.	106
Figura 34. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente para o teste 1 do Tratamento L5Pi.	108
Figura 35. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente para o teste 2 do Tratamento L5Pi.	109
Figura 36. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente para o teste 3 do Tratamento L5Pi.	109
Figura 37. Combustão da lenha associada à palha de café: (a) queima das partículas menores em suspensão e (b) acúmulo das partículas maiores na região da grelha.	112
Figura 38. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada à palha de café (Tratamento L5Pi).	114
Figura 39. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente em função do tempo de funcionamento para o Tratamento L5Si.	118
Figura 40. Problema no sistema de alimentação de serragem: criação de caminho preferencial em meio a serragem no depósito.	120
Figura 41. (a) Combustão da serragem associada à lenha e (b) Câmara de combustão depois de testada a serragem associada a lenha.	120
Figura 42. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada a serragem de madeira (Tratamento L5Si).	123
Figura 43. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente em função do tempo de funcionamento, utilizando serragem como combustível.	127

Figura 44. Variação média da temperatura do ar aquecido na saída do ventilador em relação ao ambiente, em função do tempo.	127
Figura 45. Distribuição das partículas de serragem no interior da câmara de combustão.	129
Figura 46. (a) chama piloto e (b) partículas de serragem queimando em suspensão.....	130
Figura 47. Combustão da serragem, de forma contínua, na saída do ciclone de forma contínua.	130
Figura 48. Perdas de calor na fornalha, para o tratamento utilizando apenas serragem como combustível e aquecimento indireto do ar (Si).....	133
Figura 49. Custo de geração de energia térmica para os tratamentos analisados.	140
Figura 50. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 5 kg h^{-1} , no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5i).	141
Figura 51. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 10 kg h^{-1} , no aquecimento indireto do ar (Tratamento L10i).	142
Figura 52. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 15 kg h^{-1} , no aquecimento indireto do ar (Tratamento L15i).	142
Figura 53. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha associada a palha de café como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Pi).	143
Figura 54. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha associada a serragem de madeira como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Si).	143
Figura 55. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de serragem como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento Si). ...	144
Figura 56. Custo máximo de aquisição de combustível (palha de café e serragem) para substituição da lenha.....	146

Figura 57. Vistas da base da fornalha e suas dimensões: (a) Vista superior; e (b) Corte A A.	163
Figura 58. Vistas da câmara de combustão e suas dimensões: (a) Vista lateral; e (b) Vista superior.....	164
Figura 59. Vistas dos cortes da câmara de combustão e suas dimensões: (a) Vista do corte A A; e (b) Vista do corte B B.	165
Figura 60. Vistas da fornalha: (a) Vista lateral; e (b) Vista superior.	166
Figura 61. Vistas dos cortes da fornalha e suas dimensões: (a) Vista do corte A A; e (b) Vista do corte B B.	167

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Produções específicas de alguns resíduos vegetais em agroindústrias	9
Tabela 2. Composição elementar de alguns tipos de biomassa	12
Tabela 3. Valores ótimos de excesso de ar para vários combustíveis.....	16
Tabela 4. Propriedades do ar ambiente e do ar aquecido	80
Tabela 5. Área mínima calculada de troca térmica	82
Tabela 6. Teor de água dos combustíveis e poder calorífico inferior do combustível.....	86
Tabela 7. Granulométrica da serragem e da palha de café	87
Tabela 8. Composição dos gases de combustão dos tratamentos L5i, L10i e L15i	94
Tabela 9. Propriedades dos componentes dos gases de combustão.....	96
Tabela 10. Fluxos calculados de gases de combustão para os tratamentos L5i, L10i e L15i.....	96
Tabela 11. Tabela operacional da fornalha: consumo de lenha em função da temperatura ambiente e do ar aquecido	101
Tabela 12. Parâmetros para cálculo da efetividade do trocador de calor	102
Tabela 13. Parâmetros medidos para o tratamento utilizando lenha e palha de café como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Pi).....	107
Tabela 14. Parâmetros medidos e calculados da combustão e dos gases de combustão para palha de café associada a lenha.....	113

Tabela 15. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Pi)	117
Tabela 16. Parâmetros medidos para o tratamento utilizando lenha associada a serragem (Tratamento L5Si)	117
Tabela 17. Parâmetros médios medidos e calculados da combustão e dos gases de combustão para o uso de lenha associada a serragem.....	121
Tabela 18. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Si)	125
Tabela 19. Parâmetros medidos para o tratamento usando serragem de madeira (Tratamento Si)	126
Tabela 20. Parâmetros médios medidos e calculados da combustão da serragem e dos gases de combustão gerados	132
Tabela 21. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Si)	135
Tabela 22. Quantificação e custos dos materiais para montagem da fornalha proposta	136
Tabela 23. Parâmetros para análise de custos da fornalha	138
Tabela 24. Custos fixos e variáveis da fornalha para os tratamentos analisados..	139

LISTA DE QUADROS

Quadro 1. Principais reações e energia liberada no processo de combustão	12
Quadro 2. Expressões para determinação dos calores específicos de diversos gases em função da temperatura	21

NOMENCLATURA

Nomenclatura latina

C	- Elemento químico Carbono
CO	- Monóxido de carbono
CO_2	- Dióxido de carbono
O_2	- Oxigênio
H_2	- Hidrogênio
H_2O	- Água
S	- Elemento químico Enxofre
SO_2	- Dióxido de enxofre
N_2	- Nitrogênio
A	- Área de troca térmica do trocador de calor [m^2]
$A_{comb.}$	- Área da seção transversal do duto do ar comburente [m^2]
$A_{diaf.}$	- Área da seção transversal da abertura do diafragma [m^2]
A_{duto}	- Área da seção transversal do duto do ar aquecido [m^2]
A_l	- Área livre da grelha [m^2]
A_g	- Área total da grelha [m^2]
A_{for}	- Área superficial da parede da fornalha [m^2]
C	- Fração de carbono no combustível [decimal]
CA_{ideal}	- Relação combustível-ar ideal [$kg\ kg^{-1}$ de ar]
CA_{real}	- Relação combustível ar real [$kg\ kg^{-1}$ de ar]
CO	- Concentração de monóxido de carbono nos gases de combustão

	[%]
CO_2	- Concentração de dióxido de carbono nos gases de combustão [%]
CO_2^o	- Dióxido de carbono estequiométrico produzido a partir da combustão completa e excesso de ar 1 [%]
c_{min}	- Capacidade calorífica [$\text{kJ s}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_p	- Calor específico [$\text{kJ kmol}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_{p0}	- Calor específico a pressão constante [$\text{kJ kmol}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
$c_{p\text{água}}$	- Calor específico da água a temperatura do ambiente [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_{par}	- Calor específico do ar a temperatura do ambiente [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$];
$\bar{c}_{par}$	- Calor específico médio do ar, $\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.
c_{pf}	- Calor específico do fluido frio [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_{pg}	- Calor específico dos gases de combustão [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_{pi}	- Calor específico de um componente da mistura gasosa [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
$\bar{c}_{pg}$	- Calor específico médio dos gases de combustão [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
c_{pq}	- Calor específico do fluido quente [$\text{kJ kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
C_{op}	- Custo de oportunidade do capital empatado [$\text{R\$ ano}^{-1}$]
CF	- Custo fixo anual [$\text{R\$ ano}^{-1}$]
d_{cc}	- Diâmetro da câmara de combustão [m]
dE_{cv}	- Variação de energia no volume de controle [kJ]
dm_{vc}	- Variação de massa no volume de controle [kg]
dt	- Variação de tempo [s]
D	- Depreciação [$\text{R\$ ano}^{-1}$]
D_g	- Diâmetro da grelha [m]
g	- Aceleração da gravidade [m s^{-2}]
h_1 e h_2	- Coeficientes convectivos nas paredes internas e externas, respectivamente [$\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
h_{ar}	- Entalpia específica do ar [kJ kg^{-1}]
h_{cb}	- Entalpia específica do combustível [kJ kg^{-1}]
h_{cc}	- Altura da câmara de combustão [m]
h_{conv}	- Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$]
h_{diss}	- Entalpia específica de reação de dissociação [kJ kg^{-1}]
h_e	- Entalpia dos reagentes na entrada da fornalha [kJ kg^{-1}]
h_{for}	- Altura da parede da fornalha [m]
h_s	- Entalpia dos produtos na saída fornalha [kJ kg^{-1}]

H	- Fração de hidrogênio no combustível seco [decimal]
i	- Taxa anual de juros [%]
I	- Corrente elétrica [A]
k	- Condutividade térmica do material [$\text{W m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$]
K	- Tensão térmica volumétrica [$\text{kJ s}^{-1} \text{ m}^{-3}$]
L	- Comprimento do trocador de calor [m]
L_{CO}	- Valor medido da concentração de CO pelo equipamento [ppm]
$m_{\text{ar}}^{\text{os}}$	- Massa teórica de ar [kg kg^{-1} de combustível seco]
$m_{\text{ar}}^{\text{o s / u}}$	- Massa teórica de ar [kg kg^{-1} de combustível seco ou úmido]
$m_{\text{ar}}^{\text{ou}}$	- Massa teórica de ar [kg kg^{-1} de combustível úmido]
$\dot{m}_{\text{ar}}^{\text{ou}}$	- Vazão mássica de ar comburente para um combustível úmido que entra no volume de controle [kg s^{-1}]
$m_{\text{ar}}^{\text{s / u}}$	- Massa real de ar comburente [kg kg^{-1} de combustível seco ou úmido]
$\dot{m}_{\text{ar aquecido}}$	- Vazão mássica de ar aquecido pela fornalha que sai do volume de controle [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{ar comb}}^{\text{s / u}}$	- Vazão mássica real de ar comburente para combustível seco ou úmido [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{ar frio}}$	- Vazão mássica de ar frio que entra para ser aquecido pela fornalha [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{ar resf.}}$	- Vazão mássica de ar frio que entra para controle de temperatura do ar aquecido [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{ar TP}}$	- Vazão mássica de ar do transporte pneumático da biomassa polidispersa que entra no volume de controle [kg s^{-1}]
$m_{\text{ar seco}}^{\text{os}}$	- Massa teórica de ar seco [kg kg^{-1} de combustível seco]
$m_{\text{ar seco}}^{\text{ou}}$	- Massa teórica de ar seco [kg kg^{-1} de combustível úmido]
$\dot{m}_{\text{cb}}$	- Vazão mássica de combustível [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{cb}}^{\text{s / u}}$	- Vazão mássica de combustível seco ou úmido [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{cb (lenha)}}$	- Vazão mássica de lenha que entra no volume de controle [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{cb (polid.)}}$	- Vazão mássica de biomassa polidispersa que entra no volume de controle [kg s^{-1}]
$\dot{m}_{\text{cinza}}$	- Vazão mássica de cinzas que sai do volume de controle [kg s^{-1}]

$\dot{m}_e$	- Vazão mássica que entra no volume de controle [kg s ⁻¹]
m_f	- Massa final da amostra [kg]
$\dot{m}_{ff}$	- Vazão mássica de fluido frio [kg s ⁻¹]
m_{gs}^{os}	- Massa teórica de gases secos [kg kg ⁻¹ de combustível seco]
m_{gs}^s	- Massa real de gases secos [kg kg ⁻¹ de combustível seco]
m_{gs}^u	- Massa real dos gases secos [kg kg ⁻¹ de combustível úmido]
$m_{g\ s/u}^{s/u}$	- Massa de gases secos ou úmidos para combustível seco ou úmido [kg kg ⁻¹]
$\dot{m}_{g\ s/u}^{s/u}$	- Vazão mássica real de gases secos ou úmidos para combustível seco ou úmido [kg s ⁻¹]
m_{gu}^s	- Massa real de gases úmidos [kg kg ⁻¹ de combustível seco]
m_{gu}^u	- Massa real de gases úmidos [kg kg ⁻¹ de combustível úmido]
m_i	- Massa inicial da amostra [kg]
$m_{O_2}^{os}$	- Massa teórica de oxigênio [kg kg ⁻¹ de combustível seco]
$m_{O_2}^{ou}$	- Massa teórica de oxigênio [kg kg ⁻¹ de combustível úmido]
$m_{N_2}^{ar}$	- Massa de nitrogênio proveniente do ar [m ³ kg ⁻¹ de combustível seco]
$\dot{m}_q$	- Vazão mássica de fluido quente [kg s ⁻¹]
m_{RO_2}	- Massa de gases triatômicos [kg kg ⁻¹ de combustível seco]
$\dot{m}_s$	- Vazão mássica que deixa o volume de controle [kg s ⁻¹]
M	- Custo com mão de obra [R\$ ano ⁻¹]
n	- Número de leituras da velocidade [adimensional]
N_c	- Taxa de carregamento [kg h ⁻¹ m ⁻²]
O	- Fração de oxigênio no combustível seco [decimal]
O_2	- Concentração de oxigênio nos gases de combustão [%]
pi	- Ponto de medição da temperatura da parede [lado interno]
pe	- Ponto de medição da temperatura da parede [lado externo]
P_{atm}	- Pressão atmosférica [kN m ⁻²]
P_{cb}	- Preço do combustível [R\$ kg ⁻¹]
P_d	- Pressão dinâmica [mmca]
P_{EE}	- Preço da energia elétrica [R\$ kWh ⁻¹]
P_{tot}	- Pressão total [mmca]

PCI	- Poder calorífico inferior [kJ kg^{-1}]
PCS	- Poder calorífico superior [kJ kg^{-1}]
Pot_{eixo}	- Potência mecânica no eixo do ventilador [kJ s^{-1}]
q_{amb}	- Perda de calor para o ambiente ou arrefecimento da fornalha [kJ s^{-1}]
q_{cond}	- Taxa de transferência de calor por condução [W]
$\dot{q}_d$	- Taxa de energia disponível [kJ s^{-1}]
q_{gc}	- Perda de calor nos gases de combustão [kJ s^{-1}]
q_{qi}	- Perda de calor na combustão química incompleta [kJ s^{-1}]
q_{max}	- Máxima taxa de transferência de calor possível [kJ s^{-1}]
$q_{q \rightarrow f}$	- Taxa de transferência de calor entre fluidos quente e frio [kJ s^{-1}]
$\dot{q}_u$	- Taxa de energia útil [kJ s^{-1}]
$\dot{Q}_{\text{ar}}$	- Vazão volumétrica do ar [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
$\dot{Q}_{\text{ar comb.}}$	- Vazão de ar comburente [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
$\dot{Q}_{\text{ar TP}}$	- Vazão de ar no transporte pneumático [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
Q_{gs}^u	- Fluxo volumétrico de gases de exaustão [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
$\dot{Q}_{\text{vc}}$	- Taxa de transferência de calor entre a fornalha e sua vizinhança [kJ s^{-1}]
r_1 e r_2	- Raios interno e externo da parede do cilindro [m]
r_i	- Razão mássica do componente na mistura [decimal]
R	- Constante universal dos gases [$\text{kJ m kg}^{-1} \text{°C}^{-1}$]
S	- Fração de enxofre no combustível seco [decimal]
t	- Tempo [h]
t_{op}	- Tempo de operação anual [h ano^{-1}]
T	- Temperatura [K ou $^{\circ}\text{C}$]
T_{amb}	- Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]
T_{ar}	- Temperatura do ar aquecido [$^{\circ}\text{C}$]
$\bar{T}_{\text{ar}}$	- Temperatura média do ar [$^{\circ}\text{C}$]
T_{comb}^o	- Temperatura teórica da chama [$^{\circ}\text{C}$]
$T_{\text{estequiom.}}^o$	- Temperatura teórica da chama com ar estequiométrico [$^{\circ}\text{C}$]
$T_{f,e}$	- Temperatura de entrada do fluido frio [$^{\circ}\text{C}$]
$T_{f,s}$	- Temperatura de saída do fluido frio [$^{\circ}\text{C}$]
T_g	- Temperatura dos gases de exaustão [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ge}	- Temperatura inicial dos gases de combustão [°C]
T_{pe}	- Temperatura da parede externa da fornalha [°C]
T_{pi}	- Temperatura da parede interna da fornalha [°C]
$T_{q,e}$	- Temperatura de entrada do fluido quente [°C]
$T_{q,s}$	- Temperatura de saída do fluido quente [°C]
T_{real}^o	- Temperatura teórica da chama nas condições reais de trabalho [°C]
T_{vu}	- Tempo de vida útil [anos]
U	- Coeficiente global de transferência de calor [$W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$]
U_{bu}	- Teor de água do combustível [$kg\ kg^{-1}$ de combustível úmido]
U_{bs}	- Teor de água do combustível [$kg\ kg^{-1}$ de combustível seco]
V	- Tensão elétrica [A]
V_{ar}	- Velocidade do ar [$m\ s^{-1}$]
V_{ar}^o	- Volume teórico de ar necessário para queima de 1 kg de combustível [$m^3\ kg^{-1}$]
V_{cc}	- Volume da câmara de combustão [m^3]
V_e	- Velocidade dos reagentes na entrada da fornalha [$m\ s^{-1}$]
$V_{ar\ i}$	- Velocidade do ar no i-ésimo ponto de medição [$m\ s^{-1}$]
V_{if}	- Valor inicial do equipamento [R\$]
V_{ff}	- Valor residual do equipamento [R\$]
V_s	- Velocidade dos produtos na saída da fornalha [$m\ s^{-1}$]
VC	- Volume de controle
$\dot{W}_{Alim.}$	- Potência consumida pelo sistema de alimentação [$kJ\ s^{-1}$]
$\dot{W}_e$	- Trabalho que entra no volume de controle [$kJ\ s^{-1}$.]
W_{vc}	- Trabalho líquido realizado por dispositivos eletromecânicos que sai do volume de controle [$kJ\ s^{-1}$]
$\dot{W}_{VTP}$	- Potência consumida pelo transporte pneumático [$kJ\ s^{-1}$]
Z_e e Z_s	- Termos relativos à energia de posição [m]

Nomenclatura Grega

α	- Excesso de ar [adimensional]
β	- Coeficiente de Bunte [adimensional]
ΔT	- Variação de temperatura [°C]
ΔT_{ml}	- Diferença média logarítmica de temperatura [°C]
ε	- Efetividade do trocador de calor [decimal]

η	- Eficiência térmica [%]
η_{comb}	- Eficiência da combustão [decimal]
η_i	- Eficiência térmica pelo método indireto [%]
η_{vent}	- Rendimento do ventilador [decimal]
η_{motor}	- Rendimento do motor elétrico [decimal]
ξ	- Efetividade [adimensional]
ρ_{ar}	- Massa específica do ar [kg m ⁻³]
φ	- Fator de potência [adimensional]

RESUMO

MAGALHÃES, Edney Alves, D.Sc. Universidade Federal de Viçosa, junho de 2007.
Desenvolvimento e análise de uma fornalha para aquecimento direto e indireto de ar utilizando biomassa polidispersa. Orientador: Jadir Nogueira da Silva. Co-orientadores: Juarez de Sousa e Silva e Delly Oliveira Filho.

Foi desenvolvido e avaliado um sistema de geração de calor com opção de aquecimento direto e indireto do ar, visando à secagem de produtos agrícolas ou ao aquecimento de instalações zootécnicas. A fornalha desenvolvida possui um trocador de calor tubo concêntrico, com fluxo contracorrente, e foi alimentada, por transporte pneumático, com biomassa polidispersa e, manualmente, com lenha. Para analisar o desempenho da fornalha, foram realizados testes utilizando lenha como combustível (5, 10 e 15 kg h⁻¹), palha de café associada a lenha, serragem associada a lenha e apenas serragem. Como resultado, a fornalha desenvolvida, quando se utilizou apenas lenha como combustível, apresentou eficiências térmicas variando entre 68,9 e 74,2 % para o aquecimento indireto do ar e 89,8 % para o sistema direto de aquecimento do ar. Ao utilizar palha de café associada a lenha e serragem associada a lenha, as eficiências foram de 58,6 % e 62,9 %, respectivamente, para o aquecimento indireto do ar. No sistema, no qual se utilizou apenas serragem como combustível, a eficiência média foi de 73,3 % para o aquecimento indireto do ar. As eficiências foram consideradas excelentes quando comparadas com fornalhas de fogo indireto, citadas na literatura. As perdas pelos gases de exaustão foram as maiores dentre as perdas medidas, variando entre, aproximadamente, 18% e 30 %. A fornalha apresentou bom isolamento térmico, com perdas por arrefecimento entre 1 % e 3 %. As perdas de calor pela combustão

química incompleta (CO) ficaram abaixo de 4%, com exceção dos testes utilizando palha de café, que em média foram de, aproximadamente, 7%. A efetividade do trocador de calor, considerando a temperatura inicial dos gases igual à temperatura teórica da chama, apresentou valores próximos aos da eficiência térmica da fornalha, variando de 0,624 a 0,797. Os sistemas de alimentação por transporte pneumático e de distribuição da biomassa apresentaram-se eficazes, de fácil operação e manutenção. A combustão da serragem com fluxo superior a 10 kg h^{-1} e teor de água abaixo de 15 % b.u., proporcionou chama contínua, dispensando o uso de chama piloto com lenha. O custo total da fornalha, dimensionada para atender a uma demanda energética de, aproximadamente, $140,0 \text{ MJ h}^{-1}$, foi de R\$ 3.615,60, em que um terço deste valor se deve ao sistema de alimentação por transporte pneumático. O custo de produção de energia térmica é menor quanto maior a taxa de liberação de energia e o tempo de funcionamento anual da fornalha. Custos de aquisição da lenha, em $\text{R\$ ton}^{-1}$, inferiores a 27,00, 12,00 e 5,00, tornam menos atrativas a utilização da palha de café associada a lenha, da serragem associada a lenha e apenas da serragem como combustível, respectivamente, que o uso de apenas lenha. Por fim, conclui-se que a fornalha desenvolvida é um equipamento útil para geração de calor, podendo ser utilizada em diversos setores agrícolas e agroindustriais, por proporcionar ar aquecido limpo para fins diversos, a custos acessíveis a agroindústrias e aos produtores rurais, além de utilizar combustíveis que promovem o desenvolvimento sustentável.

ABSTRACT

MAGALHÃES, Edney Alves, D.Sc. Universidade Federal de Viçosa, June 2007.
Development and analysis of a furnace for both direct- and indirect air heating by using polydispersive biomass. Adviser: Jadir Nogueira da Silva.
Co-adviser: Juarez de Sousa e Silva and Delly Oliveira Filho.

A heat-generation system with option to direct or indirect heating of the air, that could be used in drying agricultural products or heating zootechnical facilities was developed and evaluated. The developed furnace has a heat changer with concentric countercurrent-flux tube, and it was fed polydispersive biomass by pneumatic transport or manually with biomass by firewood. Some tests were accomplished to analyze the performance of the furnace, by using firewood as fuel (5, 10 and 15 kg h⁻¹), coffee straw together with firewood, sawdust associated with firewood and sawdust only. When using only firewood as fuel, the developed furnace showed thermal efficiency varying from 68.9 to 74.2% for indirect heating of the air and 89.8% for the direct heating system. When using coffee straw associated to firewood and the sawdust associated to firewood, the efficiencies 58.6% and 62.9% were respectively obtained for the indirect air heating. In the system using only sawdust as fuel, an average efficiency of 73.3% was reached for the indirect air heating. The efficiencies showed to be excellent, compared to those indirect-fire furnaces mentioned in the available literature. The losses through exhaustion gases varied around 18% to 30%, as showing to be the highest ones. The furnace showed satisfactory thermal isolation, as the losses by cooling varied from 1% to 3%. The heat losses by the incomplete chemical combustion (CO) were lower than 4%, except for the tests using coffee straw, when they reached about 7%. When

considering the initial gas temperatures as equal to the theoretical flame temperature, the values for effectiveness of the heat changer varied from 0.624 to 0.797, therefore close to that of the furnace. Both the pneumatic feeding system and the biomass distribution system showed to be efficient, easily operated and maintained. The sawdust combustion with flow above 10 kg h^{-1} and water content below 15% w.b. provided continuous flame, as dispensing the use of pilot flame with firewood. The total cost of the furnace to supply an energy demand around 140.0 MJ h^{-1} was R\$ 3.615,60, a third from which is due to the pneumatic feeding system. The cost of the thermal-energy production is lower as higher is the energy release rate and the time of the annual furnace operation. The purchasing firewood costs (R\$ ton^{-1}) that are inferior to 27,00, 12,00 and 5,00 make less attractive the use of the coffee straw associated with firewood, the firewood-associated sawdust and the sawdust as fuel only, respectively than using only firewood. Thus, the developed furnace is an useful equipment for heat generation, and could be used in several agricultural and agroindustry sectors, since it provides clean heated air for several purposes at costs accessible to the agroindustries and rural producers, besides using fuels promoting the sustainable development.

1. INTRODUÇÃO

Na discussão atual sobre a política energética e ambiental, tanto em no plano nacional quanto internacional, é atribuída grande importância às fontes renováveis de energia. Espera-se delas uma contribuição significativa para a solução de muitos dos problemas atuais e futuros. As energias renováveis devem substituir, cada vez mais, os combustíveis fósseis, como petróleo, carvão mineral e gás natural, promovendo uma maior diversificação da matriz energética mundial. Além disso, o elevado consumo de recursos energéticos de origem fóssil contribui para o aumento do efeito estufa. Deve-se, então, buscar cada vez mais a utilização de energia sustentável, para minimizar os impactos ambientais, ou seja, introduzir e divulgar as fontes renováveis de energia.

O Brasil, com sua vasta extensão territorial, apresenta um alto potencial de recursos naturais geradores de energia que poderiam minimizar o suprimento das fontes energéticas convencionais, destacando-se a eólica, a solar, pequenas quedas d'água e a biomassa. Em 2005, 47,3 % da energia primária produzida no Brasil era de fonte renovável, enquanto a média mundial não passou de 13,7 % (BRASIL, 2006).

A partir da proibição da utilização de combustíveis fósseis para secagem de produtos agrícolas pelo Conselho Nacional de Petróleo em 1980, houve maior procura e uso mais intenso da lenha, como acontece até os dias atuais, o que contribuiu com sua escassez e elevações de preços (LOPES et al., 2001), em virtude do desequilíbrio entre oferta e demanda; ou seja, a implantação de reflorestamento com fins energéticos não foi suficiente para atender ao aumento da demanda.

A disponibilidade de resíduos provenientes do beneficiamento de produtos agrícolas, do beneficiamento da madeira e da produção de carvão vegetal é muito grande. LOPES et al. (2001) ressaltam que a utilização de resíduos agrícolas para geração de calor poderia ser suficiente para a secagem dos produtos que lhe deram origem. Segundo KOOPMANS e KOPPEJAN (1997), para cada 4 kg de arroz beneficiado, 1 kg de casca é gerado, resultando em um montante de resíduos na casa dos 3 milhões de toneladas por ano. No caso da agroindústria do café, as cascas representam, aproximadamente, 21% do montante do café beneficiado CEPEL (2000). Na indústria madeireira, cerca de 620 mil toneladas de serragem são produzidas por ano (AGÊNCIA BRASIL, 2005), e, em muitos casos, elas ficam amontoadas nos pátios das empresas, deixando de ser uma fonte energética e deteriorando-se com o tempo.

O emprego desses resíduos para geração de energia elétrica em unidades de grande escala, fora das propriedades agrícolas, também é vislumbrado, porém a dificuldade de transporte, a baixa densidade e a produção localizada de resíduos tornam seu uso economicamente inviável (WERTHER et al., 2000).

Nesta ótica, a utilização de resíduos agrícolas e agroindustriais torna-se uma alternativa importante em relação aos fatores ambientais relacionados à substituição de combustíveis convencionais de origem fóssil, indo ao encontro do anseio mundial no que diz respeito à redução das emissões de gases prejudiciais ao meio ambiente. Nesta mesma direção, a redução de áreas degradadas pelas explorações indiscriminadas da lenha para fins energéticos corrobora a importância do uso de resíduos agroindustriais nos processos de geração de energia térmica.

Do ponto de vista econômico, o uso de combustíveis alternativos contribui agregando valores aos produtos dos setores agrícolas, reduzindo significativamente os custos de produção, além da sua valorização no mercado exterior, por atender aos mecanismos de desenvolvimento limpo estabelecidos pelo Protocolo de Kyoto.

Alguns sistemas de aproveitamento de resíduos agrícolas e agroindustriais como o sistema de leito fluidizado, o de grelhas fixas e móveis e a queima em suspensão, estão sendo avaliados. O sistema de queima em suspensão para biomassa polidispersa requer que o combustível tenha uma umidade menor que 15% b.u. e um diâmetro de partículas menor que 2 mm (WERTHER et al., 2000). SPLIETHOFF e HEIN (1998), estudando o uso da biomassa em associação ao carvão mineral pulverizado em fornalhas, afirmam que para palhas, em geral, o diâmetro de 6 mm é suficiente. Essas exigências e a necessidade de equipamentos pneumáticos avançados para o processo de suspensão tornam esse sistema de queima inviável para pequenos produtores rurais. WERTHER et al. (2000)

ressaltam ainda que a densificação desses resíduos, com a briquetagem e a peletização, podem amenizar esses problemas, mas o alto custo dos equipamentos ainda é um empecilho. Assim, uma configuração mais simplificada para a queima desses resíduos, na forma em que são disponibilizados, é desejada.

Entretanto, independentemente do equipamento empregado para o aproveitamento dos resíduos, um custo adicional à fornalha sempre existe, como no caso de dispositivos transportadores (rosca sem fim e pneumáticos), dispositivo de distribuição no interior da fornalha, grelhas mecânicas e em forma de escada ou, ainda, grelhas planas empregando sistemas espalhadores, que são exemplos de dispositivos que agregam valor aos custos de construção e de operação para a queima de biomassa polidispersa.

Em virtude das baixas potências das fornalhas usadas no meio rural e da dificuldade de recurso para investimento nesse setor, pesquisas têm sido feitas para o desenvolvimento de fornalhas com custo reduzido e de fácil operação e manutenção.

Apesar dos inúmeros estudos relacionados a fornalhas, para produção de ar quente para secagem de produtos agrícolas e aquecimento de ambientes, estas apresentam, na prática, baixa eficiência térmica, dificilmente ultrapassando os 50% no caso de aquecimento indireto do ar. Esta baixa eficiência reflete diretamente no custo de operação, reduzindo a rentabilidade do produtor. Desta forma, deve ser almejada a melhoria da eficiência térmica das fornalhas deve ser almejada em todos os projetos de novos equipamentos.

Outra problemática com as fornalhas atuais é a não flexibilidade para o aquecimento do ar e do combustível empregado. No meio rural, dependendo da atividade, o ar aquecido deve ser ou não isento de impurezas (fumaça, particulados, monóxido de carbono, etc.). Além do mais, cada fornalha é projetada para um determinado tipo de combustível, portanto o emprego de um outro resultará, normalmente, em seu mal funcionamento e, conseqüentemente, o produtor terá de adquirir uma fornalha para cada situação; ou seja, com aquecimento direto ou indireto do ar. Assim, o desenvolvimento de uma fornalha que possua as duas opções de aquecimento do ar (direto e indireto) e, ainda, possibilite a utilização de biomassas em formas variadas como combustível é de total interesse dos produtores rurais.

Diante do exposto, o objetivo geral deste estudo foi desenvolver um sistema gerador de calor, utilizando como combustível lenha e resíduos de origem vegetal polidispersos, visando ao aquecimento direto e indireto de ar para fins diversos, bem como:

- analisar o desempenho da fornalha para diferentes consumos de lenha;
- analisar o desempenho da fornalha utilizando biomassa polidispersa como combustível, associado ou não a lenha; e
- realizar a análise de custo de geração de energia térmica para as biomassas utilizadas como combustível.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Fontes energéticas alternativas

As energias renováveis são consideradas energias alternativas a matriz energética tradicional, tanto pela sua disponibilidade garantida, como pelo seu menor impacto ambiental, ainda que em alguns casos este possa ser muito grande, como é o causado por barragens que provocam deslocamento de famílias e a inundação de grandes áreas, como a recente usina de Três Gargantas na China, na qual foram removidos quase 2 milhões de pessoas.

Os combustíveis renováveis são aqueles que usam como matéria-prima elementos renováveis pela natureza, como a cana-de-açúcar, utilizada na fabricação do álcool; a mamona, utilizada para a fabricação do biodiesel; e a lenha, na combustão direta e na produção de carvão vegetal.

Os combustíveis renováveis, além de representarem fontes inesgotáveis de energia, não contribuem para o aumento global de CO₂ e de outros gases nocivos, uma vez que as emissões geradas por sua queima são absorvidas no processo de fotossíntese. Ao contrário dos combustíveis renováveis, que representam um ciclo fechado de carbono, os combustíveis fósseis, como o petróleo e o carvão mineral, lançam ao ar o carbono que estava armazenado há milhões de anos, agravando o efeito estufa.

Segundo LORENZO (1994), a eficiência energética e a redução no consumo, assim como, o suprimento futuro da demanda energética, deverão ser

baseados nas fontes renováveis de energia, constituindo-se no fundamento da matriz energética mundial.

Entretanto, o mundo deverá estar preparado para suprir a demanda causada por pressões ambientais no que diz respeito à substituição de fontes energéticas convencionais e ao aumento natural do consumo energético, gerados pelo desenvolvimento dos setores urbano e rural.

O setor rural tem-se desenvolvido a partir de conquistas tecnológicas, com a utilização de métodos e técnicas cada vez mais dependentes de energia, porém estas conquistas são muito afetadas pela disponibilidade e qualidade da energia. O uso intenso de energia na agricultura também contribui para a melhoria de vida dos agricultores quando promove serviços como: cozinhar, iluminar, aquecer, bombear água, transportar, industrializar produtos, etc. Considerando que, no mundo, aproximadamente, 2,5 bilhões de pessoas vivem em áreas rurais, a dependência energética torna-se um problema que não pode ser ignorado (ROSILLO-CALLE, 2000).

O Brasil, por sua vasta extensão territorial, apresenta um alto potencial de recursos naturais geradores de energia que poderiam minimizar o suprimento das fontes energéticas convencionais, destacando-se, dentre elas, a eólica, a solar, as pequenas quedas d'água e a biomassa.

Por ser um país em desenvolvimento, o Brasil necessitará utilizar fontes alternativas de energia, pois, ainda hoje, sua matriz energética é dependente de duas fontes de energia: a gerada pelo petróleo e a hidráulica.

Com as constantes crises políticas nos países do Oriente Médio, o fornecimento de petróleo pode, de uma hora para outra, ser interrompido e causar imensos danos à economia mundial, inclusive no Brasil, apesar da auto-suficiência. Como exemplo, as possíveis estiagens aliadas a um fluxo irregular de investimentos, que podem obrigar o Brasil a racionar o uso de energia elétrica, freando o crescimento econômico.

Grandes investimentos estão sendo feitos para o emprego do gás natural proveniente da Bolívia, mas as divergências políticas com este país, como a ocorrida recentemente, na qual o governo boliviano decidiu nacionalizar as riquezas de seu subsolo e controlar sua industrialização, transporte e comercialização, podem comprometer as negociações, gerando incertezas para investimentos futuros.

Preocupados com o abastecimento energético e com as emissões de poluentes, a Comissão Européia de Energia decidiu, em seu livro chamado "livro branco", aumentar a quota de uso das energias renováveis de 6%, em 1995, para

12%, referindo-se ao consumo total de energia na Europa, até o ano de 2010. Dentre as diversas fontes alternativas, o melhor prognóstico para aumento de energia renovável é o da biomassa, cuja cota, em termos de abastecimento energético, deve subir de 3,3 % para 8,3% (STAISS e PEREIRA, 2001).

Logo, o aproveitamento de energias renováveis, principalmente da biomassa, surge no Brasil como alternativa não poluente, economicamente viável e com maior aplicabilidade nas atividades agrícolas, por sua grande oferta e facilidade de obtenção.

2.2. Energia da biomassa

Segundo STAISS e PEREIRA (2001), biomassa pode ser definida como a massa total de matéria orgânica que se acumula em um espaço vital, pertencendo a ela todas as plantas e todos os animais, incluindo seus resíduos. Na mesma direção, LORA (1997) define biomassa como a abrangência da matéria vegetal criada pela fotossíntese e seus derivados, tais como resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida em resíduos domésticos urbanos.

A biomassa energética pode ser encontrada na natureza de diversas formas. As mais conhecidas são a lenha, os resíduos gerados pelas culturas agrícolas, agroindústrias, criação animal, as florestas energéticas e os resíduos sólidos urbanos (VOIVONTAS et al., 2001).

Em 2000, a biomassa era responsável por 14% do suprimento energético mundial, equivalente a 55 EJ ou 25 milhões de barris de petróleo/dia. Em alguns países em desenvolvimento, ela representa até 34% do total do suprimento energético em áreas rurais e, em outros, chega a uma participação de 90% do consumo total de energia, segundo ROSILLO-CALLE (2000); enquanto, em países mais desenvolvidos, a utilização da biomassa como energia primária consumida é bem menor. Em países como Estados Unidos, Finlândia, Suécia e Áustria, a participação da biomassa na matriz energética representava somente 4% a 18% (SIMO e SIWE, 2000). Atualmente, a biomassa representa cerca de 30 % da energia consumida no Brasil, constituindo-se em uma das principais fontes de energia (BRASIL, 2006).

O pesquisador ROSILLO-CALLE (1987) chamou o Brasil de “biomass society” em razão do desenvolvimento do país no aproveitamento da biomassa de ciclo curto (cana-de-açúcar) e ciclo longo (reflorestamento), e, ainda, por possuir um parque industrial moderno, baseado no aproveitamento da biomassa.

MAGALHÃES et al. (2001) estudando o potencial de biomassa na região oeste do Paraná, afirmam que a biomassa de origem vegetal e animal, proveniente das atividades agrícolas e agroindustriais nesta região poderiam substituir 3,9% da energia consumida em forma de petróleo no país e 53,6% no Estado.

No Brasil, estudos sobre a utilização de biomassa são necessários, pois este é um país com intensa atividade agrícola, apresentando um grande potencial energético que é pouco aproveitado pelos produtores e pelas empresas do setor agroindustrial.

No meio rural o desenvolvimento é cada vez mais dependente de energia. Dentre as atividades agrícolas, a secagem de produtos agrícolas e o aquecimento de ambientes para criação intensiva de animais estão entre as que mais utilizam energia na forma térmica. Com a proibição da utilização de combustíveis fósseis para secagem de produtos agrícolas, pelo Conselho Nacional de Petróleo em 1980, e a expansão das atividades avícolas nos últimos anos, houve uma maior procura e o uso indiscriminado da lenha, como acontece até os dias atuais, o que contribui para sua escassez e a elevação do preço. Este desequilíbrio entre oferta e demanda, ou seja, a implantação de reflorestamento para fins energéticos ainda não é suficiente para atender ao aumento da demanda (LOPES et al., 2001). LOPES et al., 2001 ressaltam que a utilização de resíduos agrícolas para geração de calor poderia ser suficiente para a secagem dos produtos que lhe deram origem.

2.3. Resíduos agrícolas e agroindustriais como fonte energética

A disponibilidade de resíduos provenientes do beneficiamento de produtos agrícolas, das atividades florestais, do beneficiamento da madeira e na produção de carvão vegetal é muito grande. Do total de resíduos agrícolas e agroindustriais gerados no mundo, aproximadamente 65% vem das atividades florestais (excluindo a lenha como combustível) e 35% é referente aos resíduos agropecuários. Da geração de resíduos agrícolas a palha de arroz, o bagaço de cana e a palha de café são os predominantes, e, entre eles, a palha de arroz é a que detém o maior montante, 43% dos resíduos gerados (STREHLER & STUETZLE, 1987). Na Tabela 1 pode-se observar a produção de resíduos gerada para o beneficiamento, por quilograma, de alguns produtos vegetais.

Segundo KOOPMANS e KOPPEJAN (1997), para cada 4 kg de arroz beneficiado, 1 kg de casca é gerado. Considerando a produção anual brasileira de arroz em casca, de mais de 13 milhões de toneladas (IBGE, 2004), o montante de

resíduos ultrapassaria a casa dos 3 milhões de toneladas por ano, que equivale, em termos energéticos, a, aproximadamente, 28.800 TJ ano⁻¹.

Na indústria de café solúvel, para cada tonelada de café produzida são geradas 4,5 ton de borra, com 80% b.u. de umidade que, quando reduzida por secagem para 25% b.u., tem poder calorífico de 17.000 kJ kg⁻¹. Este montante poderia suprir entre 60 e 80% a demanda de combustível de uma empresa de café solúvel (CEPEL, 2000).

Tabela 1. Produções específicas de alguns resíduos vegetais em agroindústrias

Produto	Produção brasileira safra 2005/2006 (ton) ¹	Porcentagem de produção de resíduo (%) ^{2*}	Estimativa de produção de resíduos (ton)	Poder calorífico superior (kJ kg ⁻¹)
Arroz	11.579.000	22	2.547.380 **	9.629
Algodão em caroço	2.723.600	18	490.248 **	13.816
Café	2.550.000	21	535.500 **	17.585
Amendoim	2.367.000	25	497.070 **	17.794
Cana de açúcar	431.410.000	12	51.769.200 ***	4.250

Fontes: ¹ BRASIL, (2007); e ² CEPEL, (2000).

* Resíduo isento de umidade; ** Produção de resíduo em casca; *** Produção de resíduo em bagaço.

Segundo LOPES et al. (2001), 20% da produção de carvão vegetal no Brasil é transformada em finos e, para seu aproveitamento, os finos de carvão precisam ser, na maioria dos casos, transformados em briquetes.

Na indústria madeireira, na qual são utilizadas serras, o total de resíduos gerados, segundo HÜEBLIN (2003) e CASSILHA et al. (2004), pode chegar a 12% do volume total da matéria-prima, enquanto DUTRA e NASCIMENTO (2006), encontraram valores médios de 15,7%. Tomando como base a quantidade de madeira serrada no mundo, no ano de 2000, de 1.586.539.416 m³ (IBPQ, 2002), dá para se ter uma noção da quantidade de resíduos gerados neste setor, apenas na forma de serragem. No Brasil, segundo estes mesmos autores, o montante de madeira serrada foi, para este mesmo ano, próximo de 26 milhões de metros cúbicos.

Apesar da grande quantidade de resíduos gerados no meio agrícola e agroindustrial, apenas uma pequena porcentagem é aproveitada em razão do desconhecimento do potencial energético e pela falta de equipamentos apropriados para sua utilização. WERTHER et al. (2000) destacam inúmeros outros problemas que afetam a utilização destes resíduos como fonte energética. Dentre eles estão a

difficuldade de transporte, os altos custos de investimentos em unidades geradoras de energia elétrica, a disponibilidade de outros combustíveis com baixo custo e a alta demanda de mão-de-obra, fatores que podem inviabilizar seu aproveitamento, tanto em pequenas como em grandes unidades geradoras. Outros pontos importantes que influenciam no “design” de equipamentos para alimentação e combustão dos resíduos são: a baixa densidade, a alta umidade, o teor de voláteis e o baixo ponto de derretimento das cinzas, que dificultam o desenvolvimento de equipamentos eficientes.

Diante das dificuldades relatadas, o aproveitamento destes resíduos para o suprimento energético, na forma de energia térmica, nas propriedades agrícolas e, ou, agroindústrias que lhe deram origem, ou que pelo menos estejam próximos dos pontos produtores de resíduos, pode ser considerado uma boa opção, desde que o investimento em equipamentos seja condizente com a realidade financeira da agricultura.

As pressões de entidade ligadas a questões ambientais sobre as emissões de poluentes na atmosfera e, ainda, a possibilidade da melhoria das condições de vida da sociedade menos favorecida estimulam a busca por alternativas energéticas ecológica e economicamente viáveis. Logo, o desenvolvimento de tecnologias com baixo custo, para utilização de resíduos agrícolas, pode favorecer o desenvolvimento sustentável dos pequenos e médios agricultores brasileiros.

Atualmente, várias técnicas de aproveitamento da biomassa, tanto por processos biológicos quanto termoquímicos, estão em fase de desenvolvimento e aplicação. Os processos biológicos são utilizados, normalmente, para converter a biomassa que se apresentam na forma líquida, em combustível. A fermentação alcoólica e a digestão anaeróbia são os processos de conversão biológica mais utilizados. Os processos termoquímicos são empregados quando a biomassa é sólida, como nos aproveitamentos de lenha e bagaço-de-cana, entre outros. Dentre estes processos incluem-se a combustão direta, gaseificação, pirólise e liquefação (McKENDRY, 2002).

A combustão direta é a maneira mais antiga do uso da biomassa e vem sendo usada há mais de um milhão de anos, sendo responsável por 97% da produção da bioenergia produzida no mundo. A pirólise e a gaseificação vêm sendo pesquisadas, mas não são certamente as opções mais importantes no presente (DEMIRBAS, 2003).

Motivados pelas questões energéticas e ambientais, pesquisadores buscam incessantemente a melhoria dos processos de combustão, o desenvolvimento de equipamentos mais eficientes e novas alternativas energéticas para substituição

dos combustíveis fósseis usados atualmente. Neste foco, o conhecimento do processo de combustão é indispensável e fundamental.

2.4. Combustão

Denomina-se combustão uma série de reações químicas exotérmicas entre o oxigênio e os elementos combustíveis, como: carbono, hidrogênio e enxofre, presentes no combustível, com liberação de luz e rápida produção de calor. (ANDRADE, 1982). Para a liberação máxima de energia térmica, é necessário converter os elementos oxidáveis, que reagem com o oxigênio, em substâncias ou compostos que não sejam mais oxidáveis.

A energia liberada na reação, denominada entalpia de reação ou de combustão, constitui o parâmetro de maior interesse na prática.

Uma boa combustão deve liberar toda energia química do combustível, de tal modo que as superfícies circundantes o absorvam de forma uniforme, estável e contínua, com o mínimo de perdas decorrentes da combustão incompleta, da umidade do combustível, do processo de turbulência ineficiente ou da mistura inadequada combustível-comburente. Na maioria dos casos, o oxigênio é fornecido pelo ar atmosférico, sendo, por esta razão, denominado ar comburente, que juntamente com o combustível constitui os produtos reagentes da reação. Os produtos resultantes são uma mistura gasosa de CO_2 , CO , SO_2 , H_2 , vapor d'água, N_2 e O_2 . As cinzas constituem o resíduo sólido da combustão, juntamente com algum resíduo de carbono incombusto presente nas cinzas ou nos gases (fuligem).

Durante a combustão, ocorrem reações químicas entre os constituintes do combustível com o oxigênio, especialmente o carbono, o hidrogênio e o enxofre. No Quadro 1 são apresentadas as reações e a energia liberada durante a combustão.

A combustão da biomassa ocorre em razão da degradação pelo calor, sendo esta dividida em diversas fases: secagem, pirólise/gasificação, ignição de substâncias voláteis e combustão do carbono.

Deve-se observar que, nos processos de combustão, durante a reação química, ocorre a formação de muitos produtos intermediários. Porém, para efeito de análise da combustão e de eficiência térmica de equipamentos, serão abordados apenas os reagentes e os produtos finais da combustão, desconsiderando-se os produtos intermediários, apesar de sua importância em estudos detalhados do processo.

Quadro 1. Principais reações e energia liberada no processo de combustão

Reagentes		Produtos da reação	Entalpia padrão da reação (kJ kg ⁻¹)
C + O ₂	→	CO ₂	-33.613
C + ½ O ₂	→	CO	-10.004
CO + ½ O ₂	→	CO ₂	-23.609
2 H ₂ + O ₂	→	2H ₂ O (líquida)	-143.000
S + O ₂	→	SO ₂	-9.259

Fonte: Lima (1974).

2.4.1. Ar estequiométrico

O ar estequiométrico é definido como a quantidade mínima de ar para reagir quimicamente com o combustível no processo de combustão, garantindo sua queima.

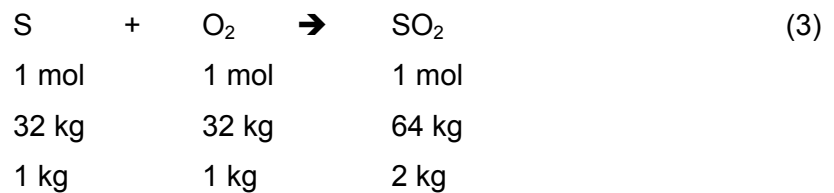
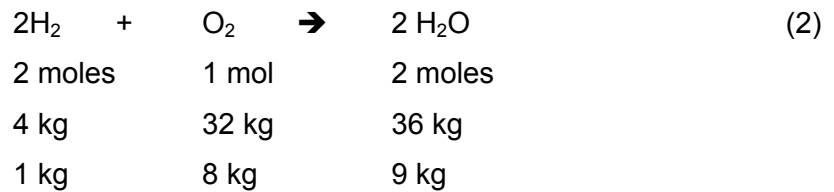
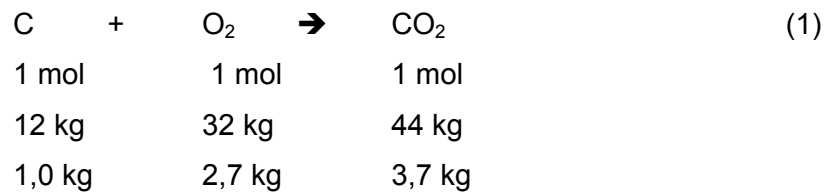
A quantidade exata de ar a ser admitida é dada em função da composição elementar do combustível. Normalmente, os combustíveis são compostos, na sua maioria, por carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre. Na Tabela 2 estão os valores da composição elementar de alguns tipos de combustíveis de origem vegetal.

Tabela 2. Composição elementar de alguns tipos de biomassa

Tipo de biomassa	Composição elementar (%)					Composição imediata (%)		
	C	H	O	N	S	Voláteis	Cinzas	Carbono fixo
Eucalipto ¹	49,0	5,9	44,0	0,3	0,01	81,4	0,8	17,8
Pinheiro ¹	49,3	6,0	44,4	0,06	0,3	82,5	0,3	17,7
Casca de arroz ¹	40,9	4,3	35,9	0,4	0,02	65,5	17,9	16,7
Casca de café ²	46,8	4,9	47,1	0,6	0,6	0,9	17,0	72,0
Carvão vegetal ³	73,2	4,9	21,9	---	---	61,9	36,6	1,57

Fonte: ¹ JENKINS, (1990); ² WERTHER et al., (2000); ³ ALMEIDA, (1983); e * Temperatura de carbonização igual a 300 °C.

Fazendo o balanço de massa dos reagentes e dos produtos da combustão, pode-se determinar a quantidade mássica estequiométrica de ar seco para que a combustão ocorra. A seguir, é apresentado um balanço de massa das principais reações ocorridas no processo oxidativo (Equações 1, 2 e 3):



Pelas reações anteriores, pode-se definir que para a combustão de 1 kg de combustível é preciso uma quantidade de oxigênio igual à soma da necessidade dos elementos constituintes do combustível. Assim pode-se escrever que:

$$m_{O_2}^{os} = 2,7 C + S + 8 H - O \quad (4)$$

Os sobrescritos “o” e “s”, na Equação 4, referem-se a teórico e seco, respectivamente, assim como o sobrescrito “u” da próxima equação refere-se ao termo “úmido”. Os sobrescritos “s” e “u” estão relacionados ao estado do combustível e não ao estado do comburente.

Pela Equação 4 observa-se que o combustível é composto por carbono, hidrogênio, enxofre e oxigênio e, ainda, isento de umidade. No entanto, na prática não é comum trabalhar com combustíveis isentos de umidade, por que eles estão em equilíbrio com o meio. Desta forma, é necessário expressar o consumo mássico de oxigênio para o combustível úmido. Assim, tem-se que (Equação 5):

$$m_{O_2}^{ou} = m_{O_2}^{os} (1 - U_{bu}) \quad (5)$$

Para todos os fins práticos de combustão, o ar pode ser considerado como composto, em volume, de oxigênio (O₂) 20,9%; nitrogênio (N₂) 79,1%; e, em peso, de oxigênio (O₂) 23,3%; nitrogênio (N₂) 76,9% (JOSÉ, 2004). Desta forma, a massa

teórica de ar a ser admitida para combustão pode ser estimada por meio da Equação 6:

$$m_{ar\ sec\ o}^{os} = \frac{100}{23,2} m_{O_2}^{os} = \frac{100}{23,2} (2,7\ C + S + 8\ H - O) \quad (6)$$

No caso de combustível úmido, basta multiplicar o valor obtido por $(1 - U_{bu})$ para obter a massa de ar estequiométrico seco para oxidação de 1 kg de combustível úmido.

Então, pode-se reescrever a Equação 6 da seguinte forma (Equação 7):

$$m_{ar\ sec\ o}^{ou} = (11,5\ C + 4,3\ S + 34,6\ H - 4,3\ O) (1 - U_{bu}) \quad (7)$$

Na prática o ar atmosférico apresenta certa umidade. Esta umidade, expressa como razão de mistura, nos possibilita estimar a massa de ar estequiométrico úmido. Porém, segundo LORA e HAPP, (1997a), a diferença decorrente da umidade do ar pode ser desprezada sem causar erros apreciáveis nos cálculos. Desta forma, a denominação “massa teórica de ar seco”, expressa nas Equações 6 e 7, pode ser substituída por apenas massa teórica de ar “ m_{ar}^{os} ” e “ m_{ar}^{ou} ”, respectivamente.

2.4.2. Excesso de ar

Para garantir uma queima completa do combustível, normalmente é necessária uma quantidade de ar maior que a teórica. Tal fato é importante, uma vez que a existência somente do ar teórico provocará, em determinados locais, a queima de combustível com ar em excesso e em outros, com falta, (VLASSOV, 2001). O excesso de ar garante um melhor contato com o combustível, proporcionando sempre uma quantidade suficiente de ar para o processo de combustão. O excesso de ar é variável em função de diversos fatores, tais como: o tipo de combustível, sua granulometria, sistema de injeção de ar, tempo de contato ar-combustível, tipo de equipamento, entre outros.

O excesso de ar pode ser definido como a relação entre a massa de ar real e a massa de ar teórico, conforme a Equação 8:

$$\alpha = \frac{m_{ar}^{s/u}}{m_{ar}^{o s/u}} \quad (8)$$

O excesso de ar é um fator determinante da eficiência da combustão, pois ele controla o volume, temperatura e entalpia dos produtos da combustão; entretanto, um grande excesso de ar é indesejável, por que diminui a temperatura da chama e aumenta as perdas de calor em virtude da entalpia dos gases de exaustão, reduzindo a eficiência térmica, além de diminuir o comprimento da chama. Por outro lado, ar em quantidade inferior ao teórico deve ser evitado, pois propicia a combustão incompleta, na qual uma parte do carbono se une ao oxigênio para formar o monóxido de carbono (CO) (Equação 9) ao invés de dióxido de carbono (CO₂) e o aparecimento de fuligem nos gases de combustão (VLASSOV, 2001):



O valor ótimo de excesso de ar é aquele em que as duas influências, volume de gases de exaustão e formação de monóxido de carbono, estão em equilíbrio, ou seja, suficientemente baixo para minimizar a perda de calor pelos gases de exaustão, sem produzir combustão incompleta (PINHEIRO e VALLE, 1995).

Para combustíveis líquidos e gasosos, o excesso de ar é bem menor que para combustível sólido, porque, quando introduzidos na câmara de combustão, eles são fracionados, permitindo um contato mais íntimo com o comburente.

Para assegurar a queima completa de combustíveis sólidos, normalmente utilizam-se excessos de ar muito acima do necessário. Segundo SILVA et al. (2000), dependendo da fornalha o excesso de ar ideal para combustão de lenha varia entre 30 e 60%, enquanto PINHEIRO e VALLE (1995) citam entre 20 e 25% para lenha e 25 e 35% para bagaço.

Os coeficientes ótimos de excesso de ar para alguns combustíveis, segundo VLASSOV (2001), são apresentados na Tabela 3.

Observa-se, nesta tabela, que não há um consenso dos valores de excesso de ar a serem utilizados para combustíveis sólidos, o que se deve, provavelmente, à variação das características químicas e físicas dos combustíveis e das características dos queimadores ou fornalhas.

A necessidade de freqüentes ajustes na admissão de ar comburente faz com que o controle, baseado na temperatura de combustão e, ou, no excesso de

ar, permita uma combustão completa, com excesso de ar apropriado e conseqüente aumento do rendimento térmico.

Tabela 3. Valores ótimos de excesso de ar para vários combustíveis

Combustível	Excesso de ar (%)
Carvão em pó	20 - 25
Lenha	40
Cavaco	40
Serragem	30
Diesel	5
Gás natural	5 – 10

Fonte: VLASSOV (2001).

A análise dos produtos de combustão propicia um método simples para calcular a quantidade realmente fornecida de ar ao processo. Para tal quantificação, é necessário realizar um balanço de massa para cada elemento do combustível (carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre e nitrogênio, ou qualquer outro componente) (VAN WYLEN et al., 2003). Outros dois métodos podem ser usados, o primeiro consiste na relação entre o dióxido de carbono estequiométrico e o medido, denominado “fórmula por carbono”, e o segundo, na relação entre a concentração do oxigênio atmosférico, em volume, e o oxigênio medido, denominado “fórmula por oxigênio” (LORA e HAPP, 1997a).

Fórmula por carbono:

Na Equação 10 é determinado o excesso de ar, conhecendo-se a concentração estequiométrica de dióxido de carbono e a concentração medida nos gases de combustão:

$$\alpha = \frac{CO_2^o}{CO_2} \quad (10)$$

Para a combustão completa dos combustíveis, o CO_2^o pode ser determinado conhecendo-se a composição dos gases de combustão, segundo a Equação 11:

$$CO_2^o = \frac{CO_2}{100 - 4,76 O_2} 100 \quad (11)$$

Para o caso da combustão incompleta, a Equação 11 pode ser reescrita, conforme a Equação 12:

$$CO_2^o = \frac{CO_2 + CO + CH_4}{100 - 4,76(O_2 - 2CH_4 - 0,5CO - 0,5H_2)} 100 \quad (12)$$

Normalmente, no caso da queima de biomassa, considera-se produto da queima incompleta apenas o componente CO, pois ele é o que exige maiores temperaturas de combustão. Desta forma, os termos CH₄ e H₂ podem ser excluídos da Equação 12.

Caso se conheça a composição elementar dos combustíveis, será possível calcular CO₂^o por meio da Equação 13:

$$CO_2^o = \frac{21}{21 - \beta} \quad (13)$$

na qual β é o *coeficiente de Bunte*, que consiste na relação entre o oxigênio do ar, para oxidação do hidrogênio livre do combustível úmido, e oxigênio do ar para a formação de gases triatômicos (RO₂), e pode ser obtido por meio da Equação 14:

$$\beta = 2,35 \frac{H - 0,126O + 0,038N}{C + 0,375S} \quad (14)$$

Fórmula por oxigênio:

No caso da determinação do excesso de ar por meio da concentração de oxigênio nos gases da combustão, deve-se considerar que o volume de oxigênio consumido no processo é aproximadamente igual ao volume de CO₂ e SO₂ obtidos.

Para a combustão completa, o excesso de ar pode ser determinado segundo a Equação 15:

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} 100 \quad (15)$$

Para a combustão incompleta, a determinação do excesso de ar pode ser realizada por meio da Equação 16:

$$\alpha = \frac{21}{21 - (O_2 - 2CH_4 - 0,5CO - 0,5H_2)} \quad (16)$$

Assim como na Equação 12, os termos CH_4 e H_2 podem ser desconsiderados na Equação 16.

Existem algumas desvantagens no uso do método “fórmula por carbono”, uma vez que a concentração de dióxido de carbono nos gases de exaustão não depende apenas do excesso de ar, mas também das características dos combustíveis. Já pela “fórmula por oxigênio”, a composição do combustível praticamente não afeta a concentração de oxigênio medido, ficando este dependente apenas do excesso de ar (LORA E HAPP, 1997a).

2.4.3. Produtos da combustão

Cálculo do volume de ar teórico

Conhecendo-se a composição elementar do combustível, é possível determinar o volume de gases de combustão. As determinações dos produtos da combustão podem ser feitas por meio da estequiometria das reações envolvidas na combustão. CORTEZ e LORA (1997) e SANCHEZ e BIZZO (2002), apresentam, a seguir, a descrição das equações.

Cálculo da massa de gases de combustão

Considera-se massa de gases secos da combustão, ou seja, ar e combustível ambos isentos de umidade, a soma da massa dos gases triatômicos, com a do nitrogênio proveniente do ar e a do excesso de ar. Assim a massa dos gases secos pode então ser calculada pela Equação 17:

$$m_{gs}^{os} = m_{RO_2} + m_{N_2}^{ar} \quad (17)$$

No caso da combustão de biomassa, por ela ter em sua composição uma porcentagem muito pequena de enxofre, uma massa de dióxido de enxofre muito pequena é gerada, podendo assim ser desprezada. Nesse caso, a massa de gases

triatômicos pode ser considerada igual à massa de dióxido de carbono, podendo ser calculada conforme a Equação 18:

$$m_{RO_2} = 3,667 C \quad (18)$$

A massa teórica de nitrogênio pode ser calculada levando-se em consideração a concentração de nitrogênio procedente do ar atmosférico. Assim sua determinação é dada pela Equação 19:

$$m_{N_2}^{ar} = 0,77 m_{ar}^{os} \quad (19)$$

Como na combustão certa quantidade extra de ar é adicionada, a massa real de gases secos pode ser calculada por meio da Equação 20:

$$m_{gs}^s = 3,667 C + 0,77 m_{ar}^{os} + (\alpha - 1) m_{ar}^{os} \quad (20)$$

Para combustível úmido, a quantidade mássica de gases secos gerada é menor devido à presença de vapor d'água. Assim, deve-se abater dos cálculos de massa de gases secos a fração de água do combustível, como se observa na Equação 21:

$$m_{gs}^u = m_{gs}^s (1 - U_{bu}) \quad (21)$$

Em virtude da presença de umidade no combustível e do vapor produzido pela reação do hidrogênio com o oxigênio, deve-se calcular a massa de vapores produzidos acrescentando-os aos gases secos. Para combustível seco, a massa de gases úmidos pode ser calculada conforme a Equação 22. Na Equação 23 é calcula a massa de gases úmidos para um combustível úmido. Assim, tem-se:

$$m_{gu}^s = m_{gs}^u + 9 H \quad (22)$$

e

$$m_{gu}^u = m_{gs}^u + 9 H + U_{bu} \quad (23)$$

A vazão mássica real de ar comburente e de gases de combustão é obtida multiplicando-se a massa de ar e de gases pela vazão de combustível, conforme as Equações 24 e 25:

$$\dot{m}_{ar\ comb}^{s/u} = \dot{m}_{cb}^{s/u} m_{ar}^{s/u} \quad (24)$$

e

$$\dot{m}_{g\ s/u}^{s/u} = \dot{m}_{cb}^{s/u} m_{g\ s/u}^{s/u} \quad (25)$$

Todo processo de combustão deve atender a princípios fundamentais que assegurem economia e eficiência na queima do combustível. Para que a combustão ocorra eficientemente, são necessários três elementos básicos: temperatura, turbulência e tempo. Estes fatores são chamados três “T’s” da combustão.

As temperaturas iguais ou superiores à temperatura de ignição do combustível devem ser alcançadas, caso contrário não ocorrerá combustão. A turbulência visa garantir um contato íntimo entre os combustíveis e o ar comburente. O combustível deve ser exposto ao calor por um tempo mínimo, para que haja a volatilização e queima dos gases, a queima do carbono fixo e consequentemente, a queima completa do combustível.

Para controlar estes fatores, visando uma combustão com qualidade, ou seja, obter o melhor rendimento de conversão do combustível em calor e a transferência desse calor para os fins desejados, as fornalhas foram e vêm sendo largamente pesquisadas.

2.4.4. Eficiência da combustão

Diversos parâmetros relativos à avaliação do processo de combustão devem ser definidos e dependem da natureza do processo e do sistema. Durante o processo reativo da combustão, a temperatura máxima alcançada pela chama, também chamada de “temperatura adiabática da chama”, é um parâmetro importante na avaliação da eficiência da combustão. Ela pode ser o limite da temperatura em uma determinada câmara na qual ocorrerá combustão, caso não haja transferência de calor para o meio ou a queima não seja incompleta. Neste

caso, segundo VAN WYLEN et al., (2003), a temperatura dos gases seria igual à temperatura da chama. Porém, isto não ocorre em um meio reativo real.

Segundo VLASSOV (2001), as perdas de calor são inevitáveis e a temperatura adiabática passa a ser denominada temperatura teórica da chama, podendo ser obtida a partir de um balanço térmico, conforme a Equação 26:

$$T_{comb}^o = \frac{PCI + h_{cb} + h_{ar} - h_{diss}}{c_{pg} m_{gu}^u} \quad (26)$$

A entalpia de dissociação, segundo o autor acima citado, ocorre em temperaturas acima de 1800 °C, o que não acontece normalmente, a não ser que haja um pré-aquecimento muito alto do ar comburente. Para determinar as entalpias do ar e do combustível, é necessário conhecer o calor específico e a temperatura. O combustível sólido queimado em fornalhas, normalmente, possui temperatura igual à do ambiente. Na Equação 26 vê-se também que a temperatura adiabática da chama depende do calor específico dos gases da combustão, que, por sua vez, depende da temperatura, que é um valor incógnito da equação. Desta forma, a determinação da temperatura teórica da chama é feita por método de tentativa e erro.

Os calores específicos dos componentes que constituem os gases de exaustão, em função da temperatura, podem ser obtidos na literatura, conforme o Quadro 2.

Quadro 2. Expressões para determinação dos calores específicos de diversos gases em função da temperatura

Gás	$c_{p0} = \text{kJ kmol}^{-1} \text{K}$	$T = (\text{Kelvin})/100$
	Modelos	
O_2	$c_p = 37,432 + 0,020102 T^{1,5} - 178,57 T^{-1,5} + 236,88 T^{-2}$	
CO	$c_p = 69,145 - 0,70463 T^{0,75} + 200,77 T^{-0,5} + 176,76 T^{-0,75}$	
CO_2	$c_p = -3,7357 + 30,529 T^{0,5} - 4,1034 T + 0,024198 T^2$	
H_2O	$c_p = 143,05 - 183,54 T^{0,25} + 82,751 T^{0,5} - 3,6989 T$	
N_2	$c_p = 36,060 - 512,79 T^{-1,5} + 1072,7 T^{-2} - 820,4 T^{-3}$	

* Fonte: VAN WYLEN et al. (1998).

** Modelos validos para temperaturas entre 300 a 3500 K.

Levando em consideração o exposto, a eficiência da combustão poderia ser expressa como a relação entre a temperatura teórica da chama e a temperatura real. Na prática, a medição da temperatura real da chama é difícil e passível de erros, por causa da estrutura da chama, que, segundo JOSÉ (2004), apresenta zonas diferenciadas.

VAN WYLEN et al. (2003) apresentam a eficiência de combustão como a relação entre o combustível-ar ideal e o combustível-ar real, por meio da Equação 27, a seguir:

$$\eta_{comb} = \frac{CA_{ideal}}{CA_{real}} \quad (27)$$

A relação combustível-ar ideal consiste na quantidade estequiométrica para queima unitária de um determinado combustível, ou seja, sem excesso de ar, enquanto a relação combustível-ar real é a medida no sistema.

Metodologia semelhante à usada na Equação 27 pode ser empregada para o cálculo da eficiência da combustão, calculando-se a temperatura teórica para queima unitária estequiométrica do combustível e comparando-a com o valor para condição real. Assim, a eficiência da combustão, utilizando a temperatura teórica da chama, pode ser obtida pela Equação 28:

$$\eta_{comb} = \frac{T_{estequiom.}^o}{T_{real}^o} \quad (28)$$

Segundo VLASSOV (2001), a temperatura teórica de combustão é 20 a 25 % maior que a temperatura real na zona de combustão. Sendo assim, é possível estimar aproximadamente a temperatura real dos gases.

Como se pode perceber nas equações de eficiência da combustão apresentadas, o excesso de ar tem papel dominante, tanto na temperatura quanto na relação combustível-ar. Em virtude destas hipóteses, o excesso de ar é o parâmetro de maior interesse no controle do processo de combustão em fornalhas.

2.4.5. Controle do processo de combustão

Como dito anteriormente, especialmente nos itens 2.4.1, 2.4.2 e 2.4.4, a eficiência da combustão está ligada à relação combustível/ar, o que leva a crer que a variação da quantidade de combustível ou de ar envolvida no processo pode melhorar a eficiência da combustão. Porém, segundo PINHEIRO e VALE (1995) o controle da combustão (relação combustível/ar) deve ser feito pelo no controle do excesso de ar e não pelo do combustível, pois ele interfere na quantidade de energia requerida para uma determinada atividade.

Para otimizar o excesso de ar e obter um controle eficiente, esses mesmos autores recomendam o controle baseado na composição dos gases de combustão, que está relacionado diretamente ao excesso de ar. Com a admissão de uma quantidade de ar mínima para que haja a combustão completa (ar estequiométrico), teoricamente deveria haver nos gases de combustão a quantidade máxima de CO_2 e a ausência de CO, pois todo combustível seria queimado. Já a falta de oxigênio durante a combustão resulta em uma má combustão, gerando CO ao invés de CO_2 , ou seja, aumento da presença de CO e redução de CO_2 nos gases de combustão. No caso de oxigênio em excesso, fato desejado no intuito de garantir uma boa mistura entre o combustível e o comburente, evitando a formação de CO, a presença de CO_2 nos gases de combustão também diminui, resultado da diluição no oxigênio em excesso (Figura 1).

Entretanto, o custo de equipamentos para monitoração dos gases de combustão está fora da realidade financeira dos agricultores brasileiros, tornando possível o uso desses equipamentos apenas em fornos industriais.

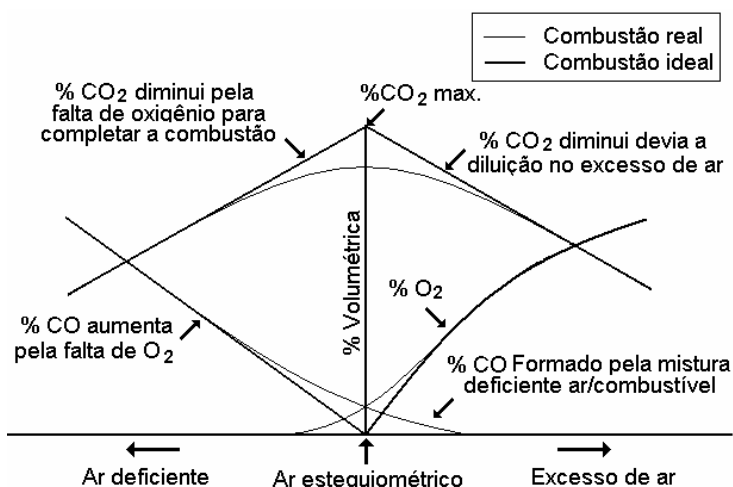


Figura 1. Gases da combustão ideal e real em função do excesso de ar (PINHEIRO e VALE, 1995).

As fornalhas empregadas no meio rural possuem sistema de controle da combustão, porém ele é feito com base na experiência dos operadores, regulando manualmente as entradas de ar comburente, de ar frio (misturado ao ar aquecido) e de combustível, ou seja, atentando apenas para o controle da temperatura do ar aquecido.

Vários pesquisadores, dentre eles GOMES (1988), SAGLIETTI (1991), VALARELLI (1991), OLIVEIRA (1996) e SILVA e SILVA (1998), cientes do consumo excessivo de energia e do baixo rendimento apresentado pelas fornalhas comumente empregadas na secagem de grãos, estudaram novas concepções de fornalhas, mais eficientes e econômicas. Entretanto, apesar destes esforços, não se encontrou na literatura consultada estudos de mecanismos de baixo custo ou de metodologias que orientam os operadores de fornalhas a operá-las de forma otimizada, de modo aproveitar ao máximo a energia do combustível.

2.5. Fornalhas

Fornalhas são dispositivos projetados para assegurar uma queima completa do combustível, de modo eficiente e contínuo, operando em condições que permitam o controle e o aproveitamento da energia térmica liberada da combustão, com maior rendimento térmico possível.

As fornalhas para queima de combustíveis sólidos possuem características semelhantes em sua construção, diferindo apenas na forma, no tamanho e na localização da entrada do ar utilizado como comburente, no sistema de alimentação e na saída do produto da combustão, podendo ser de fluxo descendente ou ascendente. Comumente, as fornalhas destinadas à queima de combustíveis sólidos não-pulverizados, como a lenha e o carvão, possuem os seguintes componentes: depósito de combustível (no caso do carvão), câmara de combustão, grelha, cinzeiro, entradas de ar e saídas dos gases.

Para a utilização de combustíveis de granulometria fina, as fornalhas exigem sistemas de alimentação e, ou, de grelhas com configurações especiais dependendo do material a ser queimado.

A seguir, serão apresentadas as partes das fornalhas e os dispositivos empregados para a queima dos principais combustíveis sólidos utilizados para a produção de ar quente ou vapor:

- Câmara de combustão: espaço destinado ao processo da combustão propriamente dita, no qual todos os compostos combustíveis devem ser oxidados,

liberando energia térmica. É importante em fornalhas, o dimensionamento correto da câmara de combustão. As câmaras de combustão podem ser retangulares, circulares, hexagonais ou similares, desde que proporcionem a temperatura de ignição, que é a temperatura mínima capaz de permitir que a combustão se inicie e se mantenha, assegurando a queima eficiente do combustível e o fluxo regular dos gases. A temperatura é um dos quesitos principais no dimensionamento da fornalha. Uma câmara de combustão muito grande pode não propiciar a temperatura mínima de combustão dos combustíveis, enquanto, em câmaras menores, pode não haver a queima completa dos gases liberados do combustível em virtude do curto tempo de permanência deles na câmara. No dimensionamento da fornalha ao posicionamento da entrada de combustível e de ar comburente para que ocorra uma mistura mais íntima possível entre eles em seu interior.

- Grelha: estrutura que mantém o combustível sólido suspenso durante o processo de combustão, enquanto o ar comburente circula por sua superfície. Segundo VLASSOV (2001), a utilização de grelhas no processo de combustão possui diversas vantagens: possibilidade de queimar diferentes biomassas sólidas, possibilidade de queimar combustíveis com diferentes teores de umidade, boa estabilidade do processo de combustão, possibilidade de variar a quantidade de combustível queimado, ausência de sistema de preparação de combustível e simplicidade de controle do processo de combustão. Apesar das vantagens apresentadas, as grelhas devem ser projetadas de acordo com as características da fornalha e, principalmente, do tipo de combustível a ser queimado, para garantir um bom funcionamento.

As grelhas devem propiciar a sustentação dos combustíveis, assim como permitir a passagem das cinzas para o cinzeiro e, ainda, dependendo da configuração de funcionamento da fornalha, permitir a passagem do ar comburente (fornalhas de fluxo ascendente) ou dos gases de combustão (fornalhas de fluxo descendente).

Grelhas fixas planas, fixas inclinadas (em forma de degraus) e mecanizadas são exemplos de modelos de grelhas utilizadas para queima de combustível sólido. A área livre da grelha e sua forma vão depender do tipo de combustível a ser queimado. Para fornalhas a lenha, as grelhas fixas são as mais recomendadas e, para combustíveis particulados, podem-se utilizar as grelhas inclinadas ou mecanizadas. As grelhas mecanizadas são as mais indicadas para queima de combustível particulado, porém seu uso se restringe à unidade de grande porte, como é o caso de unidade de geração de energia, em virtude seu alto custo.

As grelhas devem possuir material resistente a altas temperaturas, como ou, preferencialmente, ferro fundido. Algumas possuem sistema de refrigeração a ar ou a água para evitar o superaquecimento e possíveis danos.

- Cinzeiro: depósito localizado abaixo da grelha, destinado ao armazenamento dos resíduos da combustão (cinzas). Dependendo da configuração, também se destina à passagem do ar comburente.

- Entradas de ar: são responsáveis pela passagem do ar comburente para o interior da fornalha. Elas devem ser reguláveis e localizadas em pontos estratégicos no corpo da fornalha, favorecendo a mistura do comburente com o combustível.

- Saídas dos gases: as saídas dos gases devem ser localizadas em função da configuração da fornalha, ou seja, na forma de chaminé, exaurindo os gases da combustão no ambiente, ou em forma de aberturas que permitam o aproveitamento desses gases.

- Depósito de combustível: algumas fornalhas apresentam um depósito de combustível para alimentação da grelha na câmara de combustão. Este dispositivo é empregado para a utilização de combustíveis com granulometria fina, como finos de madeira, carvão em fragmentos, “pellet” de bagaço de cana, palhas, serragem, etc. A autonomia da fornalha depende da capacidade do depósito de combustível e sua capacidade é determinada em função desta autonomia ou da disponibilidade de mão-de-obra.

- Sistema de alimentação: normalmente em fornalhas a lenha, a alimentação é feita manualmente, por meio de uma abertura na câmara de combustão, na qual o combustível é disposto sobre a grelha. No caso de fornalhas para combustíveis particulados, a alimentação deve ser preferencialmente mecanizada, por meio de alimentadores com rosca sem fim ou por sistemas pneumáticos.

Segundo Pera (1990), citado por LOPES (2001), o projeto de uma fornalha deve ser concebido de modo que atenda aos seguintes requisitos:

- permitir alimentação contínua e uniforme do combustível;
- possuir aberturas reguláveis para 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;
- permitir a remoção eficiente das cinzas; e
- apresentar boa tiragem para retirada contínua dos produtos da combustão.

No meio rural, as fornalhas instaladas se caracterizam por possuírem pequena ou média potência, o que tornam inviáveis os sistemas com tecnologias avançadas, como grelhas rotativas, sistemas mecânicos de remoção de cinzas, etc. Desta forma, alternativas viáveis, que melhorem o desempenho dos equipamentos existentes e possibilitem o aproveitamento de combustíveis alternativos com dispositivos simples, são de grande interesse para os produtores rurais.

2.5.1. Classificação das fornalhas

As fornalhas podem ser classificadas sob diferentes aspectos, tais como sistema de funcionamento, suas características construtivas, entre outros.

Quanto à forma de aquecimento do ar

O sistema de funcionamento das fornalhas pode ser de fogo direto (o ar de secagem é proveniente dos gases de combustão) ou de fogo indireto (uso de trocadores de calor).

- Fornalhas de fogo direto: os gases resultantes da combustão são misturados com o ar ambiente. Esta mistura pode tornar-se indesejável nos casos em que o processo de combustão incompleto, gerando compostos contaminantes.

Na maioria dos modelos existentes, as fornalhas a fogo direto precisam de um decantador tangencial ou ciclone para que as partículas incandescentes, formadas principalmente de carbono, sejam separadas do fluxo gasoso pela ação da força centrífuga. Com o aproveitamento direto da entalpia dos gases da combustão, as fornalhas de fogo direto, quando sob combustão completa, apresentam maior rendimento que as de fogo indireto, uma vez que independem de trocadores de calor.

MELO (1987) e GOMES (1988), avaliando uma fornalha a lenha com aquecimento direto, tanto em função da altura da carga sobre a grelha quanto em função do excesso de ar, encontraram eficiências em torno de 80%.

Apesar de estas fornalhas serem mais simples, eficientes e de fácil operação, seu uso para secagem de determinados produtos, como café cereja despulpado ou descascado, frutas, hortaliças, entre outros, não é aconselhado, pois

esses produtos são sensíveis aos contaminantes oriundos dos gases de combustão, uma vez que a combustão pode não ser sempre completa.

O emprego do carvão vegetal permite trabalhar com o aquecimento direto em ocasiões que requerem ar de boa qualidade, porque ele gera gases de combustão livres de compostos fenólicos, além de apresentar ótima eficiência. SILVA e SILVA (1998) desenvolveram e avaliaram uma fornalha a carvão vegetal, na qual a melhor eficiência energética obtida foi de 95,3 %. LOPES (2002) encontrou eficiência na fornalha de fogo direto a carvão vegetal entre 72,6 e 92,8. Com estas fornalhas, os autores constataram ser viável a utilização dos gases gerados na combustão de carvão vegetal para secagem direta de café despulpado/descascado. Apesar da maior eficiência, o custo elevado do carvão em relação à lenha pode, em determinados momentos ou regiões, inviabilizar sua utilização.

Na Figura 2 pode-se visualizar um modelo de fornalha a lenha, de fogo direto, que possui fogo ascendente, ou seja, o ar comburente passa pela área livre da grelha antes de entrar na câmara de combustão. Pode-se perceber também que existe uma chicana para aumentar o tempo de retenção dos gases de combustão, promovendo tempo suficiente para a realização da combustão, além do ciclone para apagamento de fagulhas.

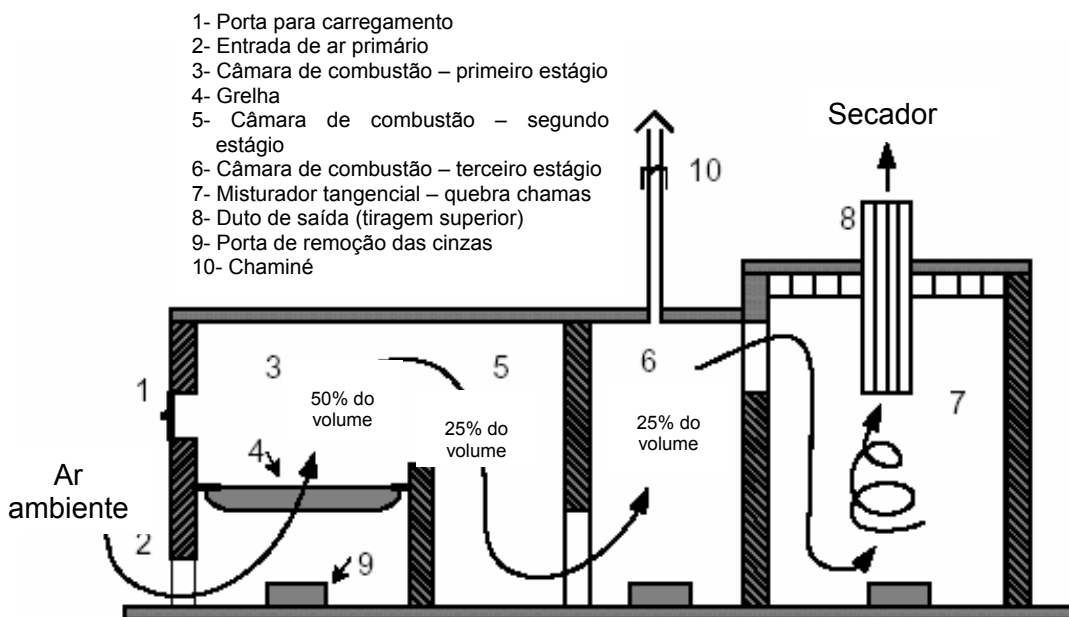


Figura 2. Fornalha a lenha com aquecimento direto Andrade et al. (1986) citado por SILVA, 2004.

Na Figura 3 visualiza-se uma fornalha a carvão, de fogo direto, analisada por LOPES (2002). Nela pode-se perceber o depósito de carvão que promove a autonomia da fornalha. Logo abaixo do depósito está a grelha que, em virtude das características granulométricas do carvão, possui forma tridimensional (cúbica). Após o acendimento, o ar comburente atinge diretamente o carvão em combustão, reagindo com o combustível e liberando calor “carreado” pelos gases e excesso de ar. Assim como na fornalha a lenha da Figura 2, esta possui ciclone apagador de fagulhas, instalado antes do ventilador que secciona o ar aquecido.



Figura 3. Fornalha a carvão vegetal com aquecimento direto do ar: (a) Vista geral da fornalha e (b) Carvão em combustão na grelha (LOPES, 2002).

- Fornalhas com aquecimento indireto do ar: nas fornalhas com sistema de aquecimento indireto, os gases provenientes da combustão são introduzidos em um trocador de calor que, no qual o ar frio ao entrar em contato com o trocador de calor, será aquecido. Neste tipo de fornalha há perdas de energia térmica pela chaminé, no isolamento da fornalha e no trocador de calor, resultando em uma menor eficiência quando comparada com a fornalha de fogo direto.

As fornalhas com aquecimento indireto destinam-se a atividades agrícolas que requerem temperaturas controladas, não muito altas. Os projetos de fornalhas com aquecimento indireto utilizam trocadores de calor variados. O tubo-carcaça é um tipo de trocador de calor bastante usado, no qual o fluido quente (água ou óleo) recebe energia dos gases na câmara de combustão. O ar frio, ao entrar pelos tubos do trocador de calor, é aquecido pelo fluido circulante na carcaça até uma temperatura máxima determinada pelo equilíbrio com a temperatura do fluido circulante. Além da grande durabilidade, a fornalha em questão apresenta como

vantagem a não-contaminação do ar aquecido, mesmo quando a combustão é incompleta. Porém, neste tipo de fornalha a eficiência térmica não ultrapassa 50%.

Outro tipo de configuração recentemente estudada por MELO et al. (2005a) e MELO et al. (2005b) é o tubo concêntrico, no qual a câmara de combustão, construída de material metálico, desempenha o papel de trocador de calor. Nesse tipo de fornalha, a câmara de combustão é envolta por uma parede metálica ou de alvenaria e o espaço entre elas serve de passagem para o ar ambiente que, ao entrar em contato com a parede da câmara, é aquecido. Como vantagem, tem-se a simplicidade de construção e a boa eficiência energética, acima de 60 %.

Na Figura 4, é apresentado o esquema básico de uma fornalha para aquecimento indireto utilizando trocador de calor. Por este esquema, pode-se perceber que no interior da câmara de combustão foi instalada uma estrutura metálica, por onde circulavam os fluidos quentes. Esta estrutura era aquecida pelas chamas da lenha em combustão. O fluido circulava por convecção natural, sendo conduzido a um trocador de calor água-ar que aquecia o ar de secagem. Os gases de combustão eram conduzidos para a chaminé e exauridos para o ambiente. Este sistema apresentou boa estabilidade da temperatura do ar aquecido, entretanto encontrou eficiências de apenas 30%, utilizando água como fluido e 49%, utilizando óleo (OLIVEIRA, 1996).

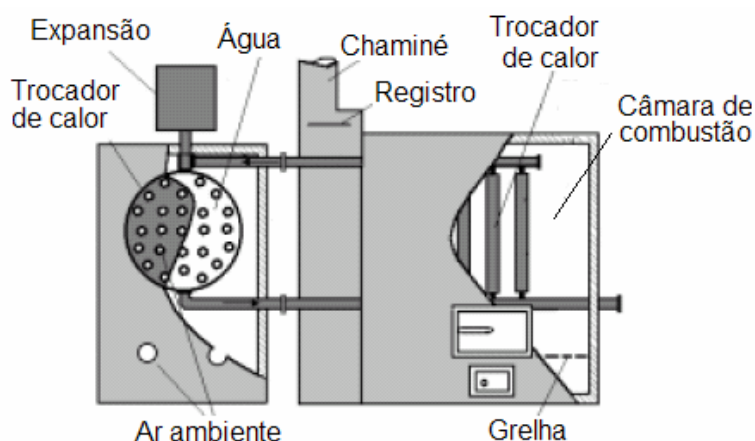


Figura 4. Esquema básico de uma fornalha a lenha com aquecimento indireto (OLIVEIRA, 1996).

SAGLIETTI (1991), trabalhando com fornalha com sistema de aquecimento indireto, encontrou valor médio de eficiência energética de 28%. VALARELLI (1991), trabalhando com uma fornalha para queima de palha de café, obteve eficiência de 54% para um trocador de calor ar-ar.

MELO (2003) construiu e avaliou uma fornalha com sistema de aquecimento direto e indireto, com trocador de calor ar-ar em forma de tubo concêntrico, utilizando somente lenha e associando a lenha a combustíveis polidispersos (moinha de carvão e palha de café). As eficiências energéticas encontradas para o aquecimento direto foram de 86% para o uso de apenas lenha e de 70 a 78% quando associada a moinha de carvão. Para o aquecimento indireto, quando utilizada apenas lenha, a eficiência variou entre 63 e 67%, enquanto na associação com a palha de café a eficiência ficou entre 59 e 65%, para os testes realizados.

Quanto à automação

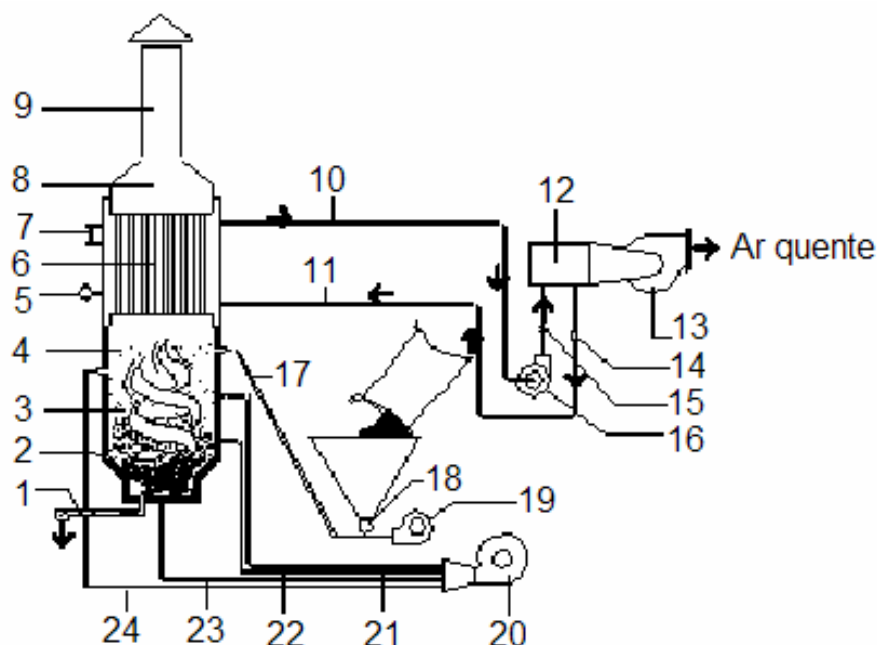
Segundo VLASSOV (2001), as fornalhas também podem ser classificadas como: não mecanizadas, semimecanizadas e mecanizadas em função do grau de automação do sistema de alimentação, grelha e eliminação de escórias.

Fornalhas não mecanizadas apresentam todas as operações realizadas manualmente. Nas fornalhas semimecanizadas, pelo menos uma das operações é mecanizada e nas fornalhas mecanizadas, todas as operações são realizadas por sistemas mecânicos ou pneumáticos. As fornalhas não mecanizadas e semimecanizadas são fornalhas de construção e operação mais simples. Elas possuem grelhas fixas e a alimentação é feita manualmente ou por meio de sistema mecânicos ou pneumáticos. Normalmente, são equipamentos para atender a pequenas demandas energéticas.

As fornalhas mecanizadas são consideradas equipamentos de grandes escalas, possuindo alimentação mecânica ou pneumática, grelhas que movimentam o combustível no interior e remoção automática de escórias, o que a torna inviável para pequenos produtores rurais.

ELEPANÕ et al. (2000) desenvolveram e avaliaram uma fornalha mecanizada, com aquecimento indireto, para queima de palha de arroz, com capacidade para queimar 39 kg de palha por hora, obtendo eficiência entre 50 e 70% em seus testes. Na Figura 5, visualiza-se o esquema de uma fornalha para queima de casca de arroz com aquecimento indireto de ar. Neste tipo de fornalha, foi utilizado um trocador de calor ar-ar, ou seja, os gases de combustão como fluido quente e ar ambiente como fluido frio. O trocador de calor casco tubo foi acoplado entre a câmara de combustão e a chaminé, onde foram realizadas as trocas térmicas com o ar ambiente, succionado por um ventilador. Pode-se verificar que quase toda fornalha operava com sistemas mecânicos, ou seja, a remoção das

cinzas e a admissão de ar comburente e de combustível eram realizadas mecanicamente, com exceção da retirada dos gases de combustão, realizada por meio de convecção natural.



- | | | |
|------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|
| 1. Descarga de cinzas; | 10. Linha de água quente; | 19. Ventilador de ar |
| 2. Grelha rotativa; | 11. Linha de água fria; | secundário; |
| 3. Zona de combustão; | 12. Trocador de calor; | 20. Ventilador de ar primário; |
| 4. Zona de alimentação; | 13. Ventilador; | 21. Entrada de ar secundário |
| 5. Termômetro para água; | 14. Válvula de checagem; | n.º 1; |
| 6. Tanque da caldeira; | 15. Válvula de controle; | 22. Entrada de ar secundário |
| 7. Medidor de nível de água; | 16. Bomba d'água; | n.º 2; |
| 8. Transição; | 17. Duto de alimentação; | 23. Entrada de ar primário e |
| 9. Chaminé; | 18. Alimentador automático; | 24. Entrada de ar detentor de |
| | | cinzas. |

Figura 5. Fornalha automatizada para queima de casca de arroz (ELEPANÕ et al., 2000).

Apesar da maior eficiência deste tipo de fornalha, quando comparada a outras fornalhas com trocador de calor desenvolvidas, os diversos dispositivos eletromecânicos utilizados podem encarecê-la, inviabilizando-a para pequenos produtores agrícolas, além, ainda, da dependência de energia elétrica para seu funcionamento.

Quanto ao tipo de queima

As fornalhas podem ser classificadas pelo tipo de queima que elas proporcionam e o tipo de queima é determinado pelo tipo de combustível a ser empregado. Os tipos mais comuns de fornalhas encontradas no meio rural são as de queima em camadas.

Para fornalhas que utilizam biomassa polidispersa, o sistema de queima em suspensão é o mais usado. Na prática, segundo LORA e HAPP (1997b), durante a queima de biomassa polidispersa há a combinação dos dois métodos (suspensão e em camada), nos quais uma fração é queimada acima da grelha e outra sobre uma grelha, sendo chamados de métodos de queima semi-suspensa.

As fornalhas que queimam combustível em camadas podem utilizar tanto grelhas fixas quanto mecanizadas e são destinadas à queima de combustíveis de granulometria maiores que sete milímetros (LORA e HAPP, 1997b). As fornalhas até então descritas são exemplos de fornalhas com queima em camadas.

A queima de uma camada de combustível tem a seguinte explicação:

- na camada inferior da massa de combustível (sobre a grelha) estão as cinzas - final de combustão do combustível mais antigo na câmara;

- na camada imediatamente superior - camada de oxidação - o ar que atravessa o combustível (ar primário) é rico em O_2 e a reação predominante é: $C + O_2 \rightarrow CO_2$;

- na camada seguinte - camada de redução - a proporção de O_2 diminui e a proporção de CO_2 é grande. Então, a reação predominante é: $C + CO_2 \rightarrow 2CO$;

- na última camada – em que o combustível é mais recente - ocorre seu aquecimento e a destilação de seus componentes voláteis; e

- acima da camada de combustível ocorre a queima de CO e dos voláteis desprendidos no aquecimento do combustível, quando misturados ao ar comburente secundário.

Outros tipos de fornalhas que vêm sendo estudadas são as fornalhas que queimam o combustível em leitos fluidizados. Nestas, utiliza-se um material inerte (tipicamente areia) e o combustível para formar um leito no fundo da fornalha. Este leito é quase suspenso por uma corrente ascensional de ar. Grande parte do combustível, ao ser introduzido no leito, sofre rapidamente volatilização. Por questões de eficiência e nível de emissões, a temperatura do leito fluidizado é controlada e mantida entre 760 e 870 °C. Este tipo de fornalha permite a queima de qualquer tipo de combustível sólido, desde os de origem fóssil (carvão, xisto e turfa) até os de origem vegetal (resíduos de lenha, lenha triturada, bagaço de cana e

borra de café); enfim, todos os resíduos sólidos de qualquer atividade agroindustrial. Uma das exigências desse tipo de fornalha é que os combustíveis tenham pouca variação granulométrica (LORA e HAPP, 1997b).

Segundo WERTHER et al. (2000), as fornalhas de leito fluidizado apresentam vantagens como: menor excesso de ar e conseqüente aumento da eficiência e maior intensidade de combustão por metro quadrado de área de grelha. Segundo VLASSOV (2001), este tipo de equipamento precisa ser mais bem estudado, principalmente no que diz respeito à remoção das escórias.

Na queima em suspensão, os combustíveis e o comburente são injetados no interior das fornalhas por meio de alimentadores pneumáticos. Os carvões minerais são os combustíveis mais empregados nesse sistema; suas dimensões são micrométricas e seu comportamento no interior da câmara de combustão é semelhante ao dos combustíveis líquidos, formando uma chama contínua e controlável, semelhante a um lança-chamas. Estudos recentes investigam o emprego da biomassa em co-combustão em sistemas já existentes em associação ao carvão, no intuito da redução de emissões de poluentes.

PEDERSEN et. al. (1996), WAGENAAR e VAN DEL HEUVEL (1997), SPLIETHOFF e HEIN (1998), KÆR et. al. (1998) e BAXTER (2005) são alguns pesquisadores que trabalharam com o emprego da biomassa na co-combustão associada com carvão mineral na geração de energia elétrica e vapor. Para este sistema é necessário que a biomassa tenha dimensões reduzidas (<2 mm) e umidade bastante baixa (<15 % b.u.) (WERTHER et al., 2000). SPLIETHOFF e HEIN (1998) afirmam que, para palhas, em geral, o diâmetro de até seis milímetros é suficiente.

Segundo LORA e HAPP (1997b) a queima em suspensão total visa grandes unidades de produção, mas os custos são elevados e inviáveis em unidades de pequeno porte em razão da alta tecnologia empregada pelos sistemas de alimentação de ar e de combustível e, ainda, da necessidade de transformação da biomassa em fragmentos pequenas dimensões. Desta forma, a queima em suspensão em pequenas unidades, para o aproveitamento de resíduos agrícolas e agroindustriais, deve ser realizada por meio de equipamentos de alimentação e distribuição mais simples e que permitam trabalhar com biomassa na forma como ela é disponibilizada, ou seja, dimensões de partículas e teores de água acima dos recomendados. Para isso, as fornalhas devem ser desenvolvidas para queima em semi-suspensão, contendo, em sua estrutura, a grelha, pois apenas parte do material será queimado em suspensão e as partículas mais pesadas irão completar sua queima sobre a grelha. Outra finalidade do emprego da grelha é manter uma

chama piloto sobre ela, para iniciar e manter a temperatura necessária para a queima dos combustíveis pulverizados na fornalha. No entanto, a chama piloto pode ser mantida sem necessidade de grelhas, caso se use como combustíveis gases e, ou, líquidos para mantê-la.

2.5.2. Parâmetros para escolha do tipo de fornalhas

Os parâmetros mais importantes para a escolha de um determinado tipo de fornalha estão relacionados com o combustível, exigência energética requisitada, qualidade do ar aquecido e a disponibilidade de capital para investimento em tecnologia.

Na escolha de um determinado equipamento de aquecimento de ar, o primeiro passo é verificar a finalidade da fornalha. Geração de vapor e secagem de produtos, como milho e soja, são exemplos de aplicação de fornalhas que não requerem alta qualidade dos gases que deixam a fornalha. O aquecimento de ambientes para animais e a secagem de produtos, como frutas e café, são exemplos de situações que exigem, das fornalhas, uma maior qualidade dos gases de exaustão. Fornalhas que queimam lenha ou resíduos agrícolas dificilmente produzem gases de combustão livres de materiais fenólicos (CO, fumaça e odores). Estes compostos não são desejáveis em ambientes fechados, como granjas, nem para secagem de frutas.

Pesquisas mostraram que as fornalhas a carvão podem produzir gases limpos, podendo ser empregados nas referidas atividades, possuindo, ainda, eficiência superior àquelas de aquecimento indireto (SILVA e SILVA, 1998 e LOPES, 2002). No entanto, vale salientar que a qualidade dos gases depende de uma operação bem realizada e que o custo do carvão pode inviabilizar o equipamento.

Tendo em vista a necessidade ou finalidade do ar aquecido, pode-se então determinar o tipo de fornalha a ser adquirido para atender à necessidade requisitada, sendo a fornalha de aquecimento direto, indireto ou a carvão vegetal.

O combustível é outro parâmetro importante na determinação da escolha de uma fornalha. A configuração construtiva do equipamento é regida pelo tipo de combustível e pelo seu grau de preparação.

Combustíveis como lenha e carvão vegetal, com dimensões grandes, fazem com que as fornalhas tenham, obrigatoriamente, grelhas planas ou com leve inclinação e, ainda, no caso de queima de carvão vegetal, grelhas com formas

tridimensionais, como as apresentadas por LOPES (2002). As fornalhas que utilizam combustíveis com granulometria pouco menor, como cavacos de lenha, maravalha e bagaço-de-cana, podem possuir grelhas inclinadas, em degraus, entre outras, ou utilizar fornalhas de leito fluidizado. Quando os combustíveis possuem dimensões muito pequenas (< 6 mm) surge outra possibilidade, que é a queima em suspensão e semi-suspensão.

A granulometria do combustível também interfere no sistema de alimentação da fornalha. Fornalhas a lenha ou carvão são alimentadas, normalmente, manualmente, enquanto combustíveis de granulometria fina necessitam de sistemas mecânicos (normalmente, roscas transportadoras) ou pneumáticos.

A umidade do combustível também interfere na escolha da fornalha. Na maioria das vezes, ele é disposto com teores elevados de umidade. Quando o combustível não é tratado, ou seja, não passa por processos de secagem ou moagem, determinados equipamentos não funcionam adequadamente, como é o caso da queima em suspensão, que exige umidade abaixo de 15% b.u., bem diferente de fornalhas com grelhas, que permitem queimar combustível com até 65% b.u. de umidade (WERTHER et al., 2000).

Outro fator referente ao combustível é sua disponibilidade, isto é, facilidade de aquisição e constância ao longo do ano, ou pelo menos na época em que se pretende trabalhar com a fornalha. No caso de fornalhas destinadas à queima de resíduos agrícolas, deve-se levar em consideração que sua produção pode não ser constante e suficiente para atender a determinada demanda. É o que acontece com a produção da palha de café, pois esta atividade ocorre, na maioria dos Estados produtores, no período de maio a agosto, enquanto os resíduos da madeira são gerados durante todo o ano.

O custo de aquisição dos combustíveis também é importante, uma vez que ele tem papel fundamental na viabilidade econômica do sistema. Combustíveis com oscilações de preço muito grandes podem, em um determinado instante, inviabilizar um projeto já existente, por não terem sido avaliados anteriormente. O carvão vegetal pode ser um exemplo disso, pois a distância das carvoarias ou o possível fechamento da empresa produtora do carvão, pode inviabilizar o emprego desta.

Outro fator importante é a exigência energética requerida. Pequenas exigências energéticas, como é o caso de aquecimento de ambientes e de secagem de pequenas quantidades de produtos agrícolas, requerem sistemas mais simples e econômicos, uma vez que o custo anual de operação é relativamente pequeno, não justificando o emprego de equipamentos com tecnologia avançada

ou que dependam de equipamentos eletromecânicos diversos, tornando os custos de aquisição e manutenção altos.

Grelhas mecânicas, caldeiras, pré-aquecedores de ar e de combustível e recirculadores de gases são exemplos de dispositivos que aumentam o custo inicial do equipamento e que são viáveis apenas para grandes unidades, como as atividades industriais sucro-alcooleiras, indústrias de derivados lácticos, entre outras, por possuírem grande necessidade de energia térmica.

A utilização de qualquer equipamento adicional em fornalhas deve, preliminarmente, ser analisada do ponto de vista econômico. Sabe-se que quanto maior o grau de tecnologia de um equipamento, maior será o custo de aquisição e manutenção. Em contrapartida, no caso de fornalhas, a utilização de sistemas mais modernos de operação e controle visa sempre ao aumento da eficiência e à diminuição dos custos de operação.

Como visto, inúmeros parâmetros podem influenciar na escolha de um determinado modelo de equipamento de aquecimento de ar. Porém, uma escolha só poderá ser feita se considerar, além dos parâmetros descritos, a análise de viabilidade econômica. Esta análise deve ser realizada desde a escolha do combustível até o grau de automação empregado na operação da fornalha.

Segundo WOILLER e MATHIAS (1994), o conhecimento sobre o comportamento dos custos é fundamental para o efetivo controle da empresa rural e processo da tomada de decisão, além de servir para a análise da rentabilidade dos recursos empregados na atividade produtiva.

2.5.3. Dimensionamento de fornalhas

As fornalhas devem ser projetadas de forma que suas dimensões atendam aos requisitos mínimos para uma boa combustão, promovendo uma temperatura ideal para manutenção da chama, permitindo contato íntimo entre combustível e comburente e possuindo dimensões suficientes para que a combustão se realize completamente. Elas devem permitir também o controle da entrada de ar comburente e de combustível, de maneira prática e eficiente.

Os principais parâmetros para o correto dimensionamento de uma fornalha são: o volume da câmara de combustão, a área superficial da grelha, a área livre da grelha e as aberturas para entrada de comburente.

Dimensionamento da câmara de combustão

Segundo ANDRADE et al. (1984), o volume da câmara de combustão é um dos requisitos de maior importância para o projeto de fornalhas, uma vez que toda energia liberada da combustão deve ser incorporada aos gases, em um volume suficiente para que se desenvolva a chama e se complete a combustão, antes que os gases quentes possam se exaurir.

Uma câmara de combustão muito pequena pode fazer com que o combustível não tenha espaço suficiente para completar o processo de combustão, e uma câmara muito grande, pode não atingir a temperatura ideal de combustão e manter a chama.

A taxa de liberação de energia, também chamada de tensão térmica volumétrica, é o parâmetro mais importante no dimensionamento das câmaras de combustão. Este parâmetro relaciona a quantidade de energia liberada por unidade de tempo com o volume da câmara.

Valores de carga térmica volumétrica elevada resultam em câmaras pequenas, logo a temperatura no seu interior pode atingir valores muito elevados, podendo danificar sua estrutura. Segundo ANDRADE et al. (1984), esse valor varia entre 120 e 580 kJ s⁻¹ m⁻³. OLIVEIRA FILHO (1987) cita valores variando de 175 a 233 kJ s⁻¹ m⁻³. SILVA et al. (1991) encontraram valores para fornalha a lenha entre 177 e 278 kJ s⁻¹ m⁻³. SILVA e SILVA (1998) trabalhando com fornalha a carvão, encontraram valores de 54 kJ s⁻¹ m⁻³. LORA e HAPP (1997b) citam valores entre 500 e 900 kJ s⁻¹ m⁻³ para fornalhas para caldeiras industriais e ELEPAÑO et al. (2000) desenvolveram e avaliaram uma fornalha para queima de casca de arroz utilizando valor de tensão térmica volumétrica igual a 233 kJ s⁻¹ m⁻³.

O volume da câmara de combustão pode ser calculado pela Equação 29:

$$V_{cc} = \frac{m_{cb} PCI}{K} \quad (29)$$

Dimensionamento da grelha

As grelhas devem propiciar a sustentação dos combustíveis, assim como permitir a passagem das cinzas para o cinzeiro e, ainda, dependendo da configuração e funcionamento da fornalha, permitir a passagem do ar comburente

(fornalhas de fluxo ascendente) ou dos gases de combustão (fornalhas de fluxo descendente).

A grelha pode ser dimensionada levando-se em consideração um parâmetro chamado taxa de carregamento da grelha. Este parâmetro relaciona a vazão mássica de combustível por unidade de área da grelha. Os valores da taxa de carregamento podem variar bastante. Segundo ANDRADE (1982), a taxa de carregamento deve variar entre 30 e 40 kg h⁻¹ m⁻². GOMES (1988), trabalhando com fornalha a lenha de fluxo descendente, encontrou valores entre 88 e 132 kg h⁻¹ m⁻². SILVA e SILVA (1998), analisando uma fornalha a carvão vegetal de fogo direto, encontraram valor de taxa de carregamento de 54,5 kg h⁻¹ m⁻². ELPAÑO et al. (2000) utilizaram nos testes de uma fornalha para queima de casca de arroz, uma taxa de carregamento de 192 kg h⁻¹ m⁻², obtendo bom rendimento térmico.

A superfície da grelha pode ser dimensionada pela Equação 30:

$$A_g = \frac{\dot{m}_{cb}}{\left(\frac{N_c}{3600} \right)} \quad (30)$$

Nuber (1975), citado por LOPES (2002), propõe o dimensionamento da área livre de grelhas com base no consumo de ar necessário à combustão de 1,0 kg de combustível, considerando o escoamento do ar com certa velocidade pelos interstícios da grelha, segundo a Equação 31:

$$A_l = \frac{\dot{m}_{cb} V_{ar}^0}{0,2 V_{ar}} \quad (31)$$

Segundo o autor acima citado, a velocidade do ar varia de 0,8 a 2,0 m s⁻¹, para fornalhas com tiragem natural, e entre 2 e 4 m s⁻¹ para tiragem mecânica. A razão entre a superfície livre da grelha e a área total, para queima de biomassa, deve estar entre 1/7 e 1/5. Esta razão dependerá da granulometria do combustível empregado, para que este não vaze entre as barras da grelha, aumentando as perdas por incombusto.

2.5.4. Eficiência térmica de fornalhas

A eficiência térmica constitui o parâmetro de maior interesse com relação aos equipamentos de conversão de energia térmica, por estar diretamente associada à redução de custos, o que pode proporcionar economia de combustível.

No estudo de fornalhas para aquecimento de ar, a energia química contida no combustível é transformada em energia térmica para aquecimento do ar. Obviamente, nem toda energia contida no combustível é aproveitada para este fim em razão das perdas inerentes ao sistema. A avaliação de uma fornalha quanto à eficiência desta transformação pode ser feita com base na definição de VAN WYLEN et al. (2003), na qual a eficiência é a razão entre o que é produzido (energia útil) e o que é fornecido (energia disponível); em outras palavras, a energia útil é o acréscimo de energia do ar aquecido e a energia fornecida é a energia injetada no sistema (combustível), considerando-se que a fornalha opera em regime permanente. Segundo CORTEZ e LORA (1997), a eficiência energética em fornalhas é classificada em eficiência bruta e líquida, considerando esta última a energia consumida por dispositivos eletromecânicos, como, por exemplo, ventiladores, alimentadores e outros equipamentos auxiliares. Segundo estes mesmos autores, os métodos de determinação podem ser diretos ou indiretos.

Uma análise completa da eficiência térmica de fornalhas requer a utilização dos princípios termodinâmicos e da transferência de calor e massa, os quais 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 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, conforme Bazzo (1995), citado por LOPES (2002).

Os balanços de massa e de energia, nos processos de combustão, são os primeiros passos para a avaliação da eficiência de uma fornalha.

Balanço de massa

Na Figura 6 são mostrados os fluxos de massa entrando e saindo pela superfície de um volume de controle (VC), representando os fluxos de massa existentes em uma fornalha para aquecimento de ar que utiliza lenha e biomassa polidispersa como combustível.

Conforme a lei de conservação de massa, pode-se escrever que a somatória das massas que entram no volume de controle é igual ao somatório das massas que deixam o volume de controle mais a variação instantânea de massa, conforme a Equação 32:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (32)$$

Por se tratar de um sistema em que ocorrem reações químicas, envolvendo fluxos de reagentes e produtos, existem várias áreas na superfície de controle através das quais ocorrem os fluxos de massa de combustível, ar comburente, gases e resíduos da combustão. Considerando-se que a fornalha opere em regime permanente e a taxa de variação de massa dentro do volume de controle é nula, é permitido escrever:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = 0 \quad (33)$$

$$\sum \dot{m}_s = \sum \dot{m}_e \quad (34)$$

No caso da fornalha (Figura 6) trabalhando em regime considerado permanente, a somatória das massas pode então ser escrita conforme a Equação 35:

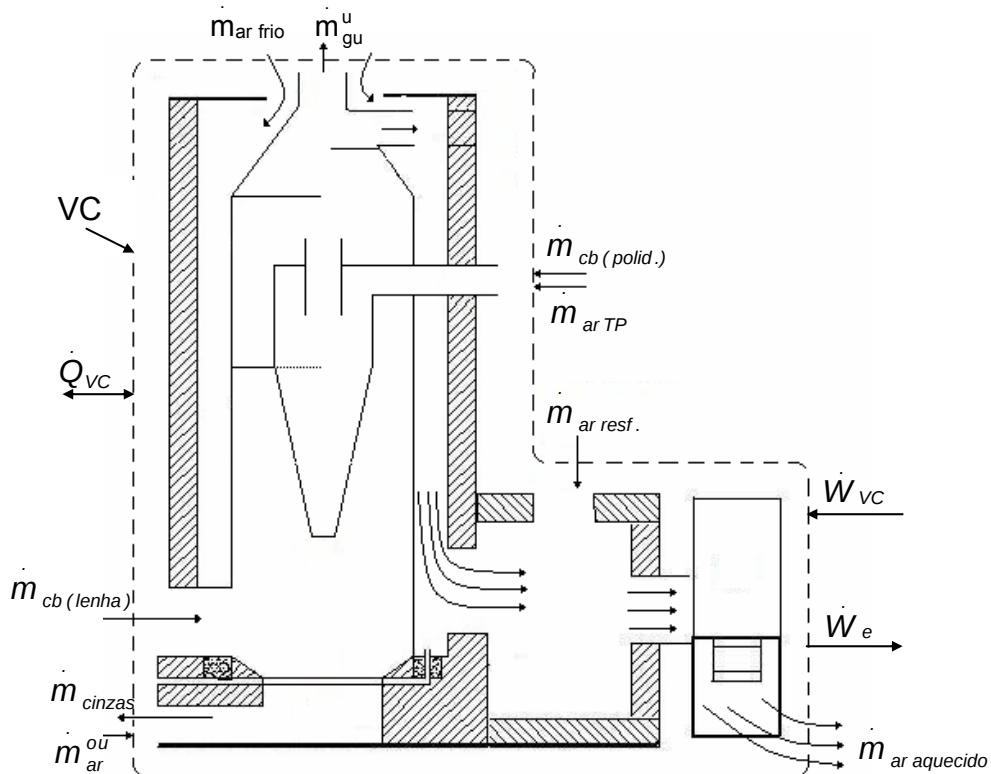


Figura 6. Representação de um volume de controle para uma fornalha para aquecimento de ar usando biomassa polidispersa e lenha como combustível:

$$\dot{m}_{gu}^u + \dot{m}_{cinza} + \dot{m}_{ar\ aquecido} = \dot{m}_{cb(lenha)} + \dot{m}_{cb(polid.)} + \dot{m}_{ar}^{ou} + \dot{m}_{ar\ frio} + \dot{m}_{ar\ resf.} + \dot{m}_{ar\ TP} \quad (35)$$

Balanço de energia aplicado a processos reativos

O primeiro princípio da termodinâmica é a lei de conservação de energia aplicada aos processos térmicos. Nela observa-se a equivalência entre trabalho e calor. Este princípio pode ser enunciado a partir do conceito de energia interna. O primeiro princípio da termodinâmica, aplicado em fluxos de energia e massa e ao volume de controle pode ser escrito, segundo VAN WYLEN et al. (2003), conforme a Equação 36,:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + Z_e g \right) + \dot{W}_e = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + Z_s g \right) + \dot{W}_{vc} \quad (36)$$

Esta equação é uma simplificação do primeiro princípio da termodinâmica, que mostra que a taxa de transferência de calor para um volume de controle mais a taxa de energia que entra, como resultado da transferência de massa, é igual à taxa de variação da energia dentro do volume de controle mais a taxa de energia que sai dele, como resultado da transferência de massa, e mais a energia realizada sobre o sistema pelos dispositivos eletromecânicos acoplados ao equipamento, como ventiladores, bomba de circulação de fluido, etc. (VAN WYLEN et al., 2003).

Durante a operação de fornalhas em regime permanente, algumas hipóteses devem ser levadas em consideração:

- não há variação de massa e energia no volume de controle durante a operação em regime permanente, assim:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \quad (37)$$

- a velocidade do ar comburente, do combustível e das cinzas, respectivamente, na entrada e na saída do volume de controle, em um intervalo de tempo em que $dt \rightarrow 0$, pode ser desprezada, admitindo não haver variações de energia potencial e significativa de energia cinética no sistema. Assim, a equação do primeiro princípio da termodinâmica pode ser resumida na Equação 38:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{vc} \quad (38)$$

Alguns autores, 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 Camargo (1990) citado por LOPES (2002), o que se deve evidenciar é a eficiência da fornalha na conversão da energia do combustível em energia térmica.

No entanto, dependendo da configuração da fornalha, seu funcionamento fica condicionado ao trabalho realizado por dispositivos eletromecânicos, pois a entrada e a movimentação do ar e do combustível dependem diretamente desse trabalho. De acordo com VAN WYLEN et al. (2003), o fluxo de energia elétrica que atravessa o volume de controle para acionamento de motores elétricos pode ser considerado trabalho. Assim, o primeiro princípio da termodinâmica é aplicado a fornalhas dependentes de dispositivos eletromecânicos e a energia elétrica cedida ao sistema deve ser computada. Considerando-se uma fornalha para aquecimento de ar de secagem que possui dispositivos eletromecânicos para alimentação de combustível, e, ainda, sabendo-se que ela não gera trabalho, pode-se reescrever a Equação 38 da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W}_e = \sum \dot{m}_s h_s \quad (39)$$

No estudo de fornalhas de fogo indireto, a massa de gases que deixa o volume de controle é caracterizada pelo ar aquecido pelo trocador de calor mais a massa de gases de exaustão que saem pela chaminé, enquanto que fornalhas de fogo direto caracterizando-se pela mistura dos gases de combustão com o ar ambiente. SUKUP et al. (1982) relatam que a quantidade dos gases de combustão, representados na maior parte por CO₂, não altera significativamente a entalpia específica do ar ao se misturarem. Ressalta-se, ainda, que em virtude do excesso de ar, grande parte da massa de gases que deixam a câmara de combustão é constituída pelo próprio ar comburente. Assim, independentemente da configuração da fornalha, pode-se determinar a energia que deixa o volume de controle sem incorrer em grande erro, considerando sua entalpia igual à entalpia do ar na referida temperatura.

Eficiência bruta e eficiência líquida de fornalhas

Em termo geral, a eficiência de fornalhas pode ser escrita conforme a Equação 40:

$$\eta = \frac{\dot{q}_u}{\dot{q}_d} 100 \quad (40)$$

A desconsideração da energia elétrica para acionamento de motores vem sendo observada na maioria dos trabalhos envolvendo avaliações de fornalhas, como mostrados por VALARELLI (1991), ELEPAÑO (2000), LOPES (2002), MELO (2003) MELO et al. (2005a), MELO et al. (2005b), entre outros.

A energia útil de uma fornalha consiste na energia disponibilizada pelo ar aquecido e pode ser obtida pela Equação 41:

$$\dot{q}_u = \dot{m}_{ar\text{ aquecido}} c_{par} (T_{ar} - T_{amb}) \quad (41)$$

Para a determinação da energia disponibilizada, segundo Bazzo (1995), citado por LOPES (2002), deve-se levar em consideração, além da energia liberada na queima do combustível, a energia associada aos fluxos de massa do combustível, do ar comburente e da umidade do ar comburente. Porém, se a fornalha estudada não apresentar pré-aquecimento do ar comburente e do combustível, a energia disponibilizada pode ser expressa conforme a Equação 42:

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{cb} PCI \quad (42)$$

Rearranjando a Equação 40 por meio das Equações 41 e 42, obtém-se a Equação 43 para determinação da eficiência térmica bruta de fornalhas:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{ar\text{ aquecido}} c_{par} (T_{ar} - T_{amb})}{\dot{m}_{cb} PCI} 100 \quad (43)$$

A utilização de dispositivos eletromecânicos para o funcionamento de fornalhas é indispensável em alguns modelos, o que reflete em um aumento da

energia disponibilizada em virtude do fluxo de energia elétrica para acionamento dos motores.

A participação da energia do motor do ventilador em fornalhas, para secagem de produtos agrícolas, na determinação da eficiência térmica, não é de senso comum entre os pesquisadores da área. No entanto, dependendo das características da fornalha, pode ser indispensável o uso de motores elétricos. Desta forma, sua contabilização na determinação da energia disponível deve-se fazer necessária.

Para determinação da eficiência líquida, pode-se utilizar a Equação 44:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{ar\text{ aquecido}} c_{par} (T_{ar} - T_{amb})}{\dot{m}_{cb} PCI + \sum \dot{W}_e} 100 \quad (44)$$

A eficiência térmica de um determinado dispositivo é, muitas vezes, denominada de eficiência de combustão. Porém, uma é diferente da outra, uma vez que a eficiência de combustão leva em consideração apenas a eficiência relacionada à conversão química do combustível em calor, enquanto na eficiência térmica está embutida a eficiência do sistema, ou seja, a capacidade de aproveitamento do calor liberado da combustão. O aproveitamento desse calor depende da minimização das perdas decorrentes da combustão incompleta, pelos gases de exaustão, para o ambiente, em razão do isolamento das paredes e da melhoria do sistema de troca térmica entre os gases de combustão e o ar frio.

2.6. Transmissão de calor em trocadores de calor

Quando em duas regiões do universo existe uma diferença de temperatura, esta diferença tende a desaparecer espontaneamente pelo aparecimento da forma de energia calor. Ao conjunto de fenômenos que caracterizam a passagem da forma de energia calor é que denominamos transmissão de calor (INCROPERA e DeWITT, 1996). Teoricamente, a transmissão de calor pode ocorrer, isoladamente, por condução, convecção ou radiação. Mas, praticamente, as três formas citadas acima ocorrem simultaneamente, ficando a critério do interessado a possibilidade de desprezar uma ou duas destas formas na presença das demais.

O processo de troca de calor entre dois fluidos, os quais possuem diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida, ocorre, em muitos

casos, nas atividades industriais, agroindustriais e até mesmo agrícolas. O equipamento usado para implementar essa troca é conhecido por trocador de calor e sua função no aquecer e resfriar o ar, água e outras inúmeras atividades.

Os trocadores de calor são classificados tipicamente em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. Os mais simples são constituídos de tubos concêntricos, com escoamento dos fluidos no mesmo sentido, chamados de concorrente, ou em sentidos opostos, contracorrentes. Existem ainda os de sentido cruzado, ou seja, os fluidos escoam perpendicularmente entre si.

Para a melhoria da eficiência da troca térmica em trocadores, desenvolveram-se de inúmeras configurações de trocadores, com e sem a inclusão de aletas, que ajudam na transferência de calor pelo aumento da área de troca térmica.

Na maioria dos casos, em trocadores de calor, a transferência de calor ocorre pela combinação de condução e convecção, na qual é freqüentemente utilizado um coeficiente único de transferência (INCROPERA e DeWITT, 1996). Assim, sugere-se que a transferência de calor entre fluidos, em trocadores de calor com contato intermediário, ou seja, onde os fluidos são separados por uma única parede sólida e normalmente metálica, conforme TEIXEIRA e BRANDÃO (2002), seja realizada por meio da Equação 45:

$$q_{q \rightarrow f} = U A \Delta T_{ml} \quad (45)$$

O coeficiente global de transferência de calor é dado em função da resistência térmica total à passagem do fluxo de calor entre dois fluidos. Considerando-se um trocador de calor com tubos concêntricos, a resistência térmica total é em função da resistência convectiva interna e externa mais a resistência condutiva da parede. Assim, o coeficiente global de transferência de temperatura entre dois fluidos separados por uma parede simples pode ser obtido pela da Equação 46:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1 2 \pi r_1 L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_2 2 \pi r_2 L}} \quad (46)$$

Na literatura, é possível obter os coeficientes de transferência condutiva, convectiva e global de inúmeros materiais e de diferentes trocadores de calor.

No desenvolvimento de fornalhas, os materiais comumente envolvidos são: o aço, para construção de câmaras de combustão, chaminés e trocadores de calor, e alvenaria, para construção de câmaras de combustão, do invólucro delas para condução do ar aquecido, de gases de combustão e nas chaminés. No caso das câmaras de combustão em alvenaria utilizam-se, normalmente, materiais refratários, enquanto nas demais partes utilizam-se tijolos comuns, tanto vazados quanto maciços.

O conhecimento das propriedades térmicas dos materiais, como emissividade e condutividade térmica, e dos coeficientes de transferência condutiva, convectiva e global, assim como as propriedades dos fluidos, é fundamental para o dimensionamento e para a análise de equipamentos que envolvem processos térmicos.

A maioria desses parâmetros pode ser obtida na literatura, podendo ser encontrados em HOLMANN (1983), MARTINELLI (1995), INCROPERA e DeWITT (1996) e VAN WYLEN et al. (2003).

2.6.1. Efetividade de trocador de calor

De acordo com INCROPERA e DeWITT (1996), a efetividade do trocador de calor pode ser definida como sendo a razão entre a taxa de transferência de calor e a máxima taxa de transferência de calor possível (Equação 47):

$$\xi = \frac{q_{q \rightarrow f}}{q_{\max}} \quad (47)$$

Segundo estes mesmos autores, a máxima taxa de transferência de calor seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador, que é, no caso de trocadores de calor em contracorrente, a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. Esta taxa pode ser determinada conforme a Equação 48:

$$q_{\max} = c_{\min} (T_{qe} - T_{fe}) \quad (48)$$

em que, $c_{\min}$ é o menor valor entre $(\dot{m}_f c_{pf})$ e $(\dot{m}_q c_{pq})$.

2.7. Análise de custo de fornalhas

Os custos, segundo WOILLER e MATHIAS (1994), medem o uso de recursos. Em projetos, o custo de produção dependerá dos custos dos insumos que serão utilizados. Existem inúmeras maneiras de classificar os custos, tendo cada tipo sua utilidade.

Na maioria dos estudos envolvendo Engenharia Econômica, a maneira de se determinar os custos envolvidos está relacionada com o volume de produção ou como a utilização da capacidade produtiva, que, neste critério, envolvem-se os custos fixos e variáveis.

A diferenciação entre custos fixos e variáveis é determinada na classificação pela variabilidade e está relacionada com o volume de produção. Os custos fixos independem do volume produzido em determinado período, ou seja, produzindo-se muito ou pouco eles estarão presentes. Já os custos variáveis têm relação direta com o volume produzido, pois quanto maior a produção, maior será o custo.

BORNIA (2002) afirma que é importante, nesta classificação, considerar a unidade de tempo, pois custos que são fixos em um período, podem, em um prazo maior, variar, como a mão-de-obra, que em um determinado mês é custo fixo e em prazos maiores pode ser variável, já que a empresa pode demitir ou admitir pessoal, se necessário.

O conhecimento sobre o comportamento dos custos é fundamental para o efetivo controle da empresa rural e para o processo da tomada de decisão, além de servir para a análise da rentabilidade dos recursos empregados na atividade produtiva (WOILLER e MATHIAS, 1994).

A maioria das análises de custo envolvendo fornalha no meio rural está relacionada ao custo de secagem de produtos agrícolas. Este custo é expresso em função da quantidade de água evaporada.

CARDOSO SOBRINHO (2001) simulou e avaliou três sistemas de secagem de café: fornalha de fogo indireto, caldeira e queimador de GLP. Neste estudo chegou-se à conclusão de que o GLP é inviável e verificou-se que a utilização de caldeira só é viável para um número mínimo de seis secadores horizontais.

REINATO et al. (2002) avaliaram o custo de secagem de café usando GLP e lenha como combustível, e os resultados foram favoráveis ao uso da lenha, pois ela apresentou um custo 2 a 4 vezes menor que os custos com GLP. Porém, neste trabalho não foram computados os custos relacionados à mão-de-obra, depreciação e energia elétrica, que são parâmetros indispensáveis à análise de custo.

OCTAVIANI e BIAGI (2004), estudando os custos de secagem de café em secadores horizontais rotativos,, compararam os custos de secagem utilizando dois sistemas: um utilizando lenha e o outro, GLP como combustível. Eles concluíram que o sistema com GLP obteve um resultado 111% maior que o sistema com lenha e que em ambos os combustíveis tem a maior participação na composição dos custos de secagem, pois a lenha representou aproximadamente 41% do custo total, enquanto o GLP representou aproximadamente 68%. Neste trabalho, todos os parâmetros relacionados à composição dos custos de secagem foram levados em consideração, como: mão-de-obra, depreciação, juros, energia elétrica, manutenção, seguro e consumo de combustível.

A seguir são apresentados os custos principais e suas definições para análise de custo de fornalhas.

2.7.1. Custos fixos

Custos fixos (CF) são aqueles que independem do volume de produção. É simplesmente a soma dos vários tipos de custos fixos, isto é, custos que, no caso de utilização de equipamentos, independem da intensidade de uso do sistema. Os terrenos, edifícios, montagem, depreciação do capital, certos tipos de impostos, mão-de-obra permanente e juros sobre o capital empatado são alguns dos principais itens que compõem os custos fixos dos sistemas (BUARQUE, 1984).

2.7.2. Custo variável

Custos variáveis (CV) englobam os custos envolvidos diretamente com a intensidade de uso dos sistemas e é determinado pela soma de cada custo variável individual, incluindo insumos, combustível, etc. (REIS e GUIMARÃES, 1986).

2.7.3. Custo total de produção

Este custo refere-se à remuneração de todos os fatores de produção, sendo resultado do somatório do CFT e do CVT (REIS e GUIMARÃES, 1986).

2.7.4. Custo de oportunidade

O custo de oportunidade, também conhecido como juros sobre o capital empatado, é um custo implícito, que representa a renúncia de rentabilidade do investidor quando ele decide aplicar seus recursos financeiros em um equipamento em vez de empregá-lo no mercado financeiro.

Trata-se de um componente fundamental dos custos dos sistemas, considerando-se que o valor dos equipamentos que impõem o capital estável do sistema de aquecimento de ar permanece completamente empatado durante sua vida útil, quando poderia estar gerando dividendos alternativos. O valor médio entre o valor inicial e final do capital é considerado para determinar o seu custo de oportunidade, fornecendo uma aproximação do montante total que ficou empatado durante a vida útil do sistema. O valor médio do capital empatado, multiplicado por uma taxa de juros alternativa, representa a estimativa de quanto a empresa ou o agricultor deixou de receber, em média, por ano, ao empregar seus recursos no sistema de aquecimento de ar (REZENDE, 1997), conforme Equação 49:

$$C_{op} = \frac{V_{if} - V_{ff}}{2} i \quad (49)$$

2.7.5. Depreciação

A depreciação é um custo não-monetário, que reflete a perda do valor do capital com a idade, o uso e a obsolescência. Do ponto de vista da engenharia, a depreciação de um equipamento é associada ao seu desgaste físico. Assim, a depreciação anual de um equipamento seria obtida dividindo-se o seu valor inicial pela sua duração provável em anos (WOILLER e MATHIAS, 1994). No caso de máquinas e equipamentos, indica-se considerar uma vida útil de 10 anos, o que seria o mesmo que considerar um custo de depreciação de 10% a.a. sobre o capital inicial (WOILLER e MATHIAS, 1994 e BUARQUE, 1984). A depreciação pode ser obtida pela Equação 50.

$$D = \frac{V_{if} - V_{ff}}{t_{vu}} \quad (50)$$

2.7.6. Custo operacional total

Este custo é uma medida que engloba todos os custos com insumos e a depreciação do capital. Ele representa, então, o consumo de capital circulante (insumos) e de capital estável (depreciação) pelos sistemas. O custo operacional total inclui todos os custos variáveis e parte dos custos fixos, a depreciação (REIS e GUIMARÃES, 1986).

2.7.7. Custo total

O custo total consiste na somatória dos custos que englobam a produção de um determinado produto, ou seja, a soma dos custos fixos e variáveis (REIS e GUIMARÃES, 1986).

2.7.8. Custos médios

Os custos médios são os custos fixo, variável, operacional e total, divididos pelo produto produzido (REIS e GUIMARÃES, 1986). No caso de fornalhas, pode-se usar a energia liberada por unidade de tempo.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. A fornalha

Para o desenvolvimento do presente trabalho, construiu-se uma fornalha no Departamento de Engenharia Agrícola, Área de Energia na Agricultura e de Pré-Processamento de Produtos Vegetais, da Universidade Federal de Viçosa – UFV, Viçosa – MG.

A fornalha construída constituiu-se de base, câmara de combustão, trocador de calor, sistema de alimentação e chaminé, cujos detalhes são descritos nos itens seguintes, e foi desenvolvida para a queima de biomassa polidispersa, como, por exemplo, palha de café, serragem, etc., não deixando de lado a possibilidade do uso de lenha, associada ou não à biomassa polidispersa. Ela possibilitou também a opção de aquecimento de forma direta ou indireta do ar, capaz de atender às exigências de temperatura e pureza do ar, tanto para secagem de produtos agrícolas quanto para o aquecimento de ambientes.

Durante o desenvolvimento da fornalha, consideraram-se os parâmetros fundamentais, do ponto de vista da engenharia, para um bom dimensionamento, prezando também a facilidade de construção, de operação e de custo, e a acessibilidade aos produtores rurais e às agroindústrias.

O formato da fornalha (câmara de combustão e trocador de calor) é cilíndrico, apropriado para equipamentos sujeitos a grandes variações térmicas, em virtude da dilatação térmica, que é simétrica para este formato, além da intensidade de calor que atinge as paredes, que também é simétrica, contribuindo, portanto,

para a distribuição uniforme do calor gerado na combustão em todo trocador de calor.

3.2. Dimensionamento da fornalha

No dimensionamento da fornalha, os cálculos foram divididos em cálculos de energia para aquecimento do ar, consumo de combustível, câmara de combustão, grelha e trocador de calor.

3.2.1. Critérios para o dimensionamento da fornalha

O primeiro passo para o dimensionamento da fornalha, foi a determinação da potência, ou seja, a quantidade de energia a ser liberada pela fornalha para atender a uma determinada demanda. Para tal, foi necessário estipular a vazão mássica de ar aquecido e sua variação de temperatura. O fluxo volumétrico considerado de ar foi de $75 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, com variação de temperatura de $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

A temperatura média entre o ar ambiente e o ar aquecido foi utilizada para a determinação da massa específica do ar, considerando-se, para os cálculos, a temperatura do ar ambiente de 25°C .

Para as condições de pressão e temperatura de funcionamento de fornalha, o ar ambiente foi considerado como gás ideal, de fator de compressibilidade igual a 1. Logo, a utilização da equação dos gases perfeitos foi satisfatória para a determinação da massa específica do ar e, conseqüentemente, da vazão mássica do ventilador, conforme Equações 51 e 52:

$$\rho_{ar} = \frac{P_{atm}}{R \bar{T}_{ar}} \quad (51)$$

$$\dot{m}_{ar \text{ aquecido}} = \rho_{ar} \dot{Q}_{ar} \quad (52)$$

3.2.2. Cálculo da energia necessária para o aquecimento do ar

A energia necessária para elevar a temperatura do ar ambiente para a temperatura desejada, ou seja, promover gradiente de cerca de 30 °C, foi calculada pela equação de energia útil (Equação 41).

O calor específico do ar foi considerado constante e igual a 1,0035 kJ kg⁻¹ °C⁻¹ para as temperaturas em questão, (VAN WYLEN et al., 2003).

3.2.3. Cálculo do consumo de combustível

Conhecendo-se a quantidade de energia a ser fornecida pela fornalha, por unidade de tempo, pode-se determinar o consumo de combustível para atender à demanda de energia requisitada (Equação 53):

$$\dot{m}_{cb} = \frac{\dot{q}_u}{PCI \eta} \quad (53)$$

Neste estudo estimou-se o poder calorífico inferior do combustível em 18000 kJ kg⁻¹. Foi considerada a eficiência da fornalha igual a 60 %, valor próximo ao encontrado por MELO (2003), testando equipamento com características parecidas, com sistema de aquecimento indireto do ar. De posse da quantidade de energia para aquecimento do ar, da vazão mássica do combustível e do seu poder calorífico, procederam-se os cálculos referentes às partes constituintes da fornalha.

3.2.4. Dimensionamento da base da fornalha

A base da fornalha foi construída em alvenaria, no formato cilíndrico, conforme Figura 7, seguindo a configuração do trocador de calor. Nesta figura visualizam-se a abertura para passagem do ar comburente, com dimensões de 30 cm x 15 cm, e o cinzeiro, também no formato cilíndrico.

A base foi construída com parede de dois tijolos, justapostos, deixando o espaço do cinzeiro no centro da base. A abertura da passagem do ar primário foi feita ligando-se o cinzeiro ao exterior da fornalha. Foi construída uma cavidade ao redor da grelha para encaixe da câmara de combustão, a qual foi preenchida com

areia para selar e impedir a passagem dos gases de combustão que poderiam contaminar o ar aquecido.

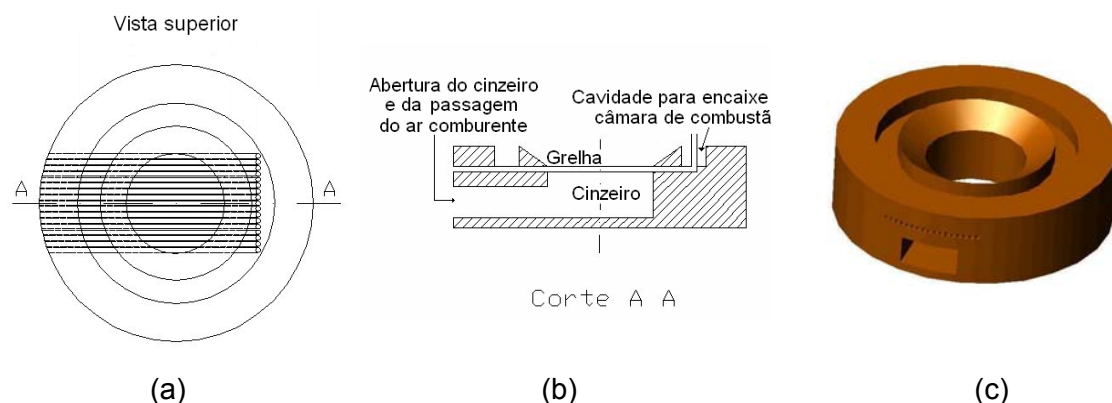


Figura 7. (a) Vista superior da base; (b) Corte AA'; e (c) Desenho esquemático, em perspectiva, da base da fornalha.

3.2.5. Dimensionamento da grelha

Uma vez estimada a massa de combustível a ser consumida por unidade de tempo, foi dimensionada a grelha, considerando-se uma taxa de carregamento de $90 \text{ kg m}^{-2} \text{ h}^{-1}$, valor próximo dos citados na literatura, conforme (GOMES, 1988). Com a área calculada, determinou-se a tensão térmica da superfície da grelha e verificou-se se ela estava dentro da faixa de 400 a 2100 kW m^{-2} , que é a faixa recomendada por LORA e HAPP (1997).

A área livre da grelha foi determinada com base no consumo de ar para queima de 1 kg de combustível. Considerou-se que a retirada dos gases foi realizada por meio de convecção natural, com velocidade do ar de $0,8 \text{ m s}^{-1}$, e que a área livre deveria variar de 14 % a 20% da área total, conforme Nuber (1975), citado por LOPES (2002).

A grelha foi construída em tubos de aço carbono, com 2,54 cm de diâmetro e espessura da parede de 2,5 mm. Por tratar-se de uma fornalha de configuração cilíndrica, a área útil da grelha possuiu formato circular. Na Figura 8 é possível visualizar a grelha e sua posição na base da fornalha.

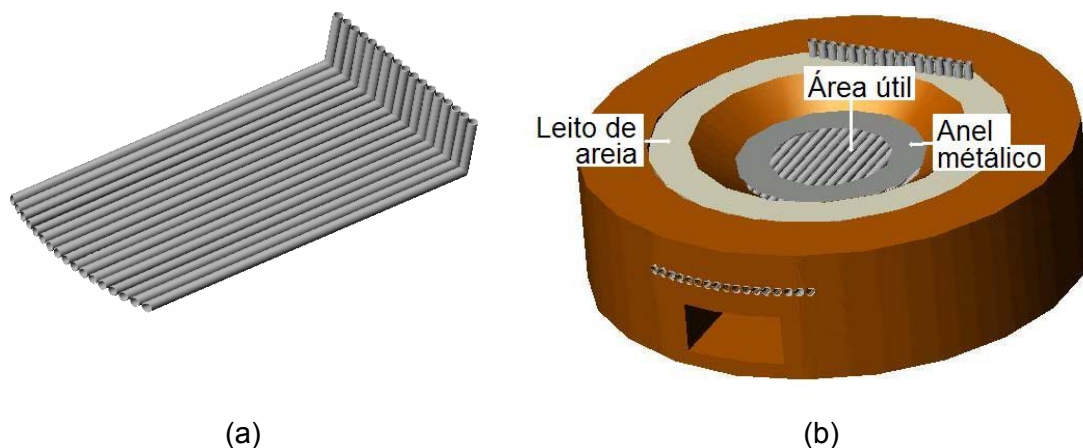


Figura 8. (a) Detalhe da grelha e (b) Posicionamento da grelha na base da fornalha.

Percebe-se pela configuração da grelha, que ela foi projetada para aproveitar calor residual existente, pois os tubos de aço da grelha interligam a parte externa da fornalha à região de troca térmica, na qual a pressão negativa criada pelo succionamento do ventilador fazia o ar ambiente passar pelos orifícios dos tubos, resfriando-os. Em razão do resfriamento, o desgaste da grelha pela tensão térmica foi minimizado.

Antes de iniciar os testes com a biomassa polidispersa, foi instalado sobre a grelha um anel metálico, com espessura de 4 mm, diâmetro externo igual ao diâmetro da grelha e diâmetro interno com 35 cm, suspenso, por meio de apoios, a 3 cm da grelha. Este acessório foi instalado para evitar a passagem de combustível polidisperso não-queimado pela área livre da grelha, o que foi verificado nos testes preliminares.

3.2.6. Dimensionamento da câmara de combustão

O volume da câmara de combustão foi determinado em função do consumo de combustível, do poder calorífico inferior e da carga térmica volumétrica, fixada em $200 \text{ kJ s}^{-1} \text{ m}^{-3}$.

A câmara de combustão foi construída em chapa de aço carbono de 3 mm de espessura, no formato cilíndrico. Para tal, levou-se em consideração as características construtivas da fornalha. O diâmetro da câmara de combustão foi considerado igual ao diâmetro da grelha (D_g), acrescido de 25 cm. Este valor

adicional refere-se ao espaço para colocação de um tijolo em torno da grelha, para construção da cavidade de encaixe da câmara de combustão.

A altura da câmara de combustão foi definida em função do volume e do diâmetro da câmara e calculada por meio da Equação 54:

$$h_{cc} = \frac{4 V_{cc}}{\pi d_{cc}^2} \quad (54)$$

A altura da câmara de combustão caracterizou-se também como a altura do início das aletas formadoras de uma chicana interna por onde fluem os gases de combustão, a ser detalhada posteriormente.

Nas duas saídas da câmara de combustão, foram colocados registros, tipo borboleta, para abertura e fechamento do fluxo de gases, possibilitando a escolha da forma de funcionamento da fornalha, ou seja, com aquecimento direto ou indireto do ar.

3.2.7. Dimensionamento do trocador de calor

Antes de iniciar o cálculo do dimensionamento do trocador de calor, foram determinadas as vazões volumétricas e mássicas dos gases de combustão.

Um trocador de calor tubo concêntrico, de fluxo contracorrente, foi dimensionado conforme descrito em INCROPERA e DeWITT (1996). Para a determinação da área de troca térmica, foi necessário o conhecimento de alguns parâmetros, tais como: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos (quente e frio), a vazão mássica dos fluidos, a taxa de transferência de calor e o coeficiente global de temperatura. A alguns desses parâmetros já foram definidos anteriormente, como é o caso da taxa de transferência de calor, que é igual à energia requerida para aquecer o ar ambiente em 30 °C, e das temperaturas inicial e final do fluido frio (ar ambiente), definidas em 25 °C e 55 °C, respectivamente.

A temperatura inicial do fluido quente (gases de combustão) foi fixada em 750 °C, temperatura necessária para assegurar a queima do monóxido de carbono, que necessita de temperaturas superiores a 620 °C para sua combustão (AIR LIQUIDE BRASIL, 2004). Para a temperatura de saída dos gases de combustão, adotou-se temperatura de 200°C. Supôs-se também que, para tais temperaturas, os fluidos não mudam de fase e, ainda, admitiram-se calores específicos constantes

ao longo do processo. O coeficiente global de temperatura (U) considerado nos cálculos foi de $30 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, pois segundo HOLMAN (1983), para trocadores de calor gás-gás, pode variar de 10 a $40 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.

Para a determinação da área necessária do trocador de calor, foi usada a metodologia citada por INCROPERA e DeWITT (1996), da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT).

No caso de trocadores de calor em contracorrente, a média logarítmica das temperaturas dos fluidos (ΔT_{ml}) foi determinada conforme a Equação 55:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \Delta T_2 / \Delta T_1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \quad (55)$$

em que,
$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \\ \Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \end{bmatrix}$$

Nesse estudo, o fluido quente se refere aos gases de combustão e o fluido frio ao ar ambiente. Assim, a área de troca térmica pode ser obtida pela Equação 56:

$$A = \frac{\dot{q}_{ar}}{U \Delta T_{ml}} \quad (56)$$

Na configuração da fornalha proposta, a câmara de combustão faz parte do trocador de calor. Assim, a área compreendida pela câmara de combustão deve ser computada na área de troca térmica.

Para delimitar a câmara de combustão, considerou-se que ela ficaria compreendida entre a grelha e o início da chicana, constituída por aletas internas, no intuito de reduzir a velocidade do escoamento dos gases, melhorando, portanto, a troca térmica. Na Figura 9 (a) visualiza-se o corte do cilindro metálico, que compreende a câmara de combustão e o trocador de calor, com detalhamento das quatro aletas, construídas em chapa de aço carbono com 1,5 mm de espessura, colocadas no interior da fornalha, e o sistema de distribuição de biomassa polidispersa, que será detalhado no item 3.2.8 “Sistema de alimentação da fornalha”. Os desenhos esquemáticos, em perspectiva, do cilindro metálico da câmara de combustão e do trocador de calor, com o detalhamento das entradas de

combustível e das saídas dos gases de exaustão, podem ser observados na Figura 9 (b).

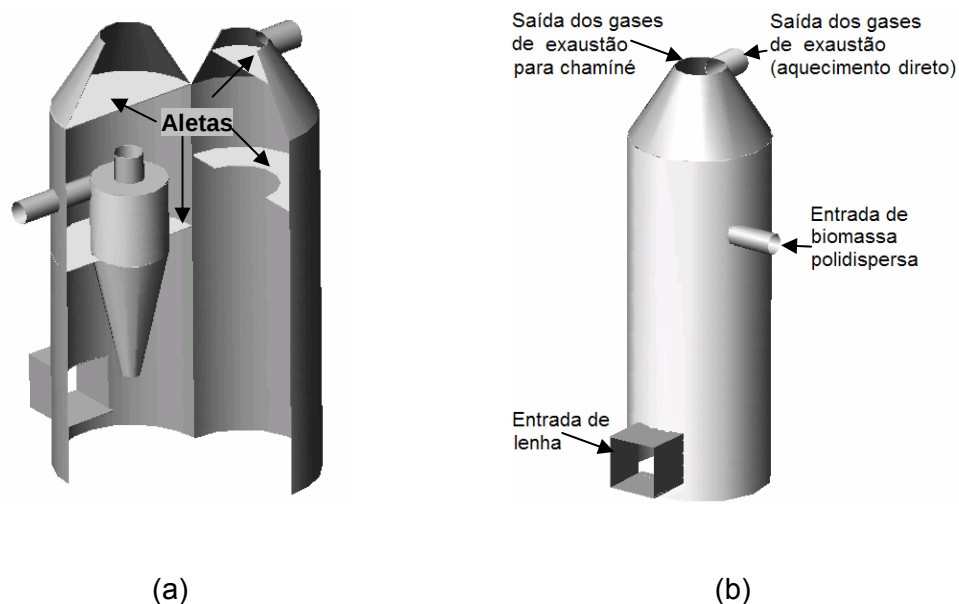


Figura 9. (a) Corte da câmara de combustão, do trocador de calor e posicionamento das aletas internas (chicana) e (b) Perspectiva do cilindro metálico da câmara de combustão e do trocador de calor.

A altura total do cilindro metálico foi determinada em função da área calculada para troca térmica, consistindo no prolongamento da câmara de combustão.

Na Figura 10 pode-se observar a montagem da câmara de combustão sobre a base da fornalha.

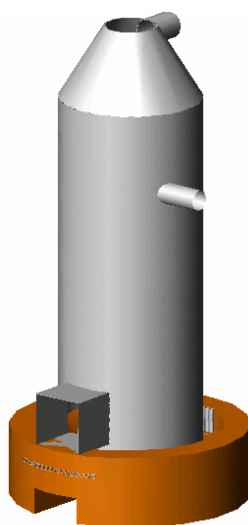


Figura 10. Vista em perspectiva da montagem da câmara de combustão sobre a base da fornalha.

Externamente à câmara de combustão, distanciada em 15 cm, foi erguida uma parede de alvenaria até a altura do início da chaminé, sobre a qual foi colocada uma tampa metálica, com um orifício central de 40 cm de diâmetro. Por este orifício passou o ar seccionado pelo ventilador, forçando sua passagem deste ar em volta do trocador de calor da fornalha.

3.2.8. Sistema de alimentação da fornalha

A alimentação da biomassa polidispersa foi feita por meio de transporte pneumático. O duto do transportador foi feito de tubo de PVC rígido de 100 mm de diâmetro encontrado comercialmente. Um ventilador com vazão de $11 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, movimentado por um motor trifásico de 0,736 kW (1 cv), foi utilizado para movimentar a massa de combustível na tubulação.

Na extremidade do sistema de alimentação foi instalado um ciclone para a separação das partículas de combustível do fluxo de ar, distribuindo-as no interior da fornalha. Para a determinação deste equipamento, seguiram-se as dimensões de um ciclone produzido comercialmente pela empresa NOGUEIRA S/A, utilizado para separação de partículas provenientes de moinhos de martelo.

Na Figura 11 apresenta-se o desenho esquemático do ciclone, com as respectivas dimensões e o esquema do sistema de alimentação desenvolvido.

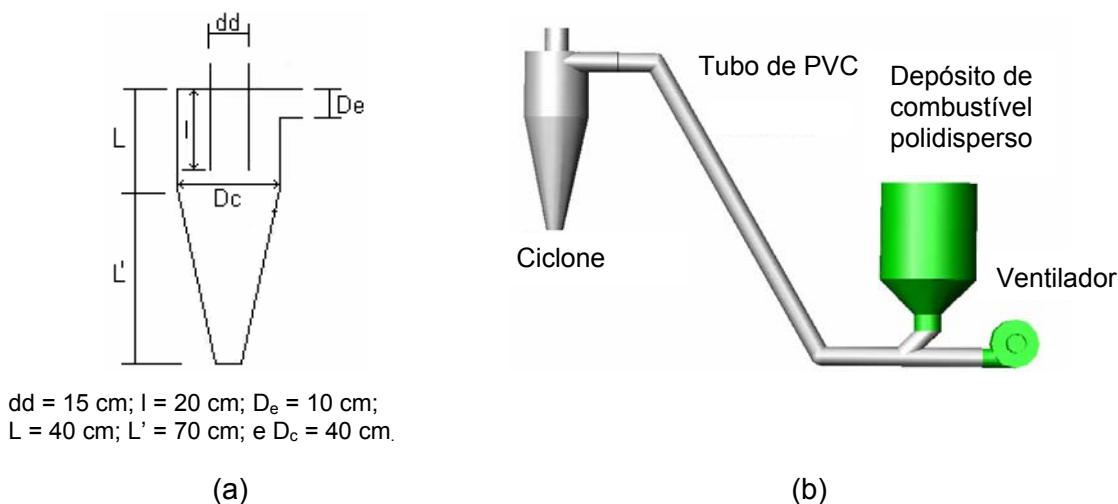


Figura 11. (a) Desenho esquemático do ciclone e (b) Desenho esquemático do sistema de alimentação de biomassa polidispersa.

Para controlar a vazão de combustível e mantê-la constante, optou-se por um sistema constituído de rosca sem fim movida por um motor elétrico, que trabalhou na posição vertical, conduzindo o combustível do depósito ao duto do transporte pneumático. Este sistema possui as seguintes dimensões: diâmetro da rosca de 4 cm, diâmetro do eixo de 2,54 cm, passo da rosca de 3,5 cm, altura da rosca de 1,4 cm e comprimento de 20 cm. Foi utilizado um motor elétrico de corrente contínua, com potência de 0,368 kW (0,5 cv), alimentado em corrente alternada e tensão bifásica, sendo controlado por modulação por largura de pulso. O desenho esquemático do sistema é apresentado na Figura 12.

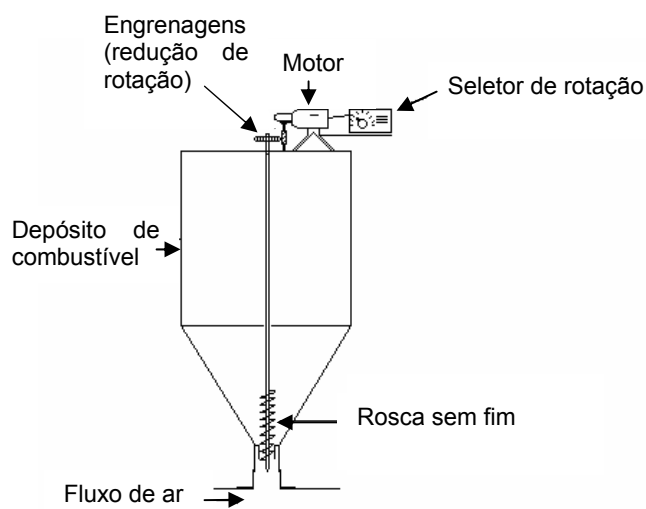


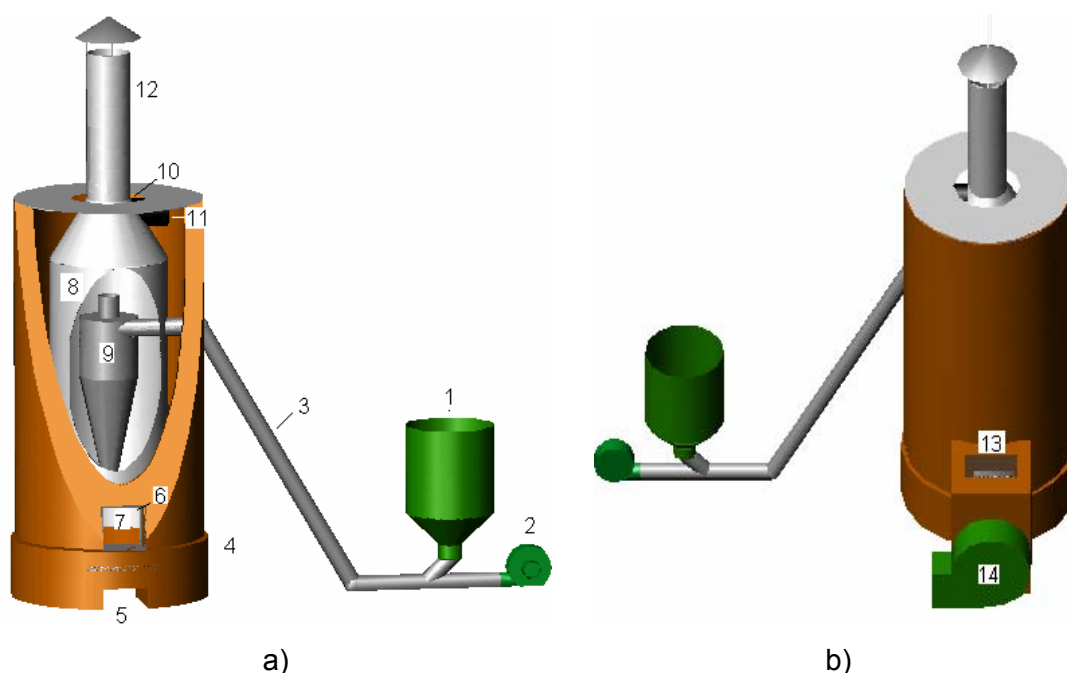
Figura 12. Esquema do sistema de controle da vazão de combustível instalado no depósito.

3.3. Princípio de funcionamento de fornalha

A fornalha desenvolvida funcionou com sistema de aquecimento direto e indireto. No sistema de aquecimento direto, os gases de combustão saíram por um duto lateral (Figura 13 - item 11) e foram succionados por um ventilador centrífugo. No sistema indireto, os gases de combustão foram succionados pela chaminé por convecção natural, enquanto o ventilador centrífugo succionou o ar frio pela abertura no topo da fornalha (Figura 13 - item 10), passando em torno de um cilindro metálico. Esse cilindro consistiu-se na câmara de combustão, que, neste momento, atuou como trocador de calor. O sentido dos gases frio e quente, na troca de calor, foi contracorrente.

Os combustíveis polidispersos utilizados (palha de café e serragem), provenientes do depósito, foram insuflados por um ventilador. Um ciclone metálico foi usado para distribuição do combustível particulado no interior da câmara de combustão. O combustível, após passar pelo ciclone interno, caiu sobre a chama piloto na grelha. O ar insuflado pelo ventilador foi conduzido até a chaminé, misturando-se com os gases de combustão.

A alimentação da lenha foi feita pela abertura lateral na câmara de combustão (Figura 13 - item 6).



Componentes:

- 1 – depósito de combustível;
- 2 – ventilador do sistema de alimentação;
- 3 – duto de alimentação;
- 4 – base da fornalha;
- 5 – abertura do cinzeiro e de entrada de ar comburente;
- 6 – abertura de abastecimento com lenha;
- 7 – câmara de combustão;

- 8 – trocador de calor;
- 9 – ciclone;
- 10 – entrada do ar a ser aquecido;
- 11 – saída dos gases de combustão (aquecimento direto);
- 12 – chaminé;
- 13 – abertura de ar frio; e
- 14 – ventilador.

Figura 13. Vistas em perspectiva da fornalha e seus componentes.

3.4. Instrumentação da fornalha

Para acompanhar e avaliar o funcionamento da fornalha, uma série de variáveis foram monitoradas: temperaturas do ar ambiente (bulbo seco e bulbo molhado), temperaturas interna e externa da parede de alvenaria, temperatura da

câmara de combustão, temperatura do ar aquecido, vazão de ar comburente, consumo de combustível, temperatura e concentração dos componentes (O_2 , CO_2 e CO) dos gases da combustão, excesso de ar, consumo de energia elétrica dos motores e vazão do ar do transporte pneumático. Estes parâmetros são fundamentais para a avaliação e redimensionamento da fornalha, assim como para identificação de problemas no funcionamento do equipamento.

3.4.1. Sensores de temperatura

Todas as temperaturas para análise da fornalha foram medidas por meio de sensores e sondas termométricas do tipo K, apropriados para temperaturas de (- 40) °C a 1260 °C (Figuras 14 e 15).

Os dados de temperatura foram coletados por meio de um sistema de aquisição de dados da marca LR modelo 7018 (2PCS), acoplado a um micro computador.

As temperaturas dos gases de combustão e do ar aquecido foram medidas por sondas de imersão em gases. As temperaturas do ambiente foram medidas por cabos termométricos, e comparadas com os valores de um termômetro de mercúrio. As temperaturas externas da parede foram medidas por cabos termométricos e comparadas a um sensor de superfície com pastilha na junta quente de 3,0 mm de diâmetro. Para evitar a influência da corrente de ar ambiente e fixar os termopares na parede, foi colocada uma camada de resina sobre eles. As temperaturas internas da parede foram medidas por sensores termométricos com 2,0 mm de diâmetro, revestidos por tubo de porcelana de 5,0 mm de diâmetro. Na medição da temperatura da câmara de combustão, utilizou-se sensor com diâmetro de 3,0 mm e revestimento cerâmico de 8,0 mm.

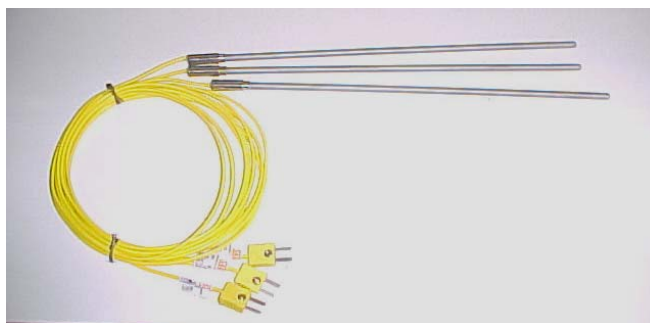
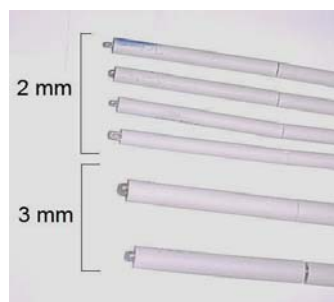


Figura 14. Sondas termométricas de imersão em gases.



(a)



(b)

Figura 15. Sensores de temperatura: (a) Sensores termométricos e (b) Detalhamento da junção.

3.4.2. Posicionamento dos sensores de temperatura

Para medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo molhado do ar ambiente, foi construído um psicrômetro, e um dos termopares foi envolvido por um tecido de algodão umedecido, para medir a temperatura de bulbo molhado. Um ventilador foi posicionado próximo das extremidades dos sensores para garantir a ventilação no bulbo molhado (Figura 16).

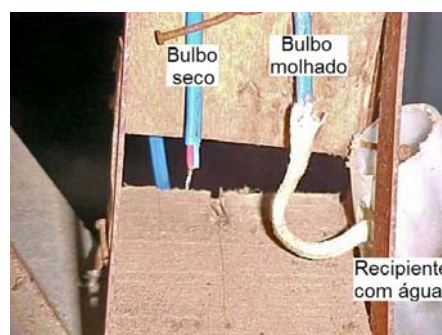


Figura 16. Psicrômetro não-aspirado desenvolvido.

A distância do ventilador foi regulada de modo que a velocidade do ar que atingia os termopares fosse próxima de $2,5 \text{ m s}^{-1}$, que é a recomendada para psicrômetro não-aspirado.

As temperaturas da parede foram medidas em três pontos alinhados verticalmente: a 5 cm acima da base (posição 1), início da área de troca térmica; na metade da altura do trocador de calor (posição 2) e a 20 cm do topo da fornalha (posição 3). Para a medição da temperatura interna da parede, foi feito um orifício até aproximadamente 5,0 mm da extremidade interna da parede, onde foram instalados os sensores revestidos com porcelana. Um outro furo foi feito, agora

atravessando a parede, onde foi colocado um termopar tipo T, para comparação das temperaturas internas medidas pelos sensores. O posicionamento dos sensores na parede, a forma de fixação e a posição deles na fornalha podem ser vistos na Figura 17.

A temperatura da câmara de combustão foi medida por um sensor colocado por entre as barras da grelha, ficando a junta quente do sensor, posicionada a aproximadamente 12,0 cm da grelha e a 15,0 cm da parede da câmara de combustão. Posição esta acima da camada selante de areia, ou seja, no início da área de trocas térmicas.

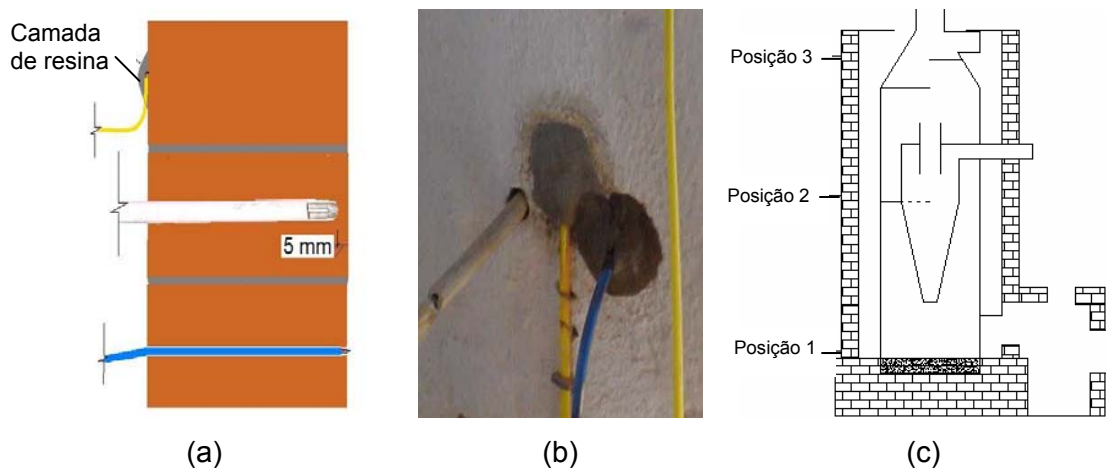


Figura 17. Sensores de temperatura na parede da fornalha: (a) Esquema dos termopares na parede; (b) Fixação dos sensores na parede por resina; e (c) Posicionamento dos sensores de temperatura na fornalha.

A temperatura do ar aquecido foi medida na saída do ventilador e a dos gases de combustão, no início da chaminé (Figuras 18 (a) e (b)).

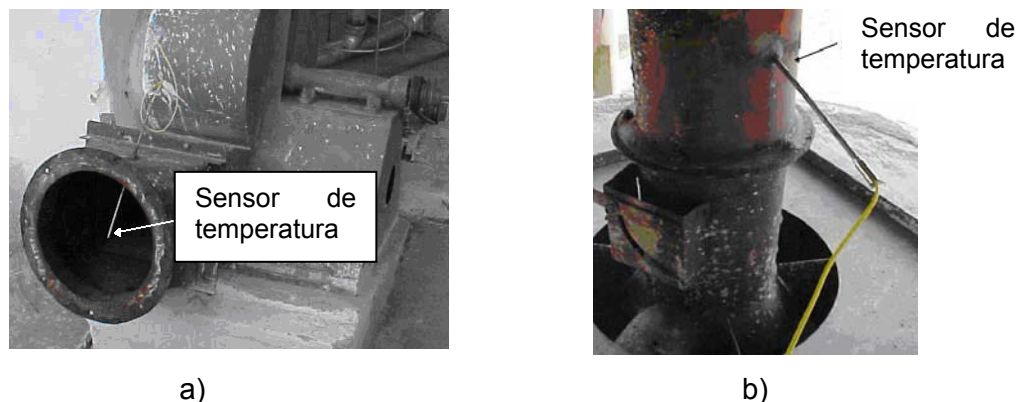


Figura 18. (a) Posição da sonda de medição da temperatura do ar aquecido e (b) Posição da sonda de medição da temperatura dos gases de exaustão.

3.4.3. Medição das vazões de ar aquecido, ar comburente e do transporte pneumático

Para determinação da vazão de ar aquecido foi feita a curva do ventilador. Para tal, utilizou-se um tubo de Pitot digital, medindo as pressões dinâmicas nos pontos sugeridos pela NATIONAL ASSOCIATION OF FAN MANUFACTURES (1952) (Figura 19).

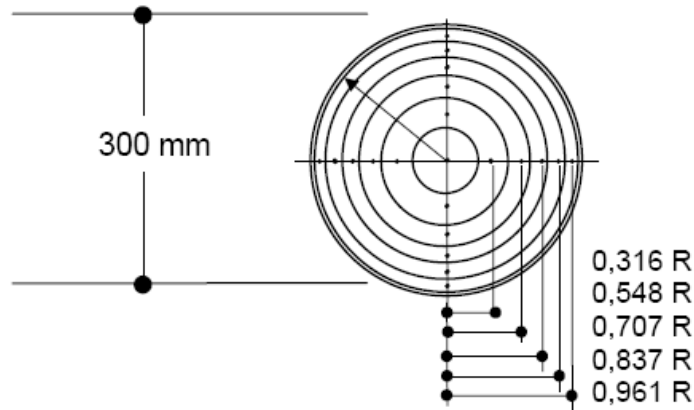


Figura 19. Pontos de medição da pressão dinâmica no duto.

De posse da pressão dinâmica, a velocidade do ar pode ser determinada pela Equação 57:

$$V_{ar} = \sqrt{\frac{2 g P_d}{\rho_{ar}}} \quad (57)$$

A massa específica do ar foi calculada para a altitude média de Viçosa, considerada igual a 650 m, segundo a Comissão Geográfica e Geológica de Minas Gerais (1930), citada por MEIRA NETO e MARTINS (2002), e para temperatura no horário da medição da pressão dinâmica do duto. Vale salientar que a curva característica obtida não se refere apenas à do ventilador, mas sim à do sistema, uma vez que o ventilador era acoplado à fornalha.

A vazão volumétrica do ar no ventilador foi obtida pela Equação 58:

$$\dot{Q}_{ar} = \frac{A_{duto}}{n} \sum_{i=1}^n V_{ar\ i} \quad (58)$$

Para monitorar a velocidade do ar comburente, foi utilizado um anemômetro digital de pás rotativas, com precisão de $0,1 \text{ m s}^{-1}$. Em virtude da necessidade de regulagem da abertura na passagem do ar comburente, por meio de uma portinhola, optou-se por instalar, nesta abertura, uma peça de “transição” para converter a forma retangular da abertura para circular, com diâmetro de 15 cm. Na abertura foi acoplada uma tubulação de PVC de 1,50 m de comprimento para uniformização do fluxo de ar (Figura 20). Foram realizados medições em quatro pontos da abertura, com intervalos de 30 minutos entre as medições.



Figura 20. Entrada e medição da entrada de ar comburente.

Para a determinação da vazão volumétrica do ar comburente, foi utilizada a Equação 59:

$$\dot{Q}_{ar \text{ comb.}} = \frac{A_{comb.}}{n} \sum_{i=1}^{n_{comb.}} v_{ar \ i} \quad (59)$$

A vazão mássica do ar comburente foi obtida multiplicando-se a vazão volumétrica pela massa específica do ar.

A vazão de ar do transportador pneumático foi controlada por um diafragma, acoplado à entrada de ar do ventilador. Para a medição da vazão de ar, na entrada do ventilador, também foi usado o anemômetro de pás rotativas (Figura 21). Foram feitas medições em intervalos de 30 minutos, com quatro repetições cada.



Figura 21. Medição da vazão de ar do transporte pneumático.

De posse das velocidades dos fluxos de ar e do diâmetro da abertura do diafragma, pode-se determinar a vazão volumétrica do ar por meio da Equação 60:

$$\dot{Q}_{ar\ TP} = \frac{A_{diaf.}}{n} \sum_{i=1}^{n_{TP}} v_{ar\ i} \quad (60)$$

3.4.4. Medição do consumo de energia elétrica

Para a determinação da energia elétrica consumida pelos motores, foram monitoradas a corrente elétrica e a tensão demandada por cada motor. Para tal, realizaram-se medições em intervalos de 1 hora, por meio de um alicate amperímetro da marca CE.

3.4.5. Medição da qualidade dos gases de combustão

Os gases de combustão foram monitorados pelo equipamento de análise de gases TESTO 330-1, que possui sensores internos que medem a concentração de O_2 , CO e CO_2 , além de calcular o excesso de ar. As medidas foram feitas no início da chaminé, em intervalos de 30 min. A precisão do aparelho é de 0,2 % para O_2 e CO_2 e 5% a 10% para CO, dependendo da concentração medida, ou seja, de 5% para concentrações entre 201 e 2000 ppm e 10% para concentrações entre 2001 e 8000 ppm, das quais este último valor é a concentração máxima de CO possível de ser medida pelo aparelho.

3.4.6. Medição do consumo de combustível

Para determinação do consumo de combustível, foi usada uma balança de plataforma com capacidade para 200 kg e precisão de 0,1 kg. A lenha foi dividida e pesada inicialmente em lotes com peso pré-determinado, conforme o teste a ser realizado. Os combustíveis polidispersos foram pesados em cada reabastecimento do depósito de combustível. Ao final dos testes, o combustível restante no depósito foi pesado e o consumo total foi obtido por diferença.

3.5. Caracterização e preparo do combustível

A lenha utilizada foi o Eucalipto (*Eucalipto sp.*), cortado em pedaços entre 15 e 35 cm, com diâmetro variando de, aproximadamente, 3 cm a 15 cm. A serragem foi peneirada em peneira de malha de 5,0 mm, para remoção de matérias que pudessem danificar o sistema de alimentação, como pedras e cavacos de madeira. Para a palha de café não houve preparo prévio.

3.5.1. Determinação do teor de água do combustível

O teor de água do combustível foi obtido pelo método padrão da estufa, aquecida a 103 ± 2 °C. Para cada teste foram coletadas amostras dos combustíveis, dos quais, para a lenha, foram cortadas, em pedaços escolhidos aleatoriamente, fatias de aproximadamente 2,0 cm de espessura, totalizando três fatias por teste. Para os combustíveis polidispersos, foram coletadas amostras na hora do reabastecimento, em um total de três amostras por teste. As amostras foram pesadas em intervalos regulares até atingir um peso constante. Para tal, foi utilizada uma balança digital com sensibilidade de 0,001 kg.

Os teores de água em base úmida e seca foram obtidos segundo as seguintes equações:

$$U_{bu} = \frac{m_i - m_f}{m_i} \quad (61)$$

e

$$U_{bs} = \frac{m_i - m_f}{m_f} \quad (62)$$

3.5.2. Determinação do poder calorífico, composição elementar e análise imediata do combustível

O poder calorífico superior dos combustíveis foi obtido por meio de bomba calorimétrica, no Laboratório de Energia da Madeira do Departamento de Engenharia Florestal da Universidade Federal de Viçosa - UFV, segundo as normas ASTM D-2015-66. A composição elementar da madeira, por ser um assunto vastamente estudado e por apresentar pouca variação, foi obtida na literatura, conforme a Tabela 2, assim como a análise imediata.

O poder calorífico inferior foi obtido descontando-se do poder calorífico superior a energia necessária para evaporação da água produzida na oxidação do hidrogênio e da umidade presente no combustível, conforme a Equação 63:

$$PCI = PCS (1 - U_{bu}) - 2,447 (U_{bu} + 9 H (1 - U_{bu})) \quad (63)$$

3.5.3. Análise granulométrica

A distribuição granulométrica das partículas foi feita por meio de um conjunto de cinco peneiras (3/8, 4, 8, 16 e 30 mesh) correspondentes a 9,51; 4,76; 2,38; 1,19 e 0,595 mm, respectivamente, conforme a norma da NBR 7217 da ABNT, com três repetições para cada combustível.

3.5.4. Determinação da massa específica

A massa específica para biomassa polidispersa foi determinada pela relação peso por volume, conforme a metodologia descrita por YAMAJI e BONDUELLE (2004), utilizando um becker de 1 litro, que foi preenchido com combustível e pesado posteriormente. O peso obtido (em quilograma), descontando o peso do becker, multiplicado por 1000 (mil), consistiu na massa específica do combustível em quilograma por metro cúbico. Para reduzir a possibilidade de erros, foram feitas oito repetições, obtendo-se a massa específica média.

Considerou-se para a lenha de eucalipto uma massa específica de 450 kg m⁻³, conforme GATTO et al. (2003) e ALZATE et al. (2005).

3.6. Parâmetros relativos à combustão

3.6.1. Cálculo do excesso de ar

O cálculo do excesso de ar foi realizado levando-se em consideração a vazão mássica de ar comburente para um combustível úmido, obtido pela Equação 8.

3.6.2. Cálculo da massa de gases de combustão

A massa de gases de combustão que deixa a fornalha foi determinada em função do balanço de massa dos reagentes, aplicando-se o princípio da conservação de massas. Para efeito comparativo, realizou-se a qualificação da massa de gases pelo método da estequiometria, a partir do conhecimento da composição elementar do combustível.

A determinação da massa de gases foi feita utilizando a Equação 64:

$$\dot{m}_{gu}^u = \dot{m}_{ar}^u + \dot{m}_{cb} - \dot{m}_{cinza} \quad (64)$$

A porcentagem de cinzas presentes na madeira seca, encontrada na literatura, acha-se em torno de 1% (JENKINS, 1990), sendo este o valor adotado nos cálculos. No caso da palha de café, o valor adotado foi o citado por WERTHER et al. (2000), igual a 4,1%.

Pelo método da estequiometria, levou-se em consideração a massa de gases úmidos gerada pelas reações da combustão de combustível úmido, conforme as Equações 19 e 21.

3.6.3. Cálculo da eficiência da fornalha

Os processos de conversão de energia e aquecimento de ar foram estudados sob o ponto de vista da primeira lei da termodinâmica. Foram utilizados dois métodos de determinação: um método baseado na quantificação da energia útil e da energia disponibilizada para a fornalha, também conhecido como método direto, e outro baseia-se no levantando das perdas de energia envolvidas no sistema, conhecido como método indireto.

Cálculo da eficiência da fornalha pelo método direto

Normalmente, a eficiência térmica de fornalhas é determinada pela razão entre a energia útil e a energia disponibilizada pelo combustível utilizado (Equação 40)

A energia útil é a energia recebida pelo ar de secagem. No aquecimento indireto do ar ela foi determinada pela Equação 41.

No caso de aquecimento direto existe a mistura do ar aquecido com os gases de combustão. Como a vazão mássica de ar aquecido é muito maior que a dos gases de combustão e estes gases são, em grande parte, constituídos pelo excesso de ar, considerou-se o calor específico da mistura igual ao do ar. Esta mesma metodologia foi usada por diversos autores, como VALARELLI (1991), SILVA et al. (2001), LOPES (2002), entre outros. Desta forma, a Equação 41 também foi usada para determinar a energia útil em sistema com aquecimento direto. Para as condições de saída do ar aquecido, considerou-se o calor específico do ar constante e igual a $1,0035 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$.

A energia disponível para a fornalha consistiu na energia do combustível mais a energia elétrica para movimentação dos motores.

Como o ventilador para movimentação do ar aquecido não foi dimensionado, utilizou-se um com potência de 5 cv e a energia gasta por ele não refletiu a energia realmente necessária para movimentação do ar nas condições de trabalho da fornalha, ou seja, ele foi superdimensionado. Assim, para efeito de cálculo, utilizou-se a potência mínima no eixo do ventilador para movimentação do ar, ou seja, $75 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, com pressão total medida igual 19,18 mmca. Desta forma, a energia disponível para a fornalha pode ser calculada pela Equação 65:

$$\dot{q}_d = \dot{m}_{cb} \text{ PCI} + Pot_{eixo} + \dot{W}_{VTP} + \dot{W}_{Alim}. \quad (65)$$

A potência no eixo do ventilador pode ser calculada pela Equação 66:

$$Pot_{eixo} = \frac{\rho_{ar} g \dot{Q}_{ar} P_{tot}}{\eta_{vent} \eta_{motor}} \quad (66)$$

A potência no eixo do ventilador foi calculada considerando-se a eficiência do ventilador de 0,65, valor adotado após simulação de um ventilador com características construtivas semelhantes ao usado para as mesmas condições de

trabalho estudada, realizada por meio do programa VORTEX 1.2, fornecido pela empresa OTAM Ventiladores Industriais LTDA. Tal procedimento foi feito porque o ventilador utilizado não possuiu curva característica fornecida pelo fabricante.

Para conversão da potência mecânica em potência elétrica consumida, levou-se em consideração o fator de potência do motor, de 0,85, valor informado pelo fabricante.

Foi usado para movimentação do ventilador do transporte pneumático um motor trifásico de 0,736 kW (1 cv). O cálculo da potência consumida, para motores trifásicos, foi feito pela Equação 67:

$$\dot{W}_{VTP} = \sqrt{3} I V \cos \varphi \quad (67)$$

O cálculo da potência consumida pelo motor do sistema de alimentação, por tratar-se de um motor de corrente contínua, alimentado com corrente alternada e tensão bifásica, e admitindo-se fator de potência igual a 1, foi feito por meio da Equação 68:

$$\dot{W}_{Alim.} = I V \quad (68)$$

Cálculo da eficiência da fornalha pelo método indireto

A diferença entre a energia fornecida à fornalha e a energia útil está relacionada às perdas de calor no sistema. Deste modo, a identificação e a quantificação das perdas de calor podem contribuir para o melhor ajuste do equipamento, visando minimizá-las e, conseqüentemente, melhorar seu desempenho.

A eficiência pelo método indireto, conforme LORA e HAPP (1997a), foi determinada pela Equação 69:

$$\eta_i = \left[1 - \frac{(q_{gc} + q_{qi} + q_{amb})}{q_d} \right] 100 \quad (69)$$

Cálculo das perdas de calor na fornalha

As perdas de calor na fornalha estão relacionadas com as perdas pelos gases de exaustão, combustão química e mecânica incompleta e por arrefecimento da fornalha.

As perdas pela combustão mecânica incompleta, relacionadas ao arraste de partículas de combustível, ao carbono nas cinzas e nas escórias, foram desprezadas. Em virtude da configuração da fornalha, não ocorreu a remoção continuada das cinzas no cinzeiro e o calor existente foi constantemente removido pelo fluxo de ar primário que passa pelo cinzeiro antes de entrar na câmara de combustão. Assim, a perda de calor das cinzas foi apenas residual no final dos testes, e considerada desprezível.

As perdas por irradiação do combustível em combustão no cinzeiro e na câmara de combustão para o ambiente também foram consideradas desprezíveis.

- Perda de calor na fornalha pelos gases de exaustão: A perda de calor para o ambiente, em razão do calor dos gases de exaustão, foi calculada conforme a Equação 70:

$$q_{gc} = \dot{m}_{gu}^u c_{pg}^- T_g - (\alpha \dot{m}_{ar}^o comb c_{par} + U_{bu} c_{págua}) T_{amb} \quad (70)$$

O calor específico médio dos gases de combustão foi obtido pela soma ponderada dos calores específicos dos componentes da mistura gasosa, conforme a Equação 71:

$$\bar{c}_{pg} = \sum c_{pi} r_i \quad (71)$$

Os calores específicos dos componentes dos gases de exaustão foram obtidos na literatura, pelos modelos apresentados por VAN WYLEN et al. (1998), apresentados no Quadro 2.

- Perda de calor na fornalha pela combustão química incompleta: na determinação da perda pela combustão incompleta, levou-se em consideração apenas a presença do CO, desprezando a possível presença de H₂ e CH₄. Para essa determinação, utilizaram-se os valores medidos pelo aparelho TESTO 330-1,

que apresentou valores expressos em partes por milhão (ppm). Desta forma, para determinar a quantidade de energia perdida pela queima incompleta, utilizou-se a Equação 72, obtida em LORA e HAPP (1997), como segue:

$$q_i = 126,4 L_{CO} 10^{-3} Q_g^u \quad (72)$$

O volume de gases de combustão foi obtido dividindo-se as massas dos componentes da mistura pela massa específica de cada componente nas condições de trabalho da fornalha.

Considerando os gases como gases perfeitos e a pressão de saída no ponto de medição igual a 1 atmosfera, calculou-se, por meio da equação dos gases perfeitos, a massa específica destes, com base nos dados apresentados por VAN WYLEN et al. (2003).

- Perda de calor na fornalha por arrefecimento: As perdas de calor para o ambiente pelo arrefecimento da fornalha foram determinadas pela Equação 73:

$$q_{amb} = \sum A_{for} h_{conv} (T_{pe} - T_{amb}) \quad (73)$$

Esta perda é equivalente à taxa de transferência de calor por condução que atravessa a parede de alvenaria. Assim, para configurações cilíndricas, a taxa de transferência de calor foi determinada considerando-se que há um gradiente de temperatura somente na direção radial, o que possibilitou analisá-la como sistema unidimensional pelo método padrão (INCROPERA e DeWITT, 1996). Assim, a taxa de transferência de calor pode ser determinada pela Equação 74:

$$q_{cond} = \frac{2 \pi h_{for} k (T_{pi} - T_{pe})}{\ln(r_2 / r_1)} \quad (74)$$

O coeficiente de convecção da parede de alvenaria foi obtido na literatura, conforme apresentado por MARTINELLI (1995).

3.7. Cálculo da efetividade do trocador de calor

A efetividade do trocador de calor representa a relação entre a troca térmica real e a máxima troca térmica possível de calor.

A troca de calor real refere-se à energia útil da fornalha, enquanto, a máxima troca térmica seria alcançada se um fluido sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador, que é a diferença entre as temperaturas de entrada do fluido quente (gases de combustão) e frio (ar ambiente). Assim, efetividade pode ser escrita como (Equação 75):

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}_u}{C_{min}(T_{ge} - T_{amb})} \quad (75)$$

O valor de C_{min} , é o menor valor entre $\dot{m}_{gu}^u c_{pg}$ e $\dot{m}_{ar} c_{par}$.

3.8. Delineamento experimental

Para avaliação da fornalha, realizaram-se testes diversos, variando a massa de combustível queimada por unidade de tempo, o tipo de combustível queimado e a associação deles. Esta variação foi caracterizada de acordo com cada tratamento realizado, sendo apresentados a seguir:

- L5i → lenha, com fluxo de 5 kg h⁻¹ e aquecimento indireto do ar;
- L10i → lenha, com fluxo de 10 kg h⁻¹ e aquecimento indireto do ar;
- L15i → lenha, com fluxo de 15 kg h⁻¹ e aquecimento indireto do ar;
- L10d → lenha, com fluxo de 10 kg h⁻¹ e aquecimento direto do ar;
- L5Pi → lenha, com fluxo de 5 kg h⁻¹, associada a palha de café e aquecimento indireto do ar;
- L5Si → Lenha, com fluxo de 5 kg h⁻¹, associada a serragem e aquecimento indireto do ar; e
- Si → serragem, com aquecimento indireto do ar.

Foram realizados três testes para cada tratamento. Para reduzir o efeito da inércia térmica e para a fornalha alcançar o regime permanente, foram realizados

testes com 8 horas de duração. No caso dos combustíveis polidispersos, a fornalha foi pré-aquecida por 1 hora, utilizando lenha com fluxo de 10 kg h^{-1} . Após o período de pré-aquecimento, o sistema de alimentação foi ligado, funcionando por mais 7 horas.

3.8.1. Determinação da transição do regime transiente para permanente

A caracterização do ponto de transição é um fator importante para avaliação de equipamentos térmicos, uma vez que parte da energia é gasta para vencer a inércia térmica do sistema. Desta forma, o ponto de transição foi determinado verificando a variação das diferenças das temperaturas do ar aquecido e das paredes com relação à temperatura ambiente. O ponto de transição foi indicado quando a variação de temperatura tendeu a se tornar constante.

As avaliações da fornalha, descritas anteriormente, foram realizadas a partir do ponto de transição, ou seja, apenas para o período considerado permanente.

3.9. Análise de custos

Tomando como base as definições de custos anteriormente descritas, foi possível determinar os fatores a serem considerados para análise de custos do projeto. Para isso, comparou-se o custo de aquecimento do ar pela fornalha utilizando apenas lenha como combustível, nos Tratamentos L5Pi, L5Si e Si. Para esta análise, considerou-se que a finalidade do ar aquecido é a mesma e o sistema de aquecimento do ar utilizado foi o indireto.

A eficiência da fornalha desenvolvida utilizada foi a eficiência média encontrada para cada um dos tratamentos testados.

3.9.1. Custos fixos

O custo fixo total consistiu na soma dos custos de manutenção, mão-de-obra, oportunidade e depreciação da fornalha, conforme a Equação 76:

$$CF = M + C_{op} + D \quad (76)$$

A depreciação do equipamento foi considerada de 10 % ao ano sobre o custo de aquisição da fornalha, enquanto, para a manutenção, a depreciação foi considerada de 4% ao ano.

Na determinação do custo de oportunidade do capital empatado, considerou-se uma taxa de juros de 10% ao ano. No caso em estudo, o custo médio para a determinação do custo de oportunidade foi substituído pelo custo inicial do equipamento, uma vez que o custo de aquisição é pago, no caso de fornalhas, normalmente, no ato da compra, ou com parcelamento ainda dentro do primeiro ano de atividade.

3.9.2. Custos variáveis

Os custos variáveis relacionados à fornalha são os custos com: o consumo de combustível, de energia elétrica do sistema de alimentação e do ventilador para movimentação do ar aquecido e com a de mão-de-obra. O custo variável da fornalha pode ser calculado pela Equação 77.

$$CV = [3600 \dot{m}_{cb} P_{cb} + (Pot_{eixo} + \dot{W}_{VTP} + \dot{W}_{Alim.}) P_{EE} + M] t_{op} \quad (77)$$

Por meio de simulação em planilhas eletrônicas foi realizada uma análise de sensibilidade para determinar a viabilidade da fornalha desenvolvida calculando-se a eficiência mínima da fornalha e o custo máximo da lenha, da serragem e da palha de café.

Para o custo relacionado à mão-de-obra, foi considerado o valor do salário do operador de um salário mínimo (R\$ 350,00 mês⁻¹), valor praticado no período. A este custo foram acrescidos encargos sociais de 102%, conforme PASTORE (2006), totalizando R\$ 707,00 mês⁻¹.

Considerando o número de horas semanais de trabalho igual a 44 horas e um mês contendo 4,5 semanas em média, o custo horário com mão-de-obra equivaleu a R\$ 3,57 por hora.

3.9.3. Custo de produção de energia térmica e viabilidade de substituição parcial e total da lenha por palha de café e serragem

A simulação dos custos de produção de energia térmica (R\$ MJ⁻¹) foi realizada, para cada um dos tratamentos, por meio de planilha eletrônica, variando-se os custos de aquisição do combustível e o tempo de funcionamento anual da fornalha.

Para análise da viabilidade de substituição da lenha por palha de café ou serragem de madeira, levou-se em consideração o desempenho da fornalha em cada um dos tratamentos realizados, determinando o custo máximo de aquisição da palha de café na substituição parcial da lenha, o custo máximo da serragem na substituição parcial da lenha e o custo máximo da serragem na substituição total da lenha. O custo mínimo de aquisição da lenha, também para análise de substituição, foi obtido igualando-se os custos variáveis entre os tratamentos, considerando o custo de aquisição da palha de café e de serragem igual a zero.

Para a determinação dos custos máximos e mínimos, também foi utilizada uma planilha eletrônica para simulação dos custos envolvidos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Dimensionamento da fornalha

4.1.1. Cálculo do fluxo de energia para aquecimento do ar

A pressão atmosférica calculada do local, considerando a altitude média do centro da cidade de Viçosa - MG igual a 650 m, foi de 93,78 kPa.

Na Tabela 4 são apresentadas os parâmetros estabelecidos e necessários para o cálculo da energia para aquecimento do ar.

Tabela 4. Propriedades do ar ambiente e do ar aquecido

Propriedades	Unidades	Valor
Temperatura ambiente	°C	25
Temperatura do ar aquecido	°C	55
Temperatura média do ar	°C	40
Entalpia do ar a 25 °C	kJ kg ⁻¹	298,6
Entalpia do ar a 60 °C	kJ kg ⁻¹	328,8
Massa específica média do ar	kg m ⁻³	1,043
Calor específico do ar *	kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	1,0035
Vazão volumétrica de ar aquecido	m ³ s ⁻¹	1,25
Eficiência estimada da fornalha	%	60

* Fonte: VAN WYLEN et al. (2003).

Pela Equação 41, determinou-se a energia necessária para aquecimento da massa de ar, que foi de $141.360,2 \text{ kJ h}^{-1}$.

4.1.2. Cálculo do consumo de combustível

Com a determinação do fluxo de energia para aquecimento do ar e o poder calorífico considerado, pôde-se, pela Equação 53, determinar o consumo de combustível (lenha) por unidade de tempo, obtendo-se o valor de $13,1 \text{ kg h}^{-1}$.

4.1.3. Cálculo da superfície total e livre da grelha

Pela metodologia descrita nos itens “2.5.3. Dimensionamento de fornalhas e 3.2.5. Dimensionamentos da grelha”, determinaram-se a área total (A_g) e a área livre (A_l) da grelha, obtendo os seguintes resultados:

- área total (A_g) = $0,145 \text{ m}^2$

- área livre (A_l) = $0,020 \text{ m}^2$

A relação entre a área livre e a área total foi igual a 0,14, valor que está dentro da faixa indicada para tiragem natural.

A grelha possui formato cilíndrico, assim o diâmetro calculado desta foi igual a 0,45 m.

A tensão térmica da grelha foi calculada em função do consumo de combustível do projeto e do poder calorífico inferior considerado, obtendo o valor de 451 kW m^{-2} de grelha, que está dentro da faixa recomendada por LORA e HAPP (1997a).

4.1.4. Cálculo da câmara de combustão

O volume da câmara de combustão foi obtido por meio da Equação 29, levando-se em consideração o consumo de combustível calculado e a tensão térmica volumétrica de $200 \text{ kJ s}^{-1} \text{ m}^{-3}$, chegando ao valor de $0,318 \text{ m}^3$.

O diâmetro da câmara de combustão foi de 0,7 m (diâmetro da grelha mais 25 cm, conforme descrito anteriormente). Este valor, além de facilitar sua construção, evita o corte desnecessário das chapas, uma vez que elas possuem dimensões de 2,0 x 1,2 m. Como a fornalha possui um volume pré-determinado,

sua altura deve ser de 0,9 m. Entretanto, no interior da fornalha, a 0,5 m acima da grelha, foi instalado o ciclone separador de partícula, na qual o volume do tronco de cone do ciclone foi descontado do volume da câmara de combustão. Desta forma, a altura da câmara de combustão foi recalculada e o valor encontrado foi de 1,08 m.

Externamente à câmara de combustão, foram soldada quatro aletas no sentido longitudinal, para condução do ar seccionado pelo ventilador ao redor do trocador de calor. Melhores detalhes podem ser visualizados na Figura 23 e no Apêndice “A”.

Assim, com todos os parâmetros dentro dos valores indicados para um correto dimensionamento, prosseguiu-se com os demais cálculos e construção da fornalha.

4.1.5. Cálculo da área de troca térmica

Pelas Equações 55 e 56 descritas no item 3.2.7. "Dimensionamento do trocador de calor", determinou-se a área mínima para transferência de calor entre os gases de combustão e o ar ambiente a ser aquecido, conforme é apresentado na Tabela 5.

Tabela 5. Área mínima calculada de troca térmica

Parâmetros	Unidade	Valores
Coeficiente Global	$\text{W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	30,0
Temperatura inicial do fluido quente	$^{\circ}\text{C}$	750,0
Temperatura de saída do fluido quente	$^{\circ}\text{C}$	200,0
Temperatura média do fluido quente	$^{\circ}\text{C}$	475,0
Temperatura de entrada do fluido frio	$^{\circ}\text{C}$	25,0
Temperatura de saída do fluido frio	$^{\circ}\text{C}$	55,0
Temperatura média do fluido frio	$^{\circ}\text{C}$	40,0
ΔT_1	$^{\circ}\text{C}$	695,0
ΔT_2	$^{\circ}\text{C}$	175,0
ΔT_{ml}	$^{\circ}\text{C}$	377,1
Área mínima para troca térmica	m^2	3,47

A área mínima calculada de troca térmica foi superior à área proporcionada pela câmara de combustão ($2,37 \text{ m}^2$). Desta forma, houve a necessidade de prolongar a altura da câmara de combustão em 0,61 m, resultando em uma altura

total do trocador de calor de 1,69 m. Porém, optou-se por construir a fornalha utilizando toda a área da chapa de aço, ou seja, com os 2 metros de comprimento disponíveis da chapa, para facilitar a construção. Logo, a altura total do trocador de calor foi de 1,9 m de altura, já foi descontando 0,1 m referente ao encaixa no leito de areia.

No somatório da área total de troca térmica, considerou-se também a área do tronco de cone, formado pela transição da câmara de combustão para a chaminé. Este tronco de cone possui as seguintes dimensões: diâmetro maior de 0,7 m; diâmetro menor de 0,2 m e altura de 0,4 m. Assim, a área total de troca térmica disponibilizada pela configuração da fornalha foi de 4,83 m². Este valor é 39% maior que a área mínima de troca térmica calculada, sendo mais que suficiente para atender à demanda do projeto.

4.2. Etapas da construção da fornalha

Com o dimensionamento da fornalha concluído, iniciou-se a construção e os testes com base na metodologia descrita anteriormente. Na Figura 22 visualizam-se as etapas da construção da base da fornalha.

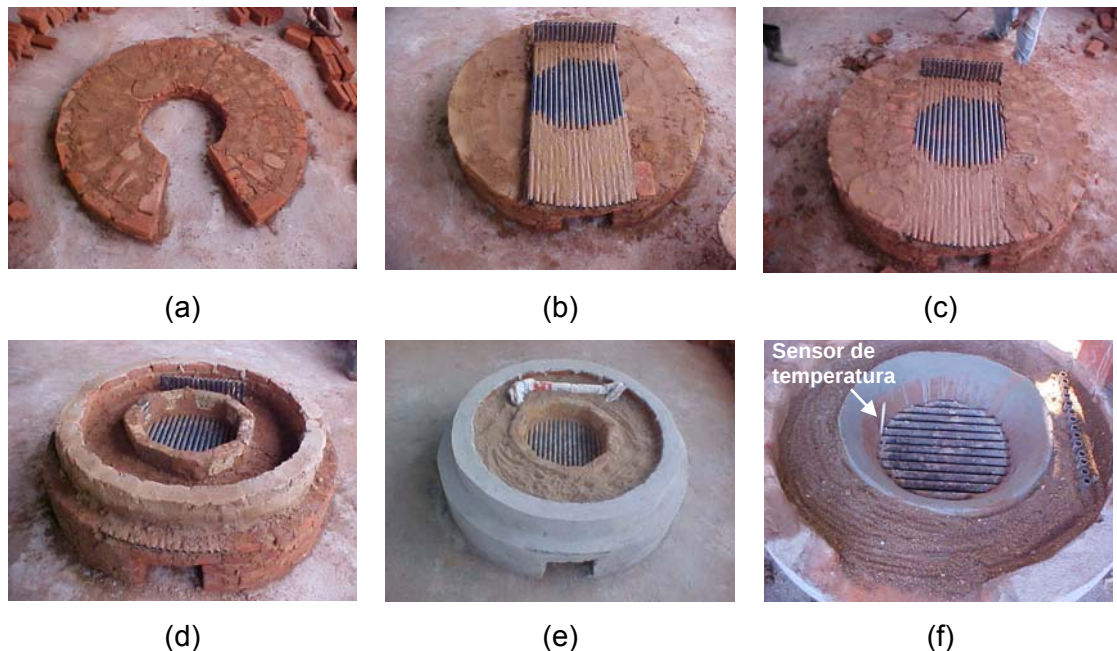


Figura 22. Etapas de construção da base da fornalha: (a) Construção do cinzeiro; (b) Posição da grelha; (c) Fixação da grelha na base; (d) Construção do leito de areia para encaixe da câmara de combustão; (e) Base da fornalha; e (f) Ponto de medição da temperatura da câmara de combustão.

Percebe-se, na Figura 22 ((d) e (e)), a construção do leito de areia para encaixe da câmara de combustão, assim como a abertura da passagem de ar comburente. Na Figura 22 (f) observa-se a posição do sensor de temperatura da câmara de combustão e o acabamento em chanfro do cinturão de alvenaria ao redor da grelha, para facilitar o escoamento da biomassa pulverulenta na direção da grelha, evitando, assim, o acúmulo excessivo de combustível na lateral, próximo a parede da câmara de combustão.

O projeto com as vistas e cortes da fornalha estão apresentados no Apêndice “A”.

As demais etapas de montagem da fornalha são apresentadas na Figura 23.

Na Figura 23 (a) pode-se visualizar o posicionamento da câmara de combustão sobre a base da fornalha e alguns itens importantes em numerados: 1 – saída dos gases de combustão no aquecimento indireto do ar; 2 – saída dos gases de combustão no aquecimento direto do ar; 3 – entrada de combustível pulverulento no transporte pneumático; e 4 – abertura para abastecimento com lenha.

As aletas externas, para o escoamento do ar frio ao longo de toda parede metálica do trocador de calor, podem ser visualizadas na Figura 23 ((a), (b) e (e)). Na configuração da fornalha com aquecimento direto do ar, não houve a utilização de ciclone apagador de fagulhas, que é um equipamento muito usual em nesse tipo de fornalha. A opção pela não utilização de ciclone deve-se à configuração da fornalha, que proporciona tempo e obstáculos suficientes para apagamento das fagulhas em virtude da chicana interna e da distância entre a saída dos gases de combustão e da abertura de acesso ao ventilador, de 2,2 m aproximadamente, resultando em economia de material e de mão-de-obra na construção.



Figura 23. Montagem da fornalha: (a) Vista da câmara de combustão sobre a base; (b) Encaixe da câmara de combustão no leito de areia; (c) Vista do interior da câmara após encaixada; (d) Construção da parede externa a câmara de combustão; (e) Vista lateral da parede e aletas externas; (f) Vista frontal da fornalha; (g) Vista superior e abertura para entrada de ar frio; (h) Sistema de alimentação (i); e Vista lateral da fornalha.

4.3. Propriedades dos combustíveis utilizados

Os resultados obtidos na análise do teor de água, do poder calorífico inferior e da distribuição granulométrica do combustível estão apresentados nas Tabelas 6 e 7. As massas específicas médias medidas da serragem e da palha de café foram de $265,2 \pm 4,5 \text{ kg m}^{-3}$ e $154,02 \pm 7,66 \text{ kg m}^{-3}$, respectivamente.

DE acordo com os valores encontrados para as massas específicas da serragem e da palha de café, pode-se observar que a e que a massa específica da serragem é bem inferior à massa específica da lenha (450 kg m^{-3}), enquanto a massa específica da palha de café é inferior à da serragem, em virtude da forma e tamanho das partículas, que propiciam maior porosidade em relação a serragem.

Tabela 6. Teor de água dos combustíveis e poder calorífico inferior do combustível

Tratamentos	Teor de água dos combustíveis		Poder calorífico inferior	
	Valor médio (%)	Desvio Padrão (%)	PCI (kJ kg^{-1})	Desvio Padrão (%)
L5i (lenha 5 kg h^{-1} fogo indireto)	14,91%	1,30%	16552,34	258,57
L10i (lenha 10 kg h^{-1} fogo indireto)	14,76%	1,36%	16581,90	137,75
L15i (lenha 15 kg h^{-1} fogo indireto)	15,27%	2,02%	16483,22	252,49
L10d (lenha 10 kg h^{-1} fogo direto)	15,30%	1,28%	16476,18	422,43
L5Pi (lenha)	14,99%	1,76%	16643,79	541,15
L5Pi (palha de café)	12,30%	0,92%	16255,08	82,93
L5Si (lenha)	15,29%	2,20%	16416,60	246,12
L5Si (serragem de madeira)	22,67%	0,97%	14025,10	86,59
Si	13,29%	0,97%	15664,47	400,46

Pela Tabela 6, o teor de água da lenha utilizada nos testes ficou próximo dos 15 % b.u., teor adequado para a combustão de biomassa, enquanto a serragem no Tratamento L5Si ficou acima dos 20% b.u.. Segundo WERTHER et al. (2000), este valor está acima do considerado ideal para queima em suspensão, que é de 15 % b.u.. Para os demais tratamentos, tanto a serragem quanto a palha de café apresentaram teores de água abaixo dos 15%.

Na distribuição granulométrica das biomassas utilizadas, a palha de café possui maior porcentagem de partículas com dimensões acima 4,76 mm. A serragem possui distribuição mais uniforme, com diâmetro abaixo dos 2,38 mm. Segundo WERTHER et al. (2000) relatam que na combustão em suspensão o ideal é que as partículas tenham diâmetros menores que 2 mm, enquanto SPLIETHOFF e HEIN (1998) citam valores de diâmetros para queima em suspensão de até 6 mm.

Tabela 7. Granulométrica da serragem e da palha de café

Tamanho da peneira (mesh)	Abertura da malha da peneira	Porcentagem do material retido	
		Serragem	Palha de café
3/8	9,51	0	3,2
4	4,76	0	57,4
8	2,38	15,3	26,1
16	1,19	35,8	9,7
30	0,595	21,9	3,6
< 30	> 0,595	27,0	0

As dimensões das partículas e a distribuição granulométrica podem afetar o processo de combustão, mas isto será melhor discutido durante as análises da combustão para cada tratamento realizado.

4.4. Desempenho da fornalha utilizando lenha como combustível no aquecimento indireto do ar

O desempenho da fornalha foi avaliado variando-se a vazão mássica de combustível, observando seu comportamento por meio de medições das temperaturas da câmara de combustão, dos gases de exaustão, da saída do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente, da qualidade dos gases de combustão e pela obtenção dos rendimentos térmicos do sistema e da efetividade do trocador de calor. Foram avaliados, também, os pontos de perda de energia no sistema. A seguir, encontram-se os resultados da análise da fornalha para os tratamentos realizados.

4.4.1. Caracterização do ponto de transferência do regime transiente para permanente

Para a avaliação da fornalha determinou-se, antecipadamente, o tempo necessário de funcionamento para atingir o regime permanente, uma vez que, no período inicial, parte da energia é gasta para aquecimento das paredes da fornalha. Porém, não foi encontrada na literatura uma técnica aplicável que indicasse o momento exato da transferência entre os regimes de funcionamento. Desta forma, construíram-se gráficos que apresentavam a variação das temperaturas do ventilador e das paredes em relação ao ambiente, verificando a tendência de estabilidade dessa variação.

Nas Figuras 24, 25 e 26 são apresentadas as variações médias de temperatura do ar aquecido e das paredes em relação ao ambiente para os Tratamentos L5i, L10i e L15i. As legendas “*pi*” e “*pe*”, seguidas de números (1, 2 e 3), representam pontos internos e externos da parede, respectivamente, na posição indicada pelo número.

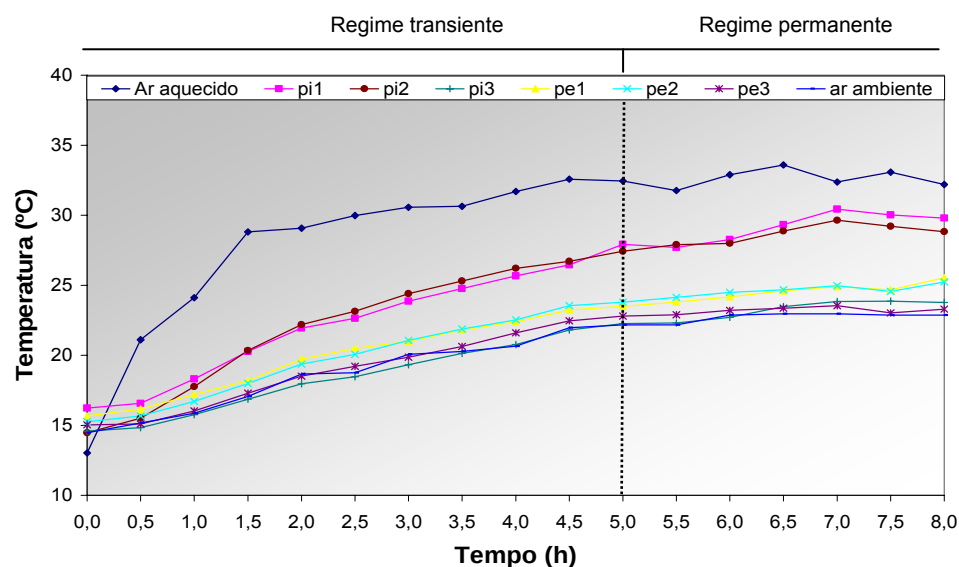


Figura 24. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L5i.

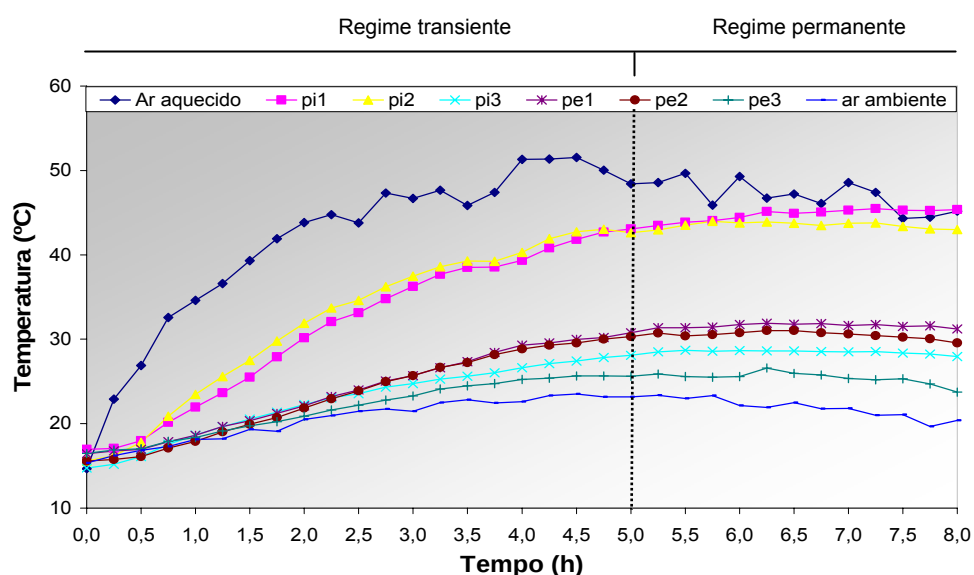


Figura 25. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L10i.

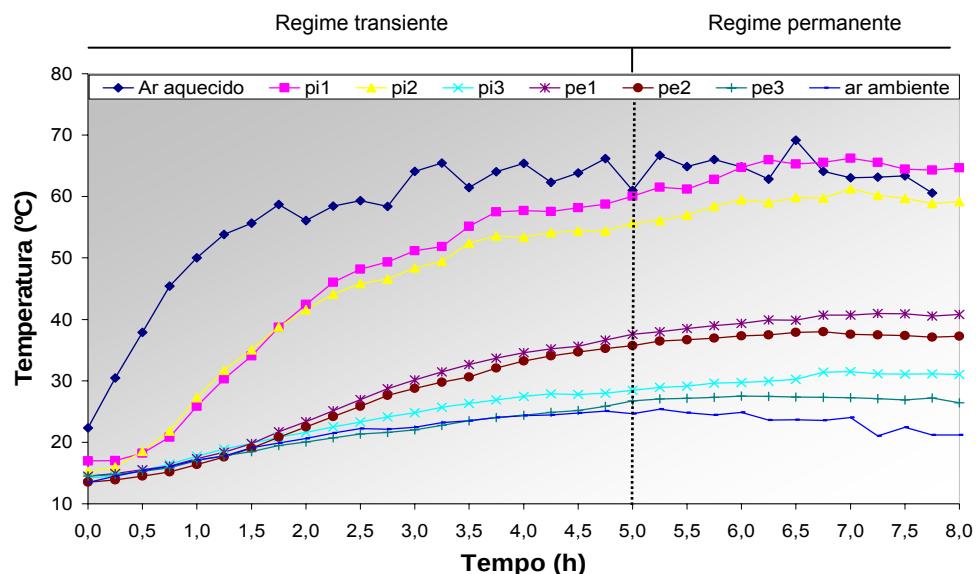


Figura 26. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, da parede (lado interno e externo) e do ar ambiente para o Tratamento L15i.

Nestas Figuras, as temperaturas do ar aquecido tornam-se praticamente estáveis a partir da terceira hora de funcionamento da fornalha. Porém, a partir da quarta hora o desvio padrão da variação de temperatura do ar aquecido em relação ao ambiente foi o menor obtido, iguais a 0,68, 1,70 e 2,13, para os Tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente.

Nas temperaturas da parede, nos diversos pontos monitorados, não foram observadas estabilidades, ou seja, foi verificado crescimento ao longo de todo tempo de funcionamento. Entretanto, notou-se uma tendência de redução da inclinação da linha dessas temperaturas, o que sugere uma estabilidade com o passar do tempo, visto que, nos Tratamentos L10i e L15i, as temperaturas pi1 e pi2 (parede interna, posição 1 e 2) tenderam a se igualar à temperatura do ar aquecido, por volta da sexta hora de funcionamento. O mesmo não foi observado no Tratamento L5i. Fica clara, portanto, a tendência de aproximação entre as temperaturas, o que provavelmente viria a ocorrer em um intervalo de tempo maior que o testado.

Assim, com o passar do tempo, a temperatura do ar aquecido na saída do ventilador apresentou tendência à estabilidade. Essas variações de temperatura entre o ar aquecido e o ar ambiente possuem comportamentos que se ajustam melhor aos modelos dados pelas Equações 78, 79 e 80:

$$\Delta T_5 = 1,8368 \ln(t) + 8,6064 \quad R^2 = 0,927 \quad (78)$$

$$\Delta T_{10} = 4,5338 \ln(t) + 17,968 \quad R^2 = 0,857 \quad (79)$$

$$\Delta T_{15} = 7,1143 \ln(t) + 28,351 \quad R^2 = 0,871 \quad (80)$$

Na Figura 27 encontram-se as curvas de variação de temperatura em função do tempo de funcionamento da fornalha para os três tratamentos.

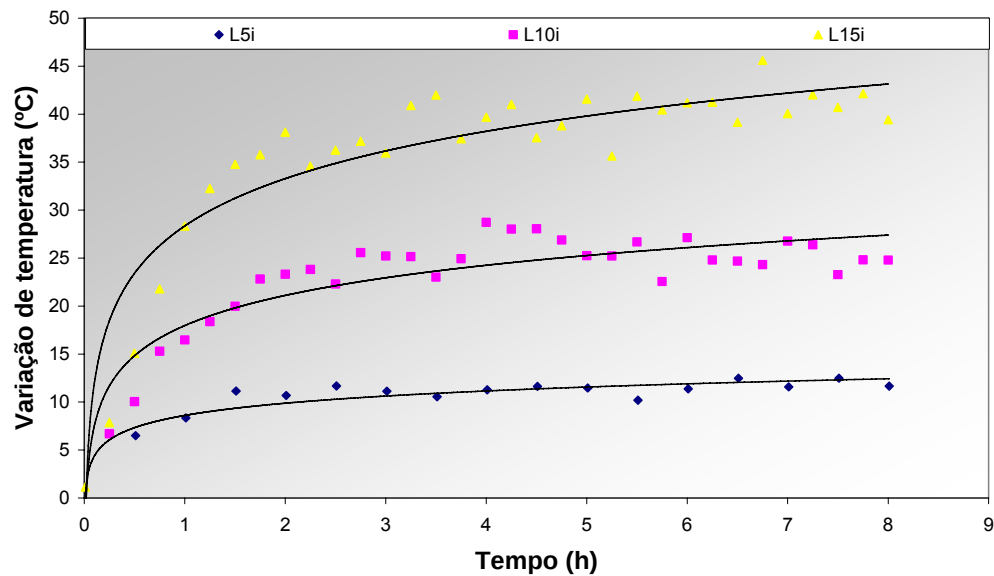


Figura 27. Curvas características de variação da temperatura em função do tempo de funcionamento da fornalha.

Com base nos resultados obtidos, acredita-se que 8 horas de teste foram insuficientes para que a fornalha atingisse o regime permanente, nos três tratamentos. Entretanto, para fins de avaliação, considerou-se, para caracterizar regime permanente, a variação de temperatura entre o ar aquecido e o ar ambiente inferior a 1 °C. Desta forma, pelos modelos apresentados (Equações 78, 79 e 80), para os Tratamentos L5i, L10i e L15i, este regime foi obtido a partir de duas, cinco e sete horas de funcionamento, respectivamente. Como identificado, quanto maior a potência energética da fornalha, maior o tempo necessário para alcançar o regime permanente de funcionamento.

Para fins de análise, verificando o comportamento da variação da temperatura do ar aquecido em relação ao ambiente, considerou-se o tempo de 5 horas de funcionamento como suficiente para admitir que a fornalha estava trabalhando em regime permanente, sem inferir em erros significativos para os três tratamentos. Além do mais, o tempo considerado proporciona uma quantidade de dados significativa para as análises do desempenho da fornalha.

4.4.2. Influência da vazão mássica de combustível na variação de temperatura do ar aquecido

As médias dos valores da variação de temperatura entre o ar aquecido e o ar ambiente, considerando tempo integral de funcionamento, foram $10,23 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 3,07$, $22,45 \pm 6,42 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $35,38 \pm 9,09 \text{ }^{\circ}\text{C}$, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Considerando o tempo de funcionamento em regime permanente (após cinco horas de funcionamento), as médias da variação de temperatura para a fornalha foram, respectivamente, $11,60 \pm 0,78 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $25,13 \pm 1,35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $40,85 \pm 2,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Na Figura 28 visualiza-se a curva de ganho de temperatura em função do consumo de combustível para o regime considerado permanente.

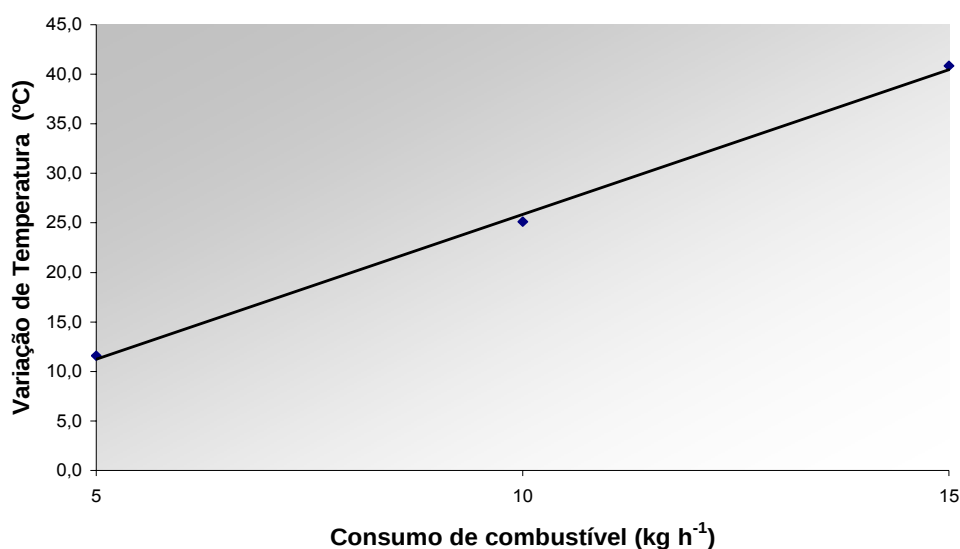


Figura 28. Variação de temperatura do ar aquecido em relação ao ar ambiente em função do consumo de combustível.

Observando a Figura 28, verifica-se que o comportamento da variação média da temperatura do ar aquecido é linear para a variação da vazão de combustível estudada. Tal comportamento se ajusta bem ao modelo linear apresentado pela Equação 81:

$$\Delta T = 2,9243 \dot{m}_{cb} - 3,3843 \quad R^2 = 0,998 \quad (81)$$

Este modelo é válido para as condições de trabalho da fornalha, ou seja, consumo de combustível entre 5 e 15 kg h⁻¹, com poder calorífico superior do combustível próximo de 19.350 kJ kg⁻¹ e teor médio de água de 15,0 ± 1,0 % b.u.

Pelo modelo da curva gerada (Equação 81), com valor do consumo de combustível do projeto de 13,1 kg h⁻¹, a variação da temperatura calculada foi de 34,92 °C. O consumo de combustível foi calculado, inicialmente, considerando um poder calorífico inferior igual a 18.000 kJ kg⁻¹. Entretanto, o poder calorífico inferior medido do combustível usado foi, em média, 16.063,17 ± 225,06 kJ kg⁻¹. Sendo assim, recalculando o consumo de combustível do projeto para o poder calorífico real, este foi de 14,7 ± 0,21 kg h⁻¹. Aplicando este valor ao modelo gerado (Equação 81) encontra-se uma variação de temperatura muito acima dos 30 °C, que é a considerada para o projeto.

Tomando como válido o modelo gerado e o poder calorífico inferior medido do combustível, o consumo de combustível recalculado pelo modelo para atender à variação de temperatura do projeto (30 °C), seria de 11,42 kg h⁻¹, o que representa um consumo 22,3 % menor que o recalculado pela metodologia adotada no projeto, também utilizando o poder calorífico inferior medido.

Vale salientar que a eficiência utilizada para os cálculos do projeto foi de 60%. Fazendo uma análise da situação com o novo valor do consumo de combustível, recalculado pelo modelo gerado (11,42 kg h⁻¹), seria necessária uma eficiência térmica da fornalha de 77% para atender à demanda energética do projeto. Por meio dos cálculos subseqüentes da eficiência térmica, será verificada a suposição apresentada.

4.4.3. Análise da combustão e dos gases de combustão

Tomando como base os valores da composição elementar do eucalipto, apresentados na Tabela 2, determinaram-se os fluxos de ar comburente estequiométrico para o combustível úmido (15 ± 0,01 % b.u.), cujos valores foram 0,408 kg min⁻¹, 0,816 kg min⁻¹ e 1,225 kg min⁻¹, para os Tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente.

Em função do pequeno número de leituras da qualidade dos gases, considerando apenas o período de funcionamento no período considerado regime permanente, decidiu-se, analisar os fatores que influenciaram em sua qualidade (temperatura de combustão e vazão de ar comburente).

Na Figura 29 observam-se as temperaturas médias medidas no interior da câmara de combustão, nos Tratamentos L5i, L10i e L15i.

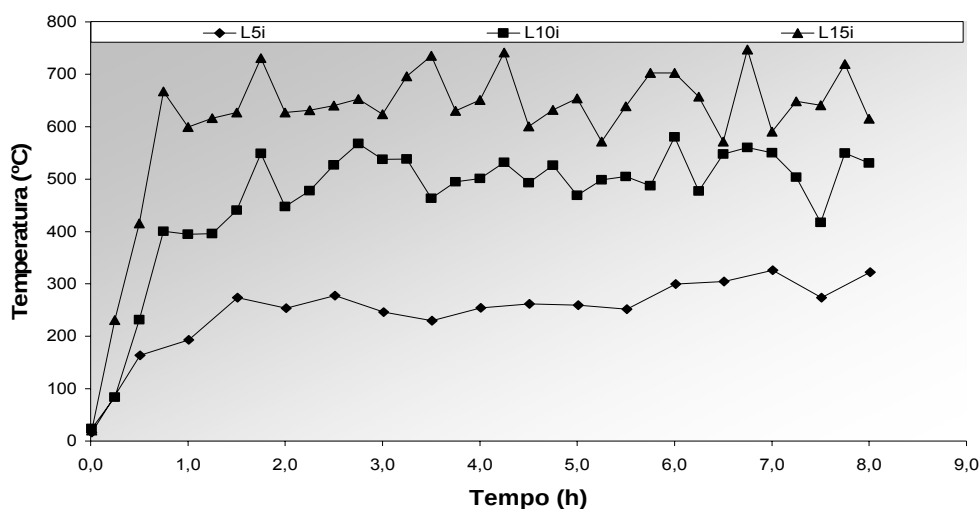


Figura 29. Temperatura médias medidas na câmara de combustão para os Tratamentos L5i, L10i e L15i.

Verifica-se que nos tratamentos, a temperatura apresenta uma tendência de estabilidade próxima à segunda hora de funcionamento da fornalha. Já os valores médios medidos da vazão de ar comburente, não apresentaram grande variação ao longo do teste. Assim, foram considerados, na análise dos gases de combustão, os dados coletados a partir da segunda hora de funcionamento da fornalha. Os valores médios para a vazão de ar comburente nesse período foram: $1,462 \pm 0,142 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, $1,852 \pm 0,134 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$ e $2,377 \pm 0,166 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente.

Os volumes específicos médios do ar foram $0,90 \pm 0,005 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$, $0,96 \pm 0,010 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$ e $1,0 \pm 0,016 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$, respectivamente. Assim, com a vazão de ar e o volume específico, determinou-se a vazão mássica de ar e, conseqüentemente, o excesso de ar para cada teste.

Na Tabela 8 encontram-se os valores médios da composição dos gases e os valores dos excessos de ar calculados. Pela tabela, observa-se grande variação da concentração dos componentes dos gases de combustão, resultante da alimentação não continuada, o que favorece a oscilação dos valores dos componentes nos gases.

De posse dos resultados medidos e calculados, referentes ao excesso de ar, verifica-se que os valores medidos são superiores aos calculados, o que

provavelmente se deve a infiltrações de ar na fornalha, pela abertura de alimentação da lenha, que não possuía perfeita vedação.

Tabela 8. Composição dos gases de combustão dos tratamentos L5i, L10i e L15i

Composição	Tratamentos					
	L5i		L10i		L15i	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
O ₂ (%)	15,79	1,42	12,69	1,80	9,62	3,08
CO (ppm)	1.778,92	583,26	1.365,38	647,70	1.564,92	1.082,37
CO ₂ (%)	4,71	1,27	7,52	1,63	10,24	2,74
Excesso de ar medido (%)	336,47	141,02	164,72	58,34	98,85	55,14
Excesso de ar calculado (%)	298,15	---	136,42	---	94,04	---
CO não diluído no excesso de ar (ppm)	7.712,67	4.521,62	3.816,31	2.463,12	3.587,10	3.404,30
Temperatura da câmara de combustão	273,79	30,26	511,21	45,12	652,77	49,81

Os valores da concentração de monóxido de carbono não apresentaram grande diferença entre os tratamentos, o que, provavelmente, se deve à diluição do monóxido de carbono pelo excesso de ar. Porém, se for considerado o monóxido de carbono não diluído, ou seja, sem a presença de excesso de ar, verifica-se que, para o tratamento L5i, o valor da concentração de monóxido de carbono é muito superior a dos demais tratamentos e que no Tratamento L10i, esta concentração foi 30% superior em relação ao Tratamento L15i. Estes resultados evidenciam que maior quantidade de ar promove maior turbulência e disponibilidade de moléculas de oxigênio para as reações de oxidação, mas não interrompe a formação de monóxido de carbono e que as maiores concentrações foram observadas nos tratamento com maiores excessos de ar. Este fato pode estar associado à temperatura da câmara de combustão.

Para os tratamentos L5i e L10i, as temperaturas médias na câmara de combustão foram de $273,79 \pm 30,26$ °C e $511,21 \pm 45,12$ °C, respectivamente. Esses valores estão abaixo do valor do ponto de ignição do monóxido de carbono, que, segundo AIR LIQUIDE BRASIL (2004) é de 620°C. Logo, a presença de

monóxido de carbono nos gases de combustão, apesar de os tratamentos possuírem excessos de ar acima do recomendado, está associada à baixa temperatura na câmara de combustão. Essa baixa temperatura pode estar atrelada ao volume da câmara de combustão que, para os fluxos de combustível destes tratamentos, foi inferior ao usado no dimensionamento, ficando a câmara de combustão super dimensionada, porque dificultou a obtenção de temperaturas ideais para combustão completa; ou ainda, aos excessos de ar acima do recomendado pela literatura, que podem ter resfriado a câmara de combustão.

No tratamento L15i, a média da temperatura na câmara de combustão foi de $652,77 \pm 49,81$ °C, estando acima da temperatura de ignição do monóxido de carbono. Porém, apesar de a temperatura alcançada ser suficientemente alta para a combustão do monóxido de carbono, verificou-se a presença deste gás nos gases analisados. Isto pode ocorrer, já que a temperatura medida pode não representar a temperatura média real do interior da câmara de combustão, podendo haver, em certas regiões, temperaturas abaixo da temperatura de combustão, que comprometem a queima total do monóxido de carbono gerado. Outra hipótese é o menor excesso de ar medido, que pode não ter proporcionado uma boa turbulência e boa mistura entre combustível e comburente.

4.4.4. Perdas de calor na fornalha

As perdas de calor na fornalha foram determinadas com a fornalha operando no regime considerado permanente, com exceção da perda por combustão química incompleta, a qual depende da composição dos gases de exaustão, avaliada após duas horas de funcionamento.

Para as determinações das perdas, foram calculadas algumas propriedades dos componentes dos gases de exaustão, nas temperaturas médias de saída dos gases iguais a $143,10 \pm 7,93$, $221,57 \pm 9,61$ e $275,84 \pm 10,18$ °C, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente, e pressão atmosférica local de 93,78 kPa. Na Tabela 9 encontram-se as propriedades calculadas para os gases de exaustão.

As propriedades dos componentes dos gases são importantes para a determinação das perdas de calor, uma vez que o analisador de gases apresenta valores na forma de porcentagem volumétrica. Assim, pelas Equações 17 a 25, descritas no item 2.4.3 “Produtos da combustão”, determinaram-se os fluxos

mássicos e volumétricos dos gases de exaustão, conforme apresentado na Tabela 10.

Tabela 9. Propriedades dos componentes dos gases de combustão

Propriedades dos gases						
Gases	L5i (143,10 °C)		L10i (221,57 °C)		L15i (275,84 °C)	
	Massa específica (kg m ⁻³)	Cp (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Massa específica (kg m ⁻³)	Cp (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	Massa específica (kg m ⁻³)	Cp (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
CO ₂	1,193	0,952	1,003	0,841	0,904	0,858
N ₂	0,759	1,043	0,639	1,053	0,576	1,065
H ₂ O (vapor)	0,527	1,905	0,411	1,947	0,370	1,981
O ₂	0,867	0,945	0,730	0,972	0,657	0,990
CO	0,759	1,048	0,639	1,065	0,575	1,079
Ar	0,785	1,0035	0,660	1,0035	0,595	1,0035

Tabela 10. Fluxos calculados de gases de combustão para os tratamentos L5i, L10i e L15i

Gases	Unidades	L5i	L10i	L15i
Massa real de gases secos (m_{gs}^u) *	kg kg ⁻¹	22,04	13,63	10,41
Volume real de gases secos *	m ³ kg ⁻¹	27,46	19,90	16,68
Massa de vapor de água *	kg kg ⁻¹	0,68	0,68	0,68
Volume de vapor de água *	m ³ kg ⁻¹	1,39	1,66	1,84
Massa real de gases úmidos (m_{gu}^u) *	kg kg ⁻¹	22,72	14,31	11,09
Volume real de gases úmidos *	m ³ kg ⁻¹	28,85	21,56	18,52
Vazão mássica real de gases secos	kg min ⁻¹	1,84	2,27	2,60
Vazão volumétrica real de gases secos	m ³ min ⁻¹	2,29	3,32	4,17
Vazão mássica real de gases úmidos	kg min ⁻¹	1,89	2,39	2,77
Vazão volumétrica real de gases úmidos	m ³ min ⁻¹	2,40	3,59	4,63
Vazão mássica de gases úmidos calculado pelo balanço de massa	kg min ⁻¹	1,72	2,24	2,91

* Massas e volumes de gases calculados para um combustível úmido.

Considerando a massa específica calculada para cada componente dos gases de combustão e a porcentagem de cada um, determinaram-se as massas

específicas médias dos gases de combustão para os tratamentos L5i, L10i e L15i, que foram: $0,804 \text{ kg m}^{-3}$, $0,699 \text{ kg m}^{-3}$ e $0,625 \text{ kg m}^{-3}$, respectivamente. Por analogia determinaram-se os calores específicos médios dos gases de combustão, para os mesmos tratamentos, cujos valores foram, respectivamente, $1,033 \text{ kJ kg}^{-1}$, $1,062 \text{ kJ kg}^{-1}$ e $1,091 \text{ kJ kg}^{-1}$.

Conforme observado, os calores específicos calculados para os gases de exaustão foram muito próximos aos do ar ($1,035 \text{ kJ kg}^{-1}$). Logo, pode-se utilizar o calor específico do ar para os cálculos das perdas de calor pelos gases de exaustão sem inferir em erros apreciáveis. Porém, para os Tratamentos L5i, L10i e L15i, foram utilizados, nos cálculos de perdas de calor, os calores específicos calculados para os gases.

Os valores dos fluxos mássicos dos gases de exaustão, pelos dois métodos aplicados (balanço estequiométrico e balanço de massa), apresentaram-se próximos entre si. Pode-se concluir, portanto, que estes métodos podem ser aplicados, pois apresentam resultados bem próximos aos reais.

As perdas de calor, nos tratamentos L5i, L10i e L15i, são apresentadas na Figura 30.

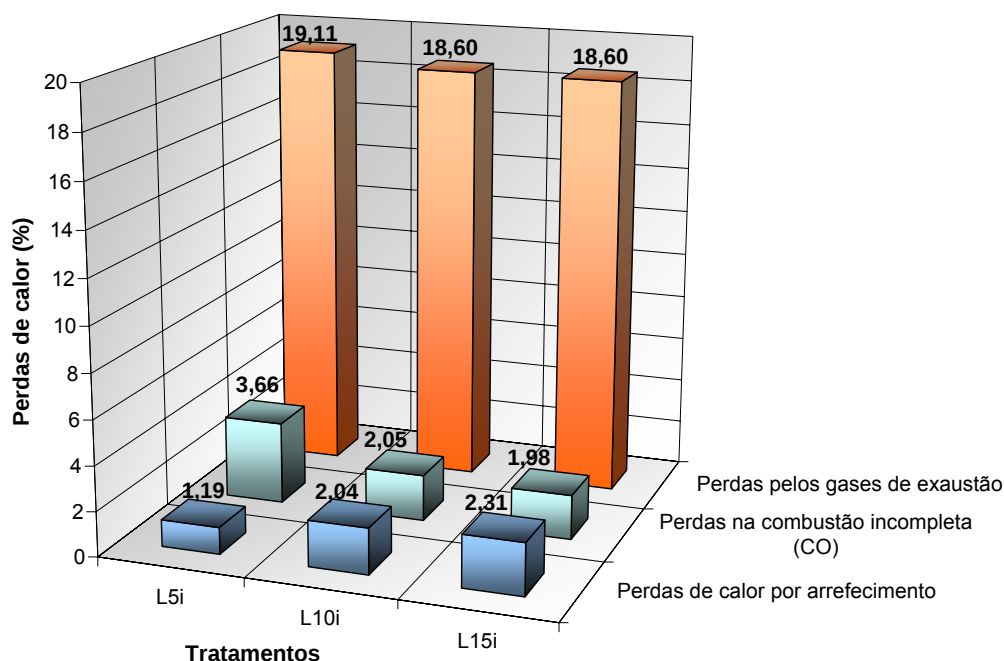


Figura 30. Perdas de calor na fornalha para os tratamentos L5i, L10i e L15i.

Praticamente não houve variação na porcentagem das perdas pelos gases de exaustão para os três tratamentos, apesar da grande diferença dos excessos de ar medidos, por que a variação de temperatura entre a saída dos gases em relação

à temperatura ambiente tem comportamento antagônico ao excesso de ar, fazendo uma compensação das perdas entre os tratamentos.

As perdas de calor na combustão química incompleta (CO) e por arrefecimento da fornalha tiveram comportamentos praticamente lineares, proporcionais à vazão de combustível empregada, nas condições de realização dos testes.

Observa-se também que, no Tratamento L5i, as perdas pela combustão incompleta foram maiores em porcentagem, provavelmente pela menor temperatura na câmara de combustão. Já as perdas por arrefecimento não dependem diretamente do excesso de ar, mas da vazão de combustível utilizada, pois quanto maior o fluxo, maior será a energia liberada e, conseqüentemente, maiores serão as temperaturas no interior da câmara de combustão e nas paredes da fornalha. Vale salientar que, como a fornalha não atingiu o regime permanente, as perdas de calor por arrefecimento foram apenas preliminares, passíveis de alteração para período mais prolongado de testes, ou seja, os valores para o regime permanente podem tornar-se superiores aos apresentados.

4.4.5. Cálculo das eficiências térmicas

Pelas Equações 40 a 44 e 65 a 68, determinaram-se as eficiências para os tratamentos L5i, L10i e L15i. Os valores médios foram obtidos para o regime considerado permanente. Para o cálculo da eficiência pelo método direto, ou seja, a relação entre a energia útil e a disponível, assim como pelo método indireto, energia disponível menos as perdas de calor, levou-se em consideração a potência no eixo do ventilador para movimentação do ar aquecido. Os valores das tensões e correntes demandadas pelos motores elétricos estão apresentados no Apêndice “D”.

Eficiência térmica do sistema pelo método direto de cálculo

As eficiências térmicas do sistema pelo método direto foram iguais a 69,07 $\pm$ 8,69 %, 71,16 $\pm$ 6,86 % e 73,22% $\pm$ 7,48 %, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Como pode-se perceber, houve um desvio-padrão bastante significativo entre as eficiências, em virtude da influência direta da variação de temperatura entre o ar aquecido e o ar ambiente que apresentou grande

instabilidade no decorrer dos testes. As eficiências são consideradas excelentes, em comparação aos resultados obtidos em fornalhas de fogo indireto para aquecimento de ar, encontrados na literatura, estando acima dos valores citados anteriormente.

Eficiência térmica do sistema pelo método indireto de cálculo

Os resultados encontrados para a eficiência térmica do sistema pelo método indireto de cálculo foram: 76,90 %, 77,29 % e 77,11% para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Como observado, os valores ficaram muito próximos, possivelmente em virtude das perdas na fornalha, que também apresentarem este comportamento. Verifica-se, ainda, que as eficiências pelo método indireto foram, aproximadamente, superiores ao método direto em todos os tratamentos, em razão da não contabilização das perdas de calor residual nas cinzas, na queima mecânica incompleta, ou seja, a massa de combustível não queimada que passa pela grelha ou arrastada pela chaminé, no calor perdido no trajeto fornalha/ventilador e, também, pela incerteza dos valores obtidos de PCS e PCI, composição elementar, vazão mássica de combustível e de ar aquecido, resultando na diferença entre os métodos usados.

Outra fonte de erro pode estar associada às medições da temperatura do ar aquecido e do ar ambiente. Fazendo uma análise de sensibilidade das eficiências em função das temperaturas mencionadas, verifica-se que o aumento de 1% na temperatura do ar aquecido acarreta aumentos médios de 2,7%, 1,7% e 1,4% nas eficiências para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Se houver a soma dos possíveis erros, ou seja, temperatura do ar aquecido 1% menor que a medida e temperatura ambiente 1% maior que a real, reduz a diferença entre os métodos de cálculo de eficiência utilizados, a qual pode justificar as diferenças existentes entre eles.

Para fins de engenharia, a diferença entre os métodos utilizados pode ser considerada satisfatória. Diante disto, pode-se considerar as eficiências calculadas pelo método direto como mais próximos dos valores reais, em virtude da possibilidade dos erros de medições.

O valor da eficiência recalculada considerando o consumo de combustível calculado pelo modelo gerado, suposição levantada no item 4.4.2, deveria ser de 77% para as condições de trabalho da fornalha. Esta suposição pode ser comprovada pelos cálculos das eficiências, cujos valores obtidos pelo método direto estão pouco abaixo do valor suposto. Porém, considerando os desvios-padrões

calculados, a eficiência suposta fica dentro da faixa dos valores apresentados. Assim, pode-se dizer que o modelo gerado apresenta resultados muito próximos dos reais.

4.4.6. Guias operacionais da fornalha

Tomando como válido o modelo gerado (Equação 81), construiu-se uma curva de operação da fornalha para a faixa de consumo de lenha testada, que serviu de guia ao operador na tomada de decisão quanto à vazão de combustível a ser empregada para atingir determinada temperatura do ar aquecido. Na Figura 31 encontra-se a curva de variação da temperatura do ar aquecido em relação à temperatura ambiente, em função do consumo de lenha.

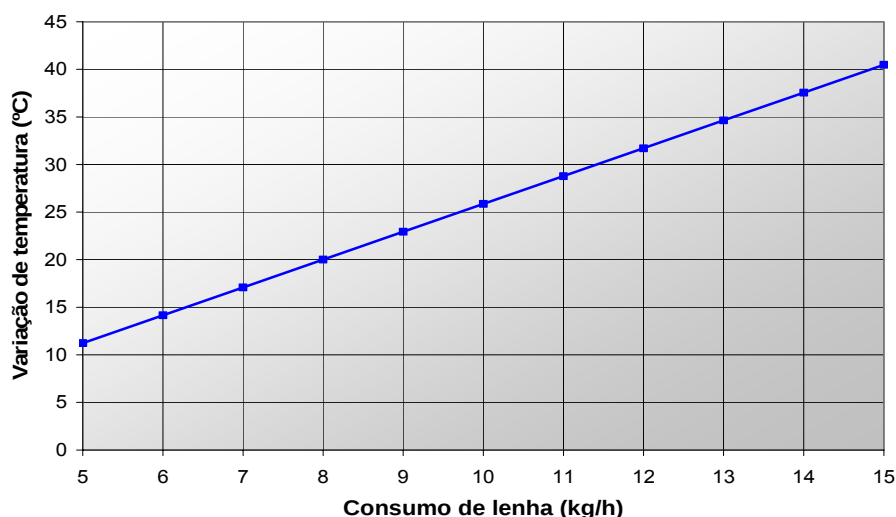


Figura 31. Curva de operação da fornalha para aquecimento indireto do ar usando lenha como combustível.

Pela curva obtida, pode-se prever o consumo de lenha para determinada variação de temperatura pré-estabelecida. No entanto, para facilitar a operação da fornalha pelo operador, desenvolveu-se também uma tabela baseada na Equação 81, que apresenta o consumo de lenha em função da temperatura do ar ambiente e da saída do ar aquecido (Tabela 11).

O consumo de lenha, pela Tabela 11, apresenta um valor máximo de 20,0 kg h⁻¹, valor este acima do testado na avaliação da fornalha. Porém, o modelo de variação de temperatura apresentado, estima-se que, para o consumo de 20,0 kg h⁻¹, a temperatura resultante aproxime-se da real. Assim, considerando essa hipótese, a faixa de operação foi extrapolada em 5 °C.

Tabela 11. Tabela operacional da fornalha: consumo de lenha em função da temperatura ambiente e do ar aquecido

		Temperatura ambiente (°C)									
		-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
Temperatura do ar aquecido (°C)	15	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	20	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	25	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
	30	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0
	35	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0	0,0
	40	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0	0,0
	45	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6	0,0
	50	20,0	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3	4,6
	55	0,0	20,0	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0	6,3
	60	0,0	0,0	20,0	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7	8,0
	65	0,0	0,0	0,0	20,0	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4	9,7
	70	0,0	0,0	0,0	0,0	20,0	18,3	16,5	14,8	13,1	11,4
		Consumo de lenha (kg h ⁻¹)									

Tomando como exemplo a temperatura ambiente, de 25°C, e do ar aquecido, de 55°C, verifica-se que o consumo de lenha, para atender esta demanda, deve ser igual a 11,4 kg h⁻¹. Portanto, de posse da Tabela operacional da fornalha, fica fácil para o operador controlar a temperatura do ar aquecido por meio da alimentação de lenha, ao invés da, usualmente praticada, mistura de ar frio após a fornalha, com conseqüente economia de combustível. Vale salientar que, para alcançar os resultados acima apresentados, a operação correta da fornalha é fundamental, ou seja, com alimentação fracionada de lenha, em intervalos regulares de 10 minutos, conforme indicado por LORINI et al. (2002).

Entretanto, outros fatores podem influenciar o comportamento da fornalha, destacando-se a vazão de ar primário e as características do combustível (teor de água e PCS). Os resultados apresentados na Tabela 8 revelam excessos de ar com grande variação entre tratamentos, porém não foram verificadas grandes diferenças entre as perdas de calor medidas para os tratamentos. Desta forma, para as condições em que foram realizados os testes, a variação do excesso de ar não teve grande influência na eficiência térmica da fornalha. Sendo assim, a vazão de ar primário deixa de ser considerado um fator que influencia no controle da operação da fornalha, restando apenas a quantidade da energia liberada na fornalha.

A quantidade de energia liberada pela fornalha é em função da vazão de combustível e de suas características (PCS e teor de água). Assim, os resultados

mostrados na Figura 31 e na Tabela 11 são válidos para lenha com características próximas à utilizada nos testes, ou seja, com poder calorífico superior de 19.350 kJ kg⁻¹ e teor de água de 15 ± 1 % b.u.

4.4.7. Efetividade do trocador de calor

Na Tabela 12 encontram-se os valores dos parâmetros necessários para o cálculo da efetividade do trocador de calor.

Tabela 12. Parâmetros para cálculo da efetividade do trocador de calor

Parâmetros	Unidades	L5i	L10i	L15i
Vazão mássica de ar aquecido	kg min ⁻¹	82,71	79,08	75,09
Vazão mássica de gases	kg min ⁻¹	1,89	1,39	2,77
Energia útil	kJ min ⁻¹	962,98	1994,14	3077,86
Temperatura média do ar na entrada	°C	21,04	21,92	23,69
Temperatura média do ar aquecido	°C	32,64	47,05	64,54
Temperatura real dos gases na saída	°C	143,10	221,57	275,84
Temperatura medida na câmara	°C	273,79	511,21	652,77
Temperatura teórica da chama	°C	705,24	1.088,56	1.367,38
Variação da temperatura ar	°C	11,60	25,13	40,85
C _{min} *	---	1,96	2,53	3,03

* menor valor entre $\dot{m}_a c_{pa}$ e $(\dot{m}_g c_{pg})$.

Considerando as temperaturas medidas na câmara de combustão, dos gases de exaustão, do ar aquecido e do ambiente e, ainda, os fluxos mássicos dos gases de combustão e do ar aquecido, as efetividades calculadas do trocador de calor contracorrente foram de 1,95, 1,57 e 1,61, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Estes valores não estão de acordo com a realidade, uma vez que a efetividade varia de 0 a 1. Entretanto, se considerar-se a temperatura inicial dos gases de combustão igual à temperatura teórica da chama calculada para as condições reais em que a combustão se processou, as efetividades do trocador de calor foram de 0,71, 0,73 e 0,75, para os tratamentos L5i, L10i e L15i, respectivamente. Estes valores estão de acordo com a realidade, próximos das eficiências térmicas calculadas, assim como nos resultados obtido por VALARELLI (1991).

Percebe-se, portanto, que a temperatura inicial dos gases de combustão (temperatura medida na câmara de combustão) não expressa a real temperatura dos gases, estando estes com temperaturas próximas da temperatura teórica da chama calculada para as condições de trabalho da fornalha.

4.5. Desempenho da fornalha utilizando lenha como combustível no aquecimento direto do ar

A influência do tempo de funcionamento da fornalha no aquecimento direto do ar pode ser observada na Figura 32.

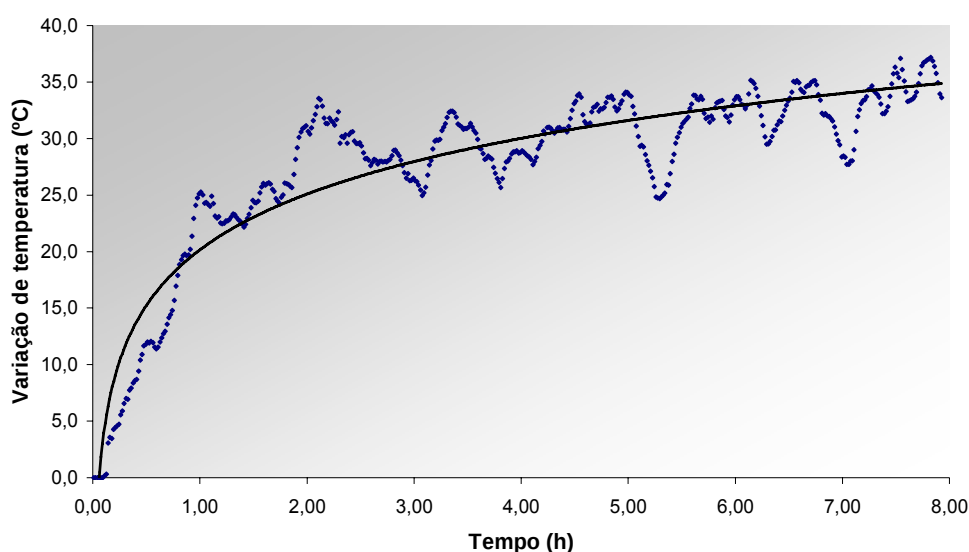


Figura 32. Influência do tempo de funcionamento da fornalha na variação de temperatura do ar aquecido, em relação à temperatura do ar ambiente.

Assim como no sistema de aquecimento indireto, operando com 10 kg h^{-1} de combustível, verificou-se uma tendência de estabilidade da variação da temperatura entre o ar aquecido e o ar ambiente.

O modelo que melhor se ajustou aos dados de variação de temperatura em função do tempo de funcionamento foi:

$$\Delta T = 7,1674 \ln(t) + 20,416 \quad R^2 = 0,8566 \quad (82)$$

Pelo modelo gerado e seguindo a metodologia aplicada nos demais tratamentos, ou seja, variação menor que 1°C entre as temperaturas do ar aquecido e a do ar ambiente, o regime permanente seria alcançado após 7 horas

de funcionamento. Entretanto, em virtude de uma maior quantidade de dados para análise, o tempo de 5 horas de funcionamento foi considerado suficiente para que a fornalha estivesse operasse em regime permanente, sem inferir em erros significativos.

A variação de temperatura média alcançada para o regime permanente foi de $32,94 \pm 2,82$ °C. Pode-se perceber pela Figura 32, que a temperatura do ar aquecido apresentou-se instável, ocorrendo picos na temperatura, assim como no sistema de aquecimento indireto do ar, porém, no aquecimento direto do ar, a temperatura do ar aquecido apresentou desvio-padrão maior que no sistema indireto. Isso ocorreu pelo fato de os gases de combustão terem participação direta na temperatura do ar aquecido, uma vez que este consistiu na mistura entre o ar frio e os gases de combustão.

4.5.1. Análise da combustão e do ar aquecido no aquecimento direto

A temperatura média medida na câmara de combustão, foi de $468,55 \pm 38,56$ °C, menor que a obtida pelo aquecimento indireto para a mesma vazão de combustível e a temperatura média de saída dos gases, foi de $285,29 \pm 12,11$ °C, maior que a obtida pelo aquecimento indireto para a mesma vazão de combustível. Esses fatos podem ser explicados em virtude do excesso de ar, que no aquecimento direto foi de 206,37 %, 51,28 % maior que no Tratamento L10i. Como relatado anteriormente, o aumento do excesso de ar diminui a temperatura na câmara de combustão, aumenta a velocidade dos gases em seu interior, diminuindo e, conseqüentemente, diminui o tempo de residência e de troca térmica com meio, fazendo com que a temperatura de exaustão aumente.

Mesmo trabalhando com sistema de aquecimento direto, o ar aquecido apresentou baixa concentração de monóxido de carbono. O valor médio medido pelo analisador de gases foi $3,07 \pm 4,25$ ppm, valor abaixo da concentração máxima tolerável pelo homem, de 9 ppm para exposição de 8 horas, segundo a resolução da CONAMA n.º003 de 28/06/1990. Porém, o ar aquecido apresentou odor característico de fumaça apesar da sua não visualização na saída do sistema.

4.5.2. Perdas de calor no aquecimento direto do ar

A perda de calor referente à combustão química incompleta, calculada em função dos valores medidos pelo analisador de gases, foi muito pequena, de 0,1 %. O fator que talvez tenha influenciado na redução dessa perda, quando comparada com a perda no Tratamento L10i, é o excesso de ar, que pode ter promovido uma maior turbulência e, conseqüentemente, melhor mistura com o combustível, beneficiando o processo de combustão.

A perda média para o ambiente por arrefecimento da fornalha, foi de 3,35 %, valor ligeiramente superior ao obtido no sistema indireto, e que pode ter ocorrido em virtude a maior temperatura na parte superior da fornalha (posição 3) (Apêndice “B”), motivada pela saída dos gases de exaustão nesta região.

Como percebe-se, as perdas de calor no sistema são muito baixas e apresentam comportamento semelhante as observadas no sistema de aquecimento indireto.

4.5.3. Eficiência térmica pelo método direto de cálculo

A eficiência média calculada foi de $89,77 \pm 7,36$ %, considerando o tempo de funcionamento em regime permanente, este valor está ligeiramente superior aos valores encontrados na literatura para fornalhas a lenha, conforme MELO (1987) e GOMES (1988), citados anteriormente, e bem próximo dos valores obtidos com a fornalha a carvão vegetal (LOPES, 2002).

A maior eficiência encontrada é decorrente da pequena perda de calor para o ambiente, a qual está próxima dos valores encontrados em caldeiras modernas geradoras de vapor (CORTEZ e LORA, 1997 e VLASSOV, 2001).

4.5.4. Eficiência térmica pelo método indireto de cálculo

Para o cálculo da eficiência pelo método indireto, assim como no método direto, levou-se em consideração o período de funcionamento em regime permanente e a potência no eixo do ventilador para movimentação do ar aquecido. O resultado encontrado foi de 96,5 %.

Assim como nos tratamentos usando aquecimento indireto do ar o valor da eficiência foi, aproximadamente, 6% maior que pelo método direto. Essa diferença

pode ter ocorrido, também, pela não contabilização das perdas nas cinzas e na queima mecânica incompleta e no trajeto da fornalha até o ponto de medição no ventilador. Outro fator que pode ter contribuído para a diferença são os possíveis erros nas leituras das temperaturas do ar aquecido e do ar ambiente, como considerado anteriormente.

4.5.5. Contribuição dos gases de combustão e do trocador de calor na energia útil para o aquecimento direto do ar

Apesar de os gases de combustão serem misturados ao ar frio em seu aquecimento, verificou-se que em razão da configuração da fornalha, parte do calor transferido ao ar foi proveniente do trocador de calor. Assim, determinou-se a contribuição do trocador de calor na quantidade de energia transferida ao ar aquecido, realizando o balanço de energia do sistema, no qual o fluxo médio de energia térmica calculado, que saía da fornalha foi de $2.483,35 \text{ kJ min}^{-1}$.

Para calcular o fluxo médio de energia fornecido pelos gases ao ar aquecido, considerou-se o calor específico dos gases igual ao do ar aquecido.

A porcentagem de contribuição dos gases no fluxo de energia que saía da fornalha é apresentada na Figura 33.

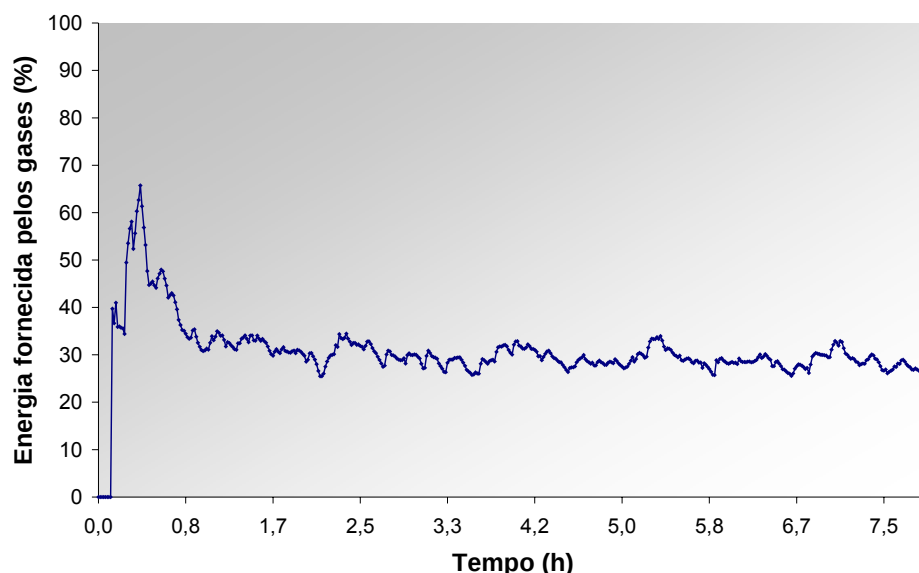


Figura 33. Contribuição da energia fornecida pelos gases de combustão ao ar aquecido.

Percebe-se, pela Figura 33, que no início do processo quase toda energia cedida ao ar aquecido era oriunda dos gases de combustão. Com o passar do

tempo, a porcentagem da energia cedida pelos gases diminuiu e, praticamente, se estabilizou em um valor médio próximo aos 29% para o regime permanente. O restante da energia cedida ao ar aquecido foi proveniente da troca térmica no trocador de calor, ou seja, aproximadamente 71%.

Esses números descrevem a alta eficiência obtida na fornalha, na qual, além da energia cedida pelos gases gerados, ocorre o aproveitamento da energia radiada pelas chamas, que aquecem a estrutura metálica, fazendo a troca térmica com o ar frio e resultando em uma perda mínima da energia fornecida; ao contrário das fornalhas convencionais, em que grande parte da energia radiada é perdida no aquecimento das paredes de alvenaria.

4.6. Desempenho da fornalha utilizando lenha associada à palha de café no aquecimento indireto do ar

Como nos demais tratamentos, o comportamento da fornalha foi observado por meio das medições de temperatura e da qualidade dos gases, obtendo-se os rendimentos térmicos do sistema, as perdas localizadas e a efetividade do trocador de calor no aquecimento indireto do ar.

Na Tabela 13 tem-se o resumo dos dados da vazão de combustível e das temperaturas medidas para o regime permanente de funcionamento dos três testes realizados neste tratamento, utilizados nos cálculos subsequentes.

Tabela 13. Parâmetros medidos para o tratamento utilizando lenha e palha de café como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Pi)

Parâmetros	Testes		
	L5PT1	L5PT2	L5PT3
Fluxo médio de lenha (kg min^{-1})	0,083	0,083	0,083
Fluxo médio de palha de café (kg min^{-1})	0,060	0,049	0,077
Temperaturas médias ($^{\circ}\text{C}$)			
Câmara de combustão	523,32	466,65	583,31
Gases de exaustão	163,80	141,71	170,67
Ar aquecido	38,29	29,16	40,23
Parede parte interna	28,49	22,27	33,11
Parede parte externa	26,33	17,68	27,16
Ambiente	19,24	13,46	22,70

Os fluxos de palha de café usados foram os maiores obtidos com o dispositivo de alimentação construído. Como verificou-se, o fluxo de palha de café teve grande variação, fruto da variação da sua composição, pois em certos lotes, havia maior concentração de casca, e em outros, maior concentração de pergaminho, sendo este último mais leve que a casca do café. Desta forma, diferentemente dos tratamentos anteriores, a fôrnalha não foi analisada considerando-se as médias entre os testes, e sim individualmente.

Nas Figuras 34, 35 e 36 visualiza-se a temperatura do ar aquecido, das paredes da fôrnalha e do ar ambiente medidas ao longo dos testes.

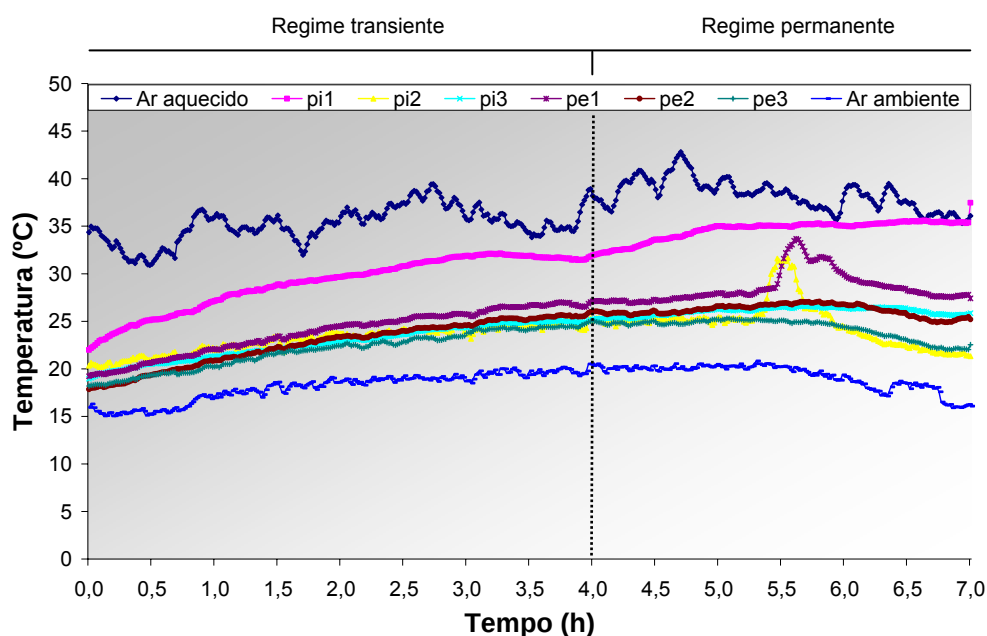


Figura 34. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fôrnalha e do ar ambiente para o teste 1 do Tratamento L5Pi.

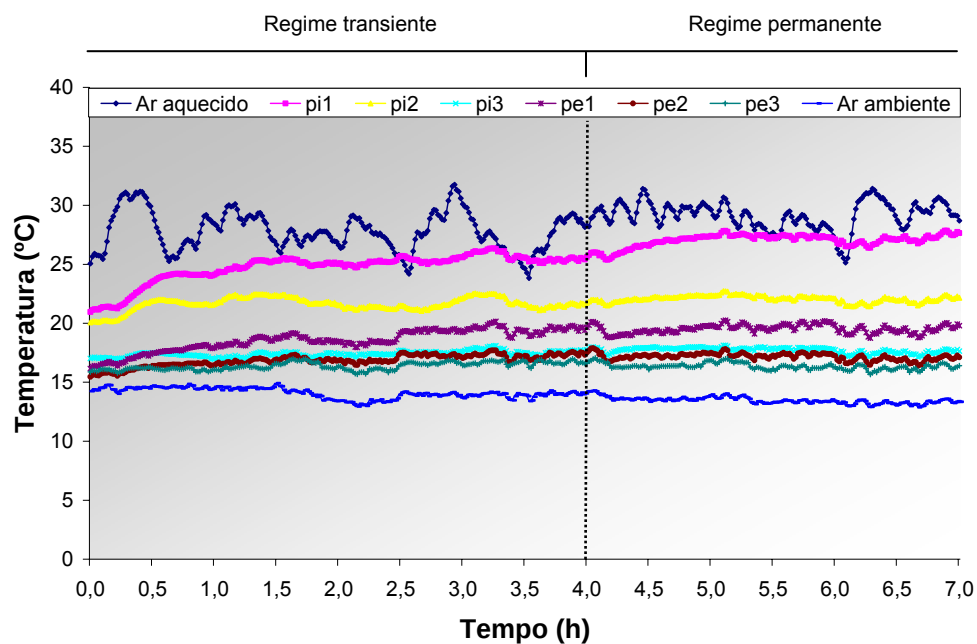


Figura 35. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente para o teste 2 do Tratamento L5Pi.

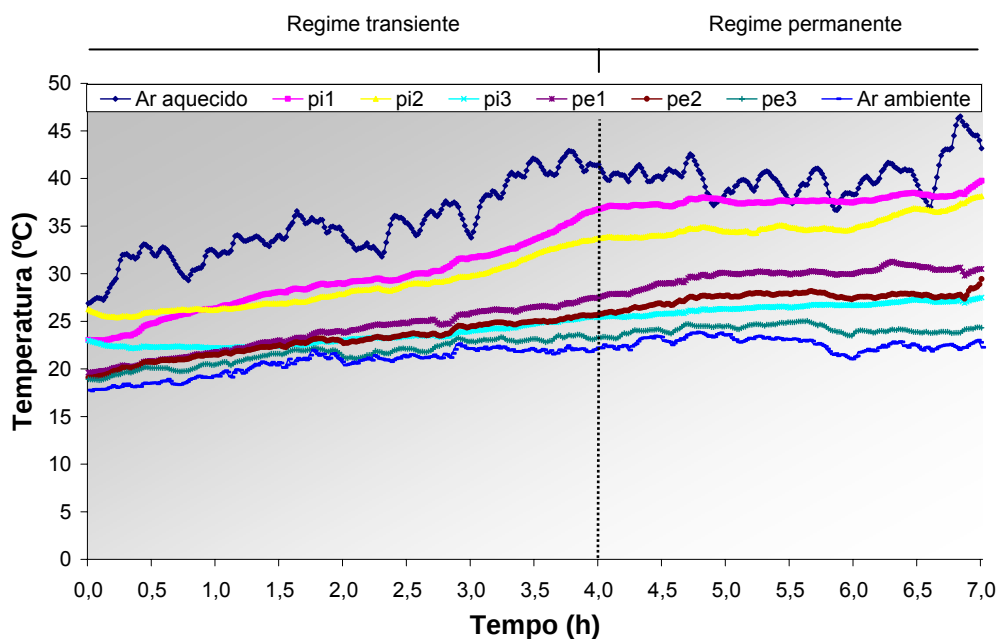


Figura 36. Temperaturas medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente para o teste 3 do Tratamento L5Pi.

Os tempos visualizados nas Figuras acima representam apenas 7 horas de funcionamento utilizando palha de café como combustível, uma vez que no período de pré-aquecimento (1 hora) não foi realizada a coleta de dados.

Como verificado, as temperaturas do ar aquecido tiveram comportamento bastante instável, apesar da alimentação continuada da palha. As temperaturas na parede tiveram comportamento semelhante, com exceção da temperatura medida no ponto “pi2” que, no Teste 1, ficou muito abaixo da temperatura dos demais testes, provavelmente, por problemas ocorridos no sistema de medição de temperatura, com o possível desprendimento do sensor da parede, resultando em temperaturas inferiores as reais.

A temperatura no ponto “pi1” tendeu a se aproximar da temperatura do ar aquecido, mantendo-se em ascensão durante todo o tempo, o que pode ter ocorrido por causa do acúmulo de combustível, em combustão, na parte inferior da câmara, encostado na parede de aço, que fez com que a temperatura nesta região ficasse, provavelmente, com temperatura superior às demais, emitindo maior quantidade de radiação para parede de alvenaria. O comprimento da chama também pode ter influenciado, pois foi notório o menor comprimento desta em comparação com o comprimento da chama na combustão de apenas lenha, propiciando, provavelmente, a redução da temperatura da parede no ponto “pi2”, ou seja, no ponto central, à altura da parede da fornalha.

Os valores encontrados para as variações médias das temperaturas do ar aquecido em relação ao ar ambiente, considerando o regime permanente de funcionamento, foram $19,05 \pm 1,12$ °C, $15,70 \pm 1,27$ °C e $17,53 \pm 2,24$ °C, para os testes L5PT1, L5PT2 e L5PT3, respectivamente. Como pode-se perceber, a vazão de combustível não influenciou diretamente na diferença de temperatura do ar aquecido com o ambiente, estando envolvidos nesta outros fatores referentes à qualidade da combustão, uma vez que, entre os testes, a vazão de combustível no Teste 3 foi a maior, não resultando, porém, na maior variação de temperatura.

4.6.1. Análise do sistema de alimentação

O sistema de alimentação apresentou-se deficiente para a utilização da palha de café, pois que a vazão de combustível empregada nos testes foi a máxima conseguida com o sistema. Para melhorar o sistema, seria necessário um aumento das dimensões ou da rotação da rosca transportadora.

Outro fato importante foi a presença de grãos e de fragmentos de café na palha que ficaram acumulados na curva de transposição, no sentido horizontal para vertical, por serem mais densos, fazendo com que a palha de café ficasse, por algumas vezes, retida na tubulação, sendo necessária a remoção manual.

O controle da vazão de ar pelo diafragma demonstrou-se eficaz. O diâmetro da abertura do diafragma durante os testes foi de 55 mm. Este diâmetro foi escolhido durante os testes preliminares, nos quais ficou evidenciado que aberturas acima de 100 mm não prejudicam o processo de combustão, enquanto diâmetro menor que 45 mm não promove velocidade suficiente para o arraste das partículas. Assim, o diâmetro escolhido foi o suficiente para promover o arraste das partículas, com o mínimo de perdas nos gases de combustão.

Verificou-se também que aumentar, momentaneamente, o diâmetro do diafragma para a abertura máxima foi suficiente para remoção das partículas de café acumuladas, prevenindo a obstrução do duto.

O duto de PVC mostrou-se eficiente para o transporte pneumático das partículas, por que as temperaturas atingidas na junção com o duto de aço do ciclone não foram suficientes para danificá-lo.

4.6.2. Análise da combustão no uso da lenha associada a palha de café

Durante os testes com a palha de café, percebeu-se que não houve queima em suspensão de todo o combustível. A maioria das partículas foi depositada sobre a grelha e nas laterais, próximo à parede da câmara de combustão, onde completava ou iniciava a queima. Foi verificado também que parte do combustível passou pela grelha e foi queimado no depósito de cinzas.

Apesar de o calor liberado pela queima da palha de café no cinzeiro ser aproveitado, o seu acúmulo não promoveu boa mistura ar/combustível, o que pode ter resultado em material parcialmente queimado, gerando monóxido de carbono. O mesmo ocorreu no interior da câmara de combustão, na qual foi constatada a ocorrência de acúmulo de combustível nas laterais da câmara de combustão. Na Figura 37 podem-se observar imagens da câmara de combustão durante os testes realizados com palha de café.

Pela Figura 37 (a), apenas as partículas menores foram queimadas em suspensão, enquanto as maiores se depositaram na região da grelha, conforme Figura 37 (b). Como a grelha ficou obstruída com o passar do tempo, dificultando a passagem de ar comburente, foi necessário o revolvimento de parte do combustível acumulado, já na forma de carvão e cinzas, para o término da combustão e melhora na distribuição do ar.



Figura 37. Combustão da lenha associada à palha de café: (a) queima das partículas menores em suspensão e (b) acúmulo das partículas maiores na região da grelha.

O ar comburente estequiométrico calculado para queima da lenha e da palha de café foi de $5,01 \text{ kg kg}^{-1}$ de lenha úmida e $4,45 \text{ kg kg}^{-1}$ de palha de café úmida. Com o fluxo de lenha constante, de 5 kg h^{-1} , a vazão de ar estequiométrico calculado para a lenha, foi de $0,408 \text{ kg min}^{-1}$. Conhecendo o fluxo de palha de café, determinou-se a vazão de ar comburente estequiométrico e com a vazão de ar comburente medida, determinou-se o excesso de ar.

Na Tabela 14 encontram-se os valores relativos aos fluxos de combustível e de ar, excesso de ar e a composição medida dos gases de combustão.

A concentração de monóxido de carbono no Teste 3 foi alta quando comparada à dos demais testes e à combustão de apenas lenha, mesmo apresentando a maior temperatura na câmara de combustão. Esta alta concentração pode ter ocorrido em virtude da maior vazão de combustível, que levou a um maior acúmulo de partículas na região da grelha, impedindo a boa mistura ar/combustível e resultando em formação de monóxido de carbono.

O excesso de ar calculado é muito superior ao considerado ideal pela na literatura, para combustíveis sólidos, enquanto o excesso de ar medido é muito superior ao calculado em virtude da vazão de ar do transportador pneumático, que se misturava aos gases de combustão na saída do ciclone.

Tabela 14. Parâmetros medidos e calculados da combustão e dos gases de combustão para palha de café associada a lenha

Parâmetros	Unidades	L5PT1	L5PT2	L5PT3
Vazão mássica de ar estequiométrico para combustão da palha de café	kg min ⁻¹	0,275	0,217	0,342
Vazão mássica de ar estequiométrico total	kg min ⁻¹	0,693	0,635	0,760
Vazão mássica média medida de ar primário	kg min ⁻¹	2,28	2,04	2,22
Vazão mássica média de ar do transportador pneumático	kg min ⁻¹	1,88	2,04	1,75
Excesso de ar calculado	%	232,1	223,86	191,2
Composição média dos gases de combustão				
O ₂	%	18,46	17,95	16,55
CO	ppm	882,0	2423,2	5643,4
CO ₂	%	2,26	2,75	4,00
Excesso de ar medido	%	845,77	607,51	441,92
Vazão mássica de gases de combustão para combustível úmido	kg min ⁻¹	2,47	2,23	2,42
Vazão mássica total de gases de exaustão	kg min ⁻¹	4,35	4,26	4,17

4.6.3. Perdas de calor na fornalha

As perdas de calor pelos gases de exaustão estão apresentadas na Figura 38. Em virtude do grande excesso de ar medido na saída da fornalha, consideraram-se o calor específico e a densidade dos gases de exaustão iguais ao do ar.

Como nos demais tratamentos, as perdas de calor pelos gases de exaustão foram as maiores dentre as perdas medidas. Entretanto, em virtude da vazão de ar do transporte pneumático, elas foram maiores que as apresentadas nos tratamentos anteriores utilizando apenas lenha como combustível.

O mesmo se aplica às perdas pela combustão incompleta, que foram maiores que nos tratamentos anteriores, provavelmente pelo acúmulo de combustível no interior da câmara de combustão e no cinzeiro, gerando monóxido de carbono.

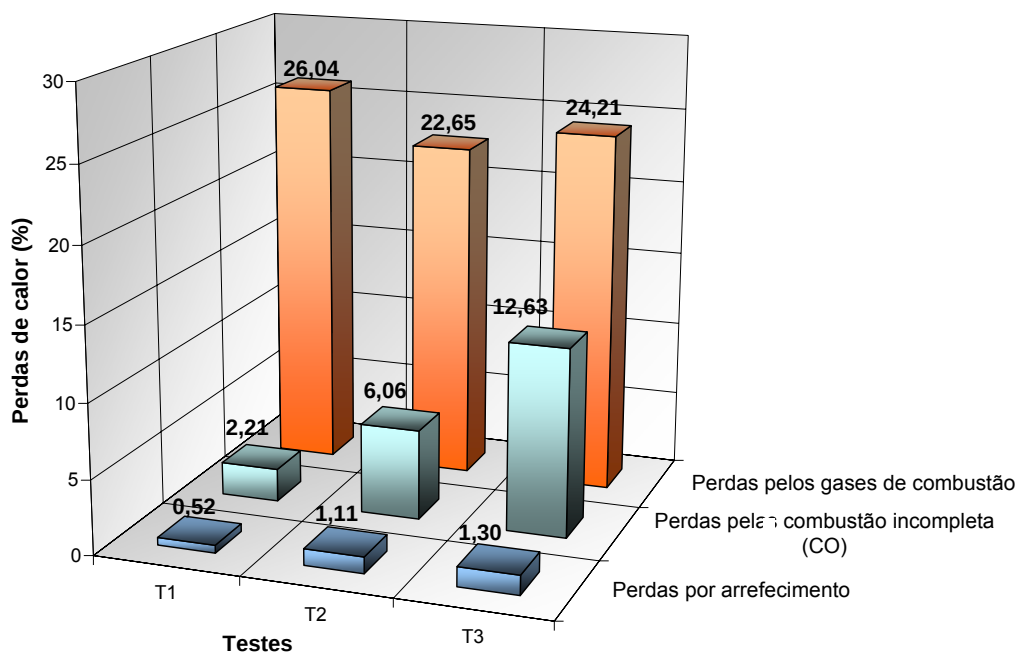


Figura 38. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada à palha de café (Tratamento L5Pi).

Parte do monóxido de carbono medido pode ter sido produzido pelo combustível procedente da saída superior do ciclone, uma vez que partículas micrométricas podem não ter sido totalmente separadas no ciclone, ficando depositadas nas aletas instaladas no interior do trocador de calor. Essas partículas, em altas temperaturas entram em oxidação, porém não atingem temperatura suficientemente alta para queima do monóxido de carbono gerado.

O Teste 3 apresentou perda pela combustão química incompleta muito superior aos demais testes, provavelmente porque apresentou maior consumo de combustível, para uma variação de temperatura menor que do Teste 1, que obteve o menor consumo de combustível, mostrando que a combustão para esse teste foi ruim, pois houve maior acúmulo de combustível no interior da câmara de combustão, maior produção de monóxido de carbono e, conseqüentemente, maior perda.

As perdas para o ambiente em conseqüência do arrefecimento das paredes, ficaram próximas dos valores encontrados nos demais tratamentos.

4.6.4. Cálculo da eficiência térmica pelo método direto

As eficiências térmicas calculadas para os testes realizados no tratamento L5Pi, considerando o tempo de funcionamento em regime permanente, foram iguais a $63,69 \pm 4,15 \%$, $58,56 \pm 4,06 \%$ e $52,69 \pm 5,73 \%$, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente.

Estes valores foram menores do que os observados no tratamento que com apenas lenha como combustível. Houve também uma grande diferença entre os Testes 1 e 3, o que pode ser explicado pelo fato de o Teste 3 apresentar maior consumo de combustível e menor variação de temperatura entre o ar aquecido e o ambiente que no Teste 1. Desta forma, a combustão ruim, comprovada pela diferença das concentrações medidas de monóxido de carbono nos gases de exaustão, pode ter sido a causa da diferença entre essas eficiências.

Outro fator importante é a presença de ar frio insuflado no interior da fornalha pelo transporte pneumático, que retira calor dos gases de combustão e os libera para o ambiente.

Uma forma de aumentar a eficiência da fornalha seria aproveitar o calor dos gases de exaustão para fazer o pré-aquecimento tanto do ar primário quanto do ar do transporte pneumático, por meio de trocador de calor. Este pré-aquecimento auxiliaria no processo de combustão, aumentando a temperatura, e reduziria a transferência de calor entre os gases de combustão e o ar frio insuflado pelo transporte pneumático, além de pré-aquecer e secar o combustível.

4.6.5. Cálculo da eficiência térmica pelo método indireto

As eficiências calculadas pelo método indireto para o Tratamento L5Pi foram: $68,7 \%$, $64,2 \%$ e $58,0 \%$ para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. Como nos demais tratamentos analisados até então, as eficiências pelo método indireto ficaram acima dos valores encontrados pelo método direto. Os motivos pelos quais isto ocorreu já foram mencionados anteriormente, exceto a possível margem de erro na medição da vazão de ar do transportador pneumático, em que 1% representa cerca de $0,5\%$ no valor das perdas pelos gases de exaustão.

A mesma referência pode ser feita em relação às temperaturas medidas do ar aquecido e ambiente, em que o aumento de 1% na média das temperaturas do ar aquecido resulta em um aumento médio superior a 2% na eficiência da fornalha. Desta forma, pode-se dizer que a variação na temperatura medida pelos

termopares possui, teoricamente, maior influência sobre o resultado da eficiência térmica. Porém, na prática, a interferência humana nas medições dos fluxos de ar faz com que os erros sejam, possivelmente, maiores que os que ocorrem na medição de temperatura.

Apesar do valor inferior na operação com apenas lenha, as eficiências encontradas são relativamente altas quando comparadas aos sistemas encontrados na literatura, para ao aquecimento indireto do ar e muito próximos aos resultados encontrados por MELO et al. (2005a), cujos valores variando entre 59,8 % e 65,9 % quando se utilizou lenha associada a palha de café, em uma fornalha com configurações parecidas à testada.

4.6.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor

Na Tabela 15 encontram-se os parâmetros utilizados para o cálculo da efetividade do trocador de calor para o Tratamento L5Pi, nos três testes realizados.

Considerando as temperaturas medidas na câmara de combustão e apresentadas na Tabela 15, as efetividades do trocador de calor, para o tratamento L5Pi, foram de 1,24, 1,23 e 1,12, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente.

Como citado anteriormente, isto não representa a realidade, uma vez que a efetividade deve variar entre 0 e 1. Desta forma, pode-se dizer que as temperaturas medidas no interior da câmara de combustão estão abaixo das reais. Entretanto, se considerar-se a temperatura dos gases igual à temperatura teórica da chama, as efetividades calculadas para os Testes 1, 2 e 3 são iguais a 0,79, 0,72 e 0,64, respectivamente. Estes valores estão pouco acima das eficiências calculadas, diferentemente dos tratamentos que utilizaram apenas lenha como combustível, cujos valores se apresentaram bem próximos aos das eficiências térmicas. Este fato pode ser explicado se for considerar-se que a maioria da palha de café foi queimada muito próxima da parede metálica da câmara de combustão, havendo o contato direto da chama ou do carbono em forma de brasa, com a parede; o que talvez tenha resultado em uma temperatura mais elevada nesta região, quando comparada com a operação com apenas lenha, influenciando no aumento da efetividade do trocador de calor.

Tabela 15. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Pi)

Parâmetros	Unidades	T1	T2	T3
Vazão mássica de ar aquecido	kg min ⁻¹	81,23	83,69	80,73
Vazão mássica de gases	kg min ⁻¹	2,22	2,06	2,18
Energia útil	kJ min ⁻¹	1553,22	1318,69	1420,59
Temperatura média do ar na entrada	°C	19,24	13,46	22,70
Temperatura média do ar aquecido	°C	38,68	29,16	40,23
Temperatura real dos gases na saída	°C	163,25	141,71	170,67
Temperatura medida na câmara	°C	523,32	466,65	583,31
Temperatura teórica da chama	°C	812,63	793,69	996,26
Variação da temperatura do ar (ar aquecido x ambiente)	°C	19,05	15,70	17,53
C _{min} *	---	2,48	2,35	2,26

* menor valor entre $\dot{m}_a c_{pa}$ e $(\dot{m}_g c_{pg})$.

4.7. Desempenho da fornalha utilizando lenha associada a serragem no aquecimento indireto do ar

Os parâmetros medidos e utilizados nos cálculos avaliativos da fornalha para o Tratamento L5Si são apresentados na Tabela 16.

Tabela 16. Parâmetros medidos para o tratamento utilizando lenha associada a serragem (Tratamento L5Si)

Parâmetros	Tratamento L5Si		
	T1	T2	T3
Fluxo médio de lenha (kg min ⁻¹)	0,083	0,083	0,083
Fluxo médio de serragem (kg min ⁻¹)	0,116	0,113	0,124
Temperaturas médias (°C) *			
Câmara de combustão	502,31	474,47	450,56
Gases de exaustão	199,33	189,85	220,34
Ar aquecido	44,04	45,00	48,21
Parede parte interna	35,59	37,65	38,54
Parede parte externa	28,65	30,78	30,51
Ambiente	19,13	21,79	22,26

* Valores médios para o regime considerado permanente.

Como observa-se na Tabela 16, diferentemente do Tratamento L5Pi, os cálculos dos fluxos de combustível ficaram bem próximos para os três testes realizados, gerando valores médios das temperaturas do ar aquecido e das paredes também bastante próximos. Desta forma, para verificação do ponto de transferência do regime transiente para o permanente, utilizou-se a média das temperaturas em função do tempo de funcionamento (Figura 39).

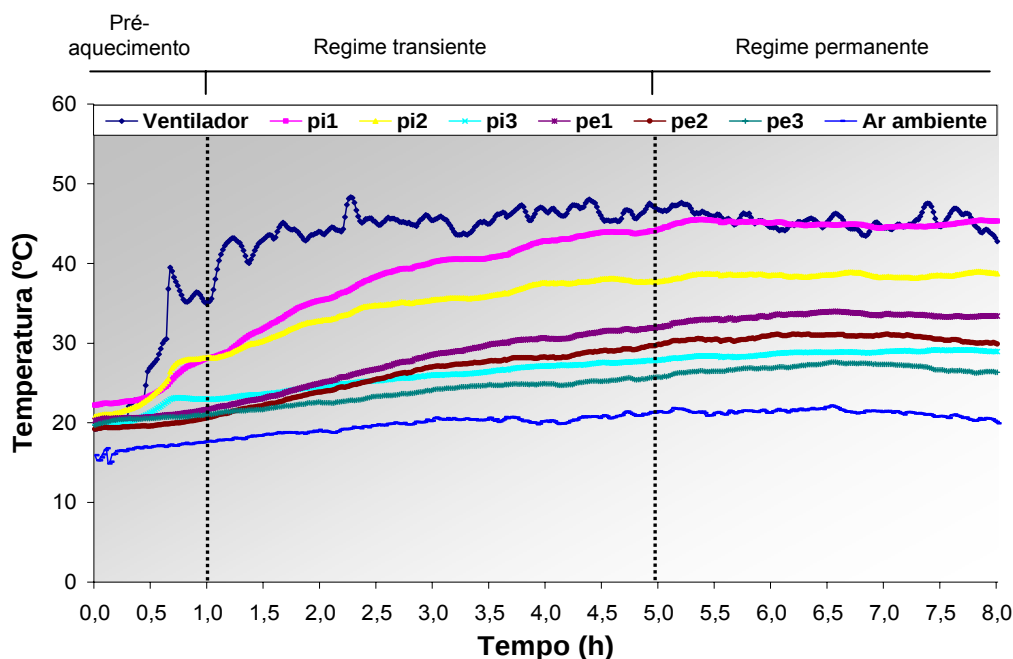


Figura 39. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente em função do tempo de funcionamento para o Tratamento L5Si.

Na Figura 39 são apresentadas as temperaturas médias desde o período do pré-aquecimento da fornalha (de 0 à 1 hora de funcionamento). Pode-se notar que após o início do uso da serragem, houve uma maior estabilidade da variação da temperatura do ar aquecido, que se manteve até o fim do teste, enquanto as variações de temperatura das paredes permaneceram aumentando. Porém, assim como nos tratamentos anteriores, nota-se que estas variações de temperatura entre as paredes e o ambiente tendem a se estabilizar. Assim, como nos demais tratamentos, foi considerado como regime permanente de funcionamento o período após a quinta hora de operação da fornalha.

Apesar da alimentação contínua de serragem, a temperatura do ar aquecido oscilou, porém menos que nos testes utilizando apenas lenha e lenha associada a palha de café. O valor da variação média da temperatura do ar aquecido em relação à do ambiente foi de $24,14 \pm 1,05$ °C. Apesar de a vazão de

combustível utilizada (lenha mais serragem) ser superior à vazão utilizada no Tratamento L10i, a variação de temperatura ficou abaixo da obtida neste tratamento, o que mostra que a eficiência pode ter sido menor que a calculada para o Tratamento L10i. Este fato pode ser comprovado nos cálculos da eficiência térmica.

4.7.1. Análise do sistema de alimentação

O sistema de alimentação apresentou-se mais eficaz no que diz respeito à uniformidade do fluxo de serragem, motivado pela granulometria mais uniforme em relação à palha de café; contudo, o aparecimento de um caminho preferencial no centro do depósito, o qual com o passar do tempo, ficava isento de serragem, prejudicou a alimentação, sendo necessário revolvimento esporádico do material no depósito. O caminho preferencial criado pelo movimento rotatório da rosca é mostrado na Figura 40.

Para reduzir o efeito da criação desse caminho preferencial, foi colocado, a 15 cm do fundo do depósito, um sistema de revolvimento da serragem, constituído de um fio de aço com 4 mm de diâmetro e comprimento igual à distância do eixo da rosca até a parede do depósito.

Com relação ao transporte pneumático, com a abertura do diafragma de 5,5 mm, não foi detectado acúmulo de serragem no interior da tubulação.

O sistema de distribuição (ciclone interno) permitiu a separação e distribuição das partículas. Porém, em razão da velocidade tangencial das partículas na saída do ciclone, grande maioria ficou depositada próximo às paredes da câmara de combustão, sobre o disco metálico colocado sobre a grelha. Esse fato foi benéfico, uma vez que o lançamento das partículas diretamente sobre a grelha poderia possibilitou a passagem de parte das partículas pelos vãos livres, para o cinzeiro, antes da queima.

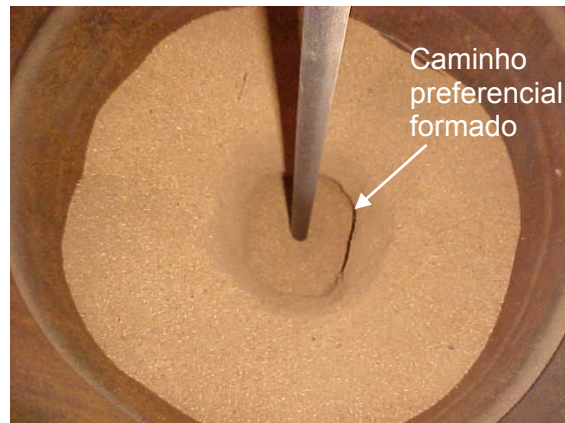


Figura 40. Problema no sistema de alimentação de serragem: criação de caminho preferencial em meio a serragem no depósito.

4.7.2. Análise da combustão

Na utilização da serragem associada a lenha como combustível, percebeu-se que uma parte da serragem era queimada em suspensão, enquanto o restante da fração da serragem (partículas maiores) era depositada sobre a lenha, sobre o disco metálico e na lateral da câmara de combustão, onde terminava ou iniciava a queima (Figura 41).



(a)



(b)

Figura 41. (a) Combustão da serragem associada à lenha e (b) Câmara de combustão depois de testada a serragem associada a lenha.

Como observa-se na Figura 41 (a), parte da serragem queimou em suspensão e outra na região da grelha.

Durante os testes, foi verificou-se que o fluxo de serragem utilizado nos testes, foi insuficiente para manutenção da chama no interior da câmara de combustão, necessitando associá-la com lenha.

Na Figura 41 (b) pode-se observar o interior da câmara de combustão após os testes, na qual se percebe o disco metálico instalado em suspensão sobre a grelha para evitar que as partículas passem pela grelha antes da queima.

Diferentemente do que acontece nos testes com palha de café, não foi verificada presença de serragem não queimada no cinzeiro, tampouco grande acúmulo nas laterais da câmara de combustão.

O ar estequiométrico, por tratar-se de combustíveis com a mesma composição elementar, foi de 5,01 kg kg⁻¹ de combustível seco.

Na Tabela 17 encontram-se os parâmetros medidos e calculados referentes ao combustível, ar e aos gases de combustão.

Tabela 17. Parâmetros médios medidos e calculados da combustão e dos gases de combustão para o uso de lenha associada a serragem

Parâmetros	Unidades	L5SiT1	L5SiT2	L5SiT3
Vazão mássica de ar estequiométrica para combustão	kg min ⁻¹	0,999	0,985	1,040
Vazão mássica média medida de ar primário	kg min ⁻¹	2,292	2,593	2,657
Vazão mássica média de ar do transportador pneumático	kg min ⁻¹	1,858	1,899	1,834
Excesso de ar calculado	%	130,1	162,3	168,3
Composição média dos gases de combustão				
O ₂	%	16,37	18,85	16,44
CO	ppm	2002,01	1135,42	1825,43
CO ₂	%	4,15	4,42	4,05
Excesso de ar medido	%	374,75	364,64	369,60
Vazão mássica de gases de combustão para combustível úmido	kg min ⁻¹	2,576	2,623	3,033
Vazão mássica total de gases de exaustão	kg min ⁻¹	4,434	4,764	4,867

De acordo com a Tabela, os valores obtidos para o excesso de ar calculado ficaram muito próximos entre si, assim como os medidos. Os excessos de ar medidos foram superiores ao calculados, em virtude da presença do ar do transporte pneumático nos gases de exaustão.

As concentrações de monóxido de carbono foram altas, porém muito menores que as apresentadas no tratamento que utilizou palha de café, portanto, o processo de combustão foi melhor utilizando serragem do que palha de café em razão, provavelmente, do tamanho reduzido das partículas, gerando queima em suspensão de grande parte dessas partículas.

Mesmo com a possível melhora na combustão, foi verificada durante os testes, grande quantidade de fumaça, o que evidencia uma combustão incompleta do combustível. A umidade da serragem pode ter influenciado, pois ela ficou, em média, acima dos 22% b.u., considerada alta para queima de combustíveis polidispersos, conforme WERTHER et al. (2000), que cita valores abaixo de 15% b.u. como ideais.

4.7.3. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada à serragem de madeira

As perdas de calor pelos gases de exaustão, por arrefecimento e pela combustão química incompleta (CO) para o Tratamento L5Si, estão apresentadas na Figura 42.

Em virtude o grande excesso de ar medido na saída da fornalha, consideraram-se o calor específico e a densidade dos gases de exaustão iguais aos do ar. Nesse caso, pode-se observar que as perdas de calor pelos gases de exaustão foram as maiores dentre as perdas e pouco maiores que as obtidas pelo Tratamento L5Pi, em razão da maior temperatura dos gases de exaustão.

As perdas no Teste 3 foram pouco maiores que nos demais testes em virtude da maior temperatura dos gases de exaustão, gerada pelo maior consumo de combustível.

As perdas de calor pela combustão química incompleta (CO) ficaram bem abaixo dos valores obtidos com palha de café, comprovando a melhora no processo de combustão. Parte do monóxido de carbono, assim como no Tratamento L5Pi, pode ter sido produzido pela não separação das partículas com dimensões micrométricas que entraram no ciclone, saindo junto ao ar e decantando-se nas aletas internas do trocador de calor. Como as aletas internas estão em

temperaturas elevadas, ocorre a volatilização das partículas e a formação do monóxido de carbono; porém a temperatura pode não ter sido suficientemente alta para sua combustão.

As perdas de calor pelo arrefecimento foram semelhantes às demais apresentadas nos tratamentos anteriores, comprovando a boa “*performance*” do isolamento térmico.

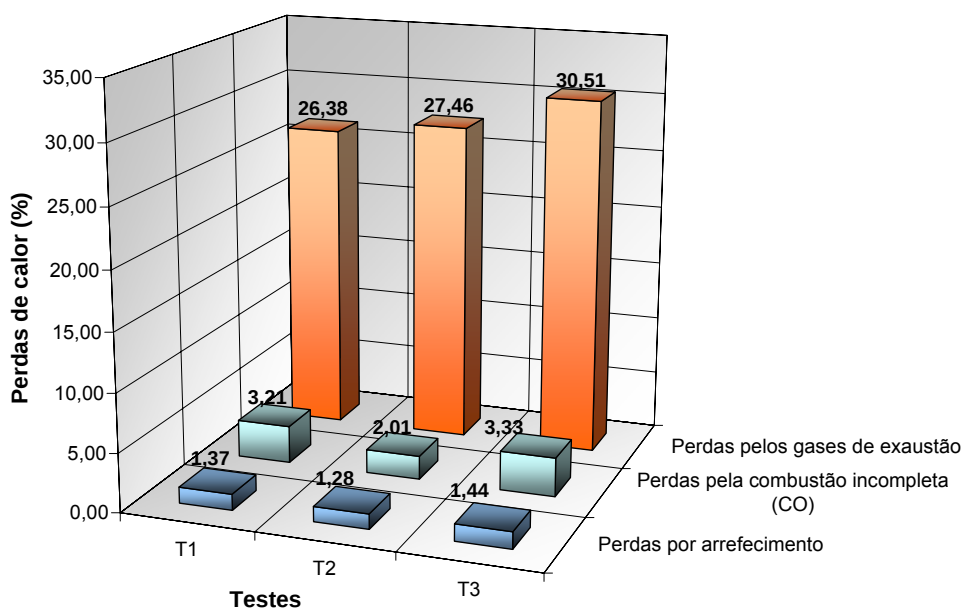


Figura 42. Perdas de calor na fornalha com o uso de lenha associada a serragem de madeira (Tratamento L5Si).

4.7.4. Cálculo da eficiência pelo método direto

Considerando o método direto para obtenção da eficiência térmica, obtiveram-se, para os três testes realizados no Tratamento L5Si, eficiência de $66,68 \pm 5,83\%$, $61,77 \pm 4,69$ e $60,10 \pm 4,61\%$, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. As eficiências térmicas encontradas foram pouco superiores às obtidas com o uso da palha de café e inferiores as obtidas com o uso de apenas lenha, o que se explica pelo fato de a vazão de ar do transporte pneumático retirar calor do interior da fornalha transferindo-o para o ambiente.

Apesar de o uso da serragem ter demonstrado uma melhor combustão que a palha de café, definida pela concentração de monóxido de carbono nos gases de exaustão (Tabelas 14 e 17), não houve diferença considerável entre as eficiências calculadas. Mesmo com a melhora na combustão, resultando em menor emissão

de monóxido de carbono, a maior temperatura dos gases de combustão auxiliou na redução da eficiência térmica, equivalendo-se ao tratamento que utilizou palha de café.

4.7.5. Cálculo da eficiência pelo método indireto

Pelo método indireto, as eficiências térmicas para os três testes realizados foram de 68,07 %, 68,73% e 64,09%. Para os três testes, as eficiências pelo método indireto apresentaram-se maiores que no método direto. Este comportamento foi verificado em todos os tratamentos analisados até o momento, motivado pela não contabilização das perdas de calor nas escórias das cinzas, no trajeto até o ventilador e pelos possíveis erros nas medições das temperaturas e dos fluxos de ar, mencionados anteriormente.

A eficiência no Teste 3 ficou, em média, 4,5 % abaixo das demais, em consequência, principalmente, da maior perda de energia pelos gases de exaustão e na combustão incompleta.

As eficiências obtidas podem ser consideradas satisfatórias, mesmo estando acima dos valores obtidos na literatura, para fornalha de fogo indireto utilizando lenha e próximas dos valores obtidos por MELO et al. (2005a), quando analisaram uma fornalha com configuração semelhante, utilizando palha de café como combustível.

4.7.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor

Na Tabela 18 estão apresentados os parâmetros usados para o cálculo da efetividade do trocador de calor para o Tratamento L5Si, nos três testes realizados.

Considerando as temperaturas medidas na câmara de combustão as efetividades calculadas foram 1,59, 1,43 e 1,47 para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. Logo, as temperaturas medidas na câmara de combustão, assim como dito anteriormente, não refletem a temperatura real dos gases de combustão; porém, considerando-se a temperatura teórica da chama calculada, as efetividades foram iguais a 0,69, 0,64 e 0,62 para os três testes descritos, respectivamente. Como nos demais tratamentos, as efetividades do trocador de calor ficaram próximas aos valores obtidos para a eficiência térmica.

Tabela 18. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Si)

Parâmetros	Unidades	T1	T2	T3
Vazão mássica de ar aquecido	kg min ⁻¹	79,77	79,53	78,98
Vazão mássica de gases	kg min ⁻¹	2,577	2,865	3,079
Energia útil	kJ min ⁻¹	1993,79	1832,13	1945,04
Temperatura média do ar na entrada	°C	19,13	22,03	22,63
Temperatura média do ar aquecido	°C	44,04	44,99	47,17
Temperatura real dos gases na saída	°C	199,33	194,90	218,29
Temperatura medida na câmara	°C	502,31	467,61	450,65
Temperatura teórica da chama	°C	1133,98	1014,80	1031,59
Variação da temperatura do ar (ar aquecido x ambiente)	°C	24,91	22,96	24,54
C _{min} *	---	2,586	2,875	3,089

* menor valor entre $(\dot{m}_{ff} c_{pf})$ e $(\dot{m}_q c_{pq})$.

4.8. Desempenho da fornalha utilizando apenas serragem no aquecimento indireto do ar

A análise da fornalha constituiu-se na verificação de seu desempenho por meio das medições de temperatura e da qualidade dos gases, obtendo-se os rendimentos térmicos do sistema, as perdas localizadas e a efetividade do trocador de calor, no aquecimento indireto do ar, utilizando apenas serragem como combustível.

Neste tratamento não houve pré-aquecimento da fornalha durante 1 hora, para verificar seu comportamento. Entretanto, o fogo na fornalha foi iniciado com lenha (5 kg) e, após o acendimento, o sistema de alimentação de serragem foi ligado na capacidade máxima do sistema de alimentação. O tempo médio para o acendimento foi de, aproximadamente, 15 minutos. Os testes tiveram duração de 7 horas cada. Diferentemente dos Tratamentos L5Pi e L5Si, a alimentação com lenha foi interrompida e a chama foi mantida apenas com a queima da serragem.

A análise da fornalha, assim como nos tratamentos anteriores, foi realizada para o período considerado permanente; no entanto, como não houve período de pré-aquecimento, considerou-se como regime permanente o período após a quarta

horas de operação. O resumo dos parâmetros medidos na fornalha para este tratamento é apresentado na Tabela 19.

Tabela 19. Parâmetros medidos para o tratamento usando serragem de madeira (Tratamento Si)

Parâmetros	Testes		
	SiT1	SiT2	SiT3
Fluxo médio de serragem (kg min^{-1})	0,197	0,182	0,196
Temperaturas médias ($^{\circ}\text{C}$) *			
Câmara de combustão	500,11	468,63	508,20
Gases de exaustão	224,47	229,59	237,42
Ar aquecido	55,80	53,54	58,44
Parede parte interna	48,24	47,61	49,48
Parede parte externa	36,48	36,01	37,73
Ambiente	27,14	26,63	28,05

* Valores médios para o regime considerado permanente.

Como se pode perceber, os valores dos fluxos de combustível foram semelhantes entre os testes, resultando em temperaturas médias do ar aquecido e das paredes próximas. Desta forma, utilizou-se, para verificação do regime permanente, a média dos valores de temperatura entre os três testes realizados.

Na Figura 43 observa-se a variação média das temperaturas em função do tempo de funcionamento. Pode-se observar, também, que mesmo com o menor tempo de funcionamento, há tendência de estabilidade das temperaturas nas paredes da fornalha.

A temperatura “pi1” (próxima a base da fornalha), diferentemente dos demais tratamentos, ultrapassou a temperatura do ar aquecido, a partir de 3,5 horas; o que pode ser explicado pelo fato de a chama gerada pela queima das partículas maiores de serragem serem formadas na lateral da parede metálica. Este fato também ocorreu no Tratamento L5Pi, porém a palha de café não formou chama constante nesta região, sendo oxidada lentamente até tornar-se cinza e promover acúmulo. No caso da serragem, ocorreu a combustão quase instantaneamente, gerando uma chama que se manteve ao longo do teste, não permitindo o acúmulo de combustível nas laterais da parede metálica. Por isso, a temperatura nessa região ficou acima das temperaturas obtidas nos demais tratamentos. Desta forma, mais calor foi irradiado pela parede metálica, elevando a temperatura da parede de alvenaria na região “pi1”.

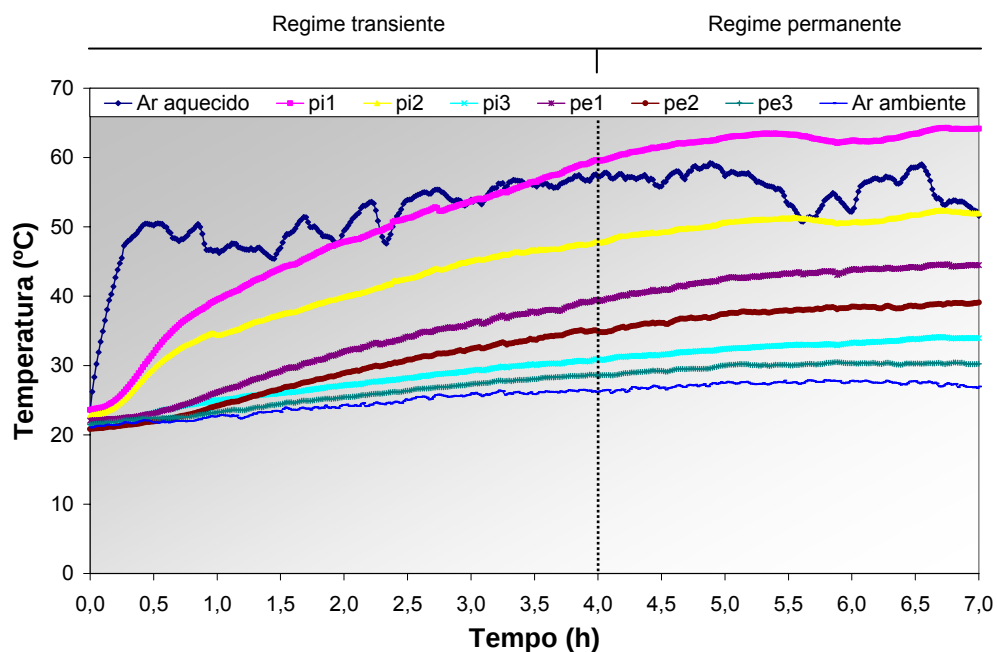


Figura 43. Temperaturas médias medidas do ar aquecido, das paredes da fornalha e do ar ambiente em função do tempo de funcionamento, utilizando serragem como combustível.

O regime permanente foi considerado após a quarta hora de funcionamento em virtude de um maior volume de dados para análise.

O comportamento da variação da temperatura é apresentado na Figura 44 pela curva de aquecimento do ar em função do tempo de funcionamento da fornalha.

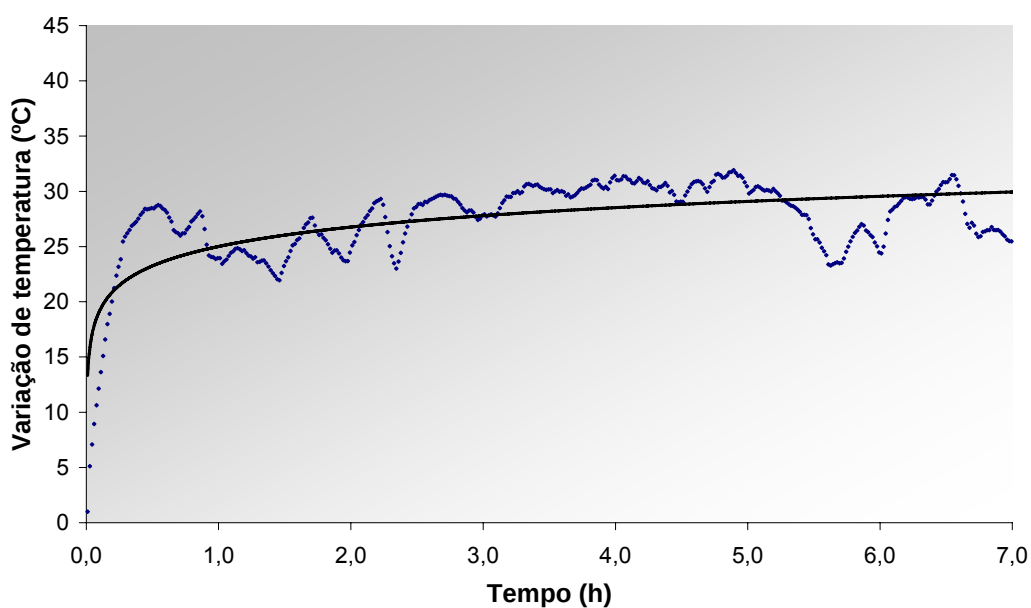


Figura 44. Variação média da temperatura do ar aquecido na saída do ventilador em relação ao ambiente, em função do tempo.

Como era esperado e semelhante aos tratamentos anteriores, o modelo que melhor se ajustou ao comportamento da variação de temperatura entre o ar aquecido e o ambiente, conforme resultado mostrado pelo programa Microsoft Excel, foi o logarítmico. Na Equação 83 é apresentado o modelo que melhor representa o aquecimento do ar em função do tempo de funcionamento da fornalha para o Tratamento Si:

$$\Delta T_{LSi} = 2,536 \ln(t) + 25,007 \quad R^2 = 0,4562 \quad (83)$$

Pelo modelo gerado, o regime permanente é atingido após 3 horas de funcionamento, ou seja, com variação entre as temperaturas do ar aquecido e a do ambiente inferior a 1 °C. Assim, a consideração do regime permanente após 4 horas de funcionamento, totalizando 3 horas de coleta de dados para análise, foi adequada.

Apesar da alimentação constante com serragem, a temperatura do ar apresentou instabilidade. A variação média das temperaturas do ar aquecido em relação a do ambiente foi de $28,65 \pm 2,65$ °C. O desvio-padrão foi o maior dentre os tratamentos utilizando combustível polidisperso, em decorrência da combustão instantânea do combustível, na qual uma eventual variação da vazão de combustível altera significativamente a temperatura do ar aquecido.

O baixo valor de R^2 pode ter sido influenciado pela presença de lenha no início do processo, que junto com a alimentação com serragem, gerou uma elevação instantânea da temperatura do ar aquecido (Figura 44), atingindo variação de temperatura próxima à variação média em curto espaço de tempo (menos de 0,5 horas), diferentemente dos demais tratamentos, que tiveram elevação de temperatura mais gradual, por volta de 2 horas.

4.8.1. Análise do sistema de alimentação

O sistema de alimentação mostrou-se eficaz no que diz respeito à uniformidade do fluxo de serragem, embora, tenha apresentado o mesmo problema referente à criação de um caminho preferencial criado pelo movimento da rosca-sem-fim no interior do depósito (Figura 40). O caminho preferencial no centro do depósito, com o passar do tempo, ficava isento de serragem, prejudicando a

alimentação, sendo necessário, de tempos em tempos, o revolvimento do material no depósito.

Com relação ao transporte pneumático, não foi detectado acúmulo de serragem no interior da tubulação para os fluxos testados.

Assim como no Tratamento L5Si, o sistema de separação e distribuição das partículas de combustível demonstrou-se eficaz e as partículas continuaram sendo lançadas próximas a lateral da câmara de combustão, fato este preferível em relação ao lançamento direto sobre a grelha, como mencionado anteriormente.

Na Figura 45 pode ser visualizado o sistema de separação e distribuição do combustível durante a alimentação com serragem.



Figura 45. Distribuição das partículas de serragem no interior da câmara de combustão.

Este sistema de alimentação (Figura 45) possibilita a distribuição espacial uniforme das partículas no interior da câmara de combustão, o que melhora o contato ar/combustível e, conseqüentemente, a combustão das partículas.

4.8.2. Análise da combustão e dos gases de combustão

Na utilização da serragem como combustível, percebeu-se que a maioria das partículas foi queimada em suspensão. Apenas uma fração da serragem (partículas maiores) foi depositada nas laterais da câmara de combustão e sobre o disco metálico sobre a grelha, onde terminava ou iniciava a queima, fazendo o papel de chama piloto, conforme Figura 46 (a).

A distribuição das partículas no espaço (Figura 45), na presença do calor gerado pela chama piloto, fez com que as partículas menores em suspensão entrassem em combustão, iniciando uma reação em cadeia e fazendo com que outras partículas, ao colidirem ou entrarem em contato com o calor gerado pela queima, também entrassem em combustão (Figura 46 (b)). Esse princípio é característico da combustão de combustíveis gasosos. Partindo desse princípio, o fluxo contínuo de serragem na saída do ciclone, em concentração maior que no Tratamento L5Si, fez com que uma chama contínua fosse gerada, assemelhando-se a de um lança-chamas a gás (Figura 47).



Figura 46. (a) chama piloto e (b) partículas de serragem queimando em suspensão.

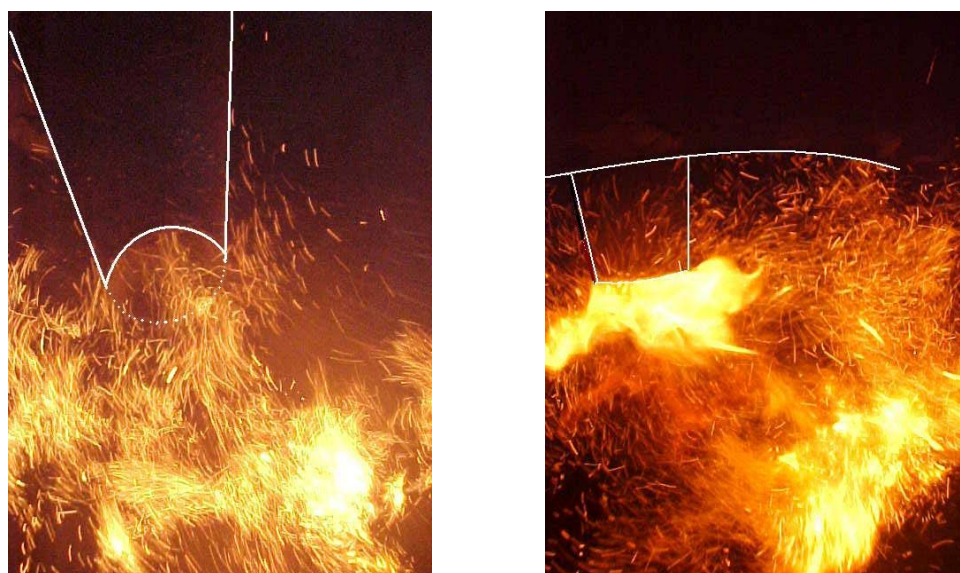


Figura 47. Combustão da serragem, de forma contínua, na saída do ciclone de forma contínua.

Os traços em branco nas Figuras anteriores são indicações para realçar a posição do ciclone em meio à chama. Essa chama foi mantida enquanto o fluxo de serragem foi contínuo. Entretanto, foi verificado durante os testes que, um curto período de interrupção do fluxo de serragem foi suficiente para a extinção tanto da chama na saída do ciclone, quanto da chama na região da grelha.

Foi verificado também que a retomada da alimentação com serragem, agora sem a chama piloto, pode gerar risco ao operador, uma vez que o aumento da concentração de partículas, associado aos gases gerados pela volatilização e pirólise da serragem em virtude do calor residual da fornalha, torna o ambiente altamente inflamável. Assim, ao introduzir neste ambiente uma fonte de calor (fósforo aceso, por exemplo) pela abertura da câmara de combustão, pode ocorrer uma explosão e a chama se prolongar para fora da câmara. Desta forma, cuidados extras devem ser tomados ao verificar o apagamento da fornalha com o uso de apenas serragem como combustível. Este risco pode ser minimizado com a instalação de um sistema de auto-acendimento.

Nesse tratamento não se observou a presença de serragem no cinzeiro, tampouco seu acúmulo nas laterais da câmara de combustão.

O ar estequiométrico calculado para a serragem foi $5,01 \text{ kg kg}^{-1}$ de combustível seco.

Na Tabela 20 encontram-se os parâmetros medidos e calculados referentes à combustão e aos gases de combustão. Nela, percebe-se que os excessos de ar calculados ficaram muito próximos entre si, assim como os medidos. Os excessos de ar medidos foram superiores ao calculados, em razão da presença do ar do transporte pneumático nos gases de exaustão. Os excessos de ar, neste tratamento, foram os menores dentre todos, porém, como os demais, muito acima dos recomendados na literatura que são de 40 a 60%.

As concentrações de monóxido de carbono foram muito baixas em comparação com as dos demais tratamentos, o que mostra que uma boa combustão vai além do excesso de ar utilizado, mas vinculada a outros fatores, como turbulência, contato ar/combustível, bom dimensionamento, umidade do combustível, entre outros.

Neste tratamento não foi verificada presença de fumaça nos gases de exaustão, evidenciando uma combustão completa. Este fato é comprovado pela concentração de CO nos gases de combustão (Tabela 20), que foi a menor entre os tratamentos testados.

Tabela 20. Parâmetros médios medidos e calculados da combustão da serragem e dos gases de combustão gerados

Parâmetros *	Unidades	SiT1	SiT2	SiT3
Vazão mássica de ar estequiométrico para combustão	kg min ⁻¹	0,986	0,913	0,982
Vazão mássica média medida de ar primário	kg min ⁻¹	1,586	1,509	1,658
Vazão mássica média de ar do transportador pneumático	kg min ⁻¹	1,763	1,745	1,661
Excesso de ar calculado	%	64,8	70,5	71,8
Composição média dos gases de combustão				
O ₂	%	**	15,00	13,77
CO	ppm	**	403,50	237,17
CO ₂	%	**	5,37	6,47
Excesso de ar medido	%	**	250,80	188,60
Vazão mássica de gases de combustão para combustível úmido	kg min ⁻¹	1,865	1,745	1,923
Vazão mássica total de gases de exaustão	kg min ⁻¹	3,672	3,519	3,584

* Parâmetros medidos e calculados para o regime considerado permanente.

** Parâmetros não medidos.

Um dos fatores que podem ter influenciado na boa combustão é: a umidade da serragem, a qual, em média, foi de 13,29 % b.u.. Esse valor está dentro da faixa recomendada para queima de combustível em suspensão, que, segundo WERTHER et al. (2000), deve ser inferior a 15% b.u..

Tendo em vista o desempenho da fornalha trabalhando com apenas serragem e as observações de seu comportamento durante os testes realizados, pode-se inferir que o fluxo de serragem, igual a 10 kg h⁻¹, e a umidade da serragem, abaixo dos 15% b.u., são suficientes para operação da fornalha sem chama piloto.

4.8.3. Perdas de calor na fornalha

As perdas de calor pelos gases de exaustão estão apresentadas na Figura 48.

Pode-se perceber pela na Figura 48 que as perdas pelos gases de exaustão foram as maiores dentre as perdas medidas. Apesar do menor excesso de ar, que gera menor vazão mássica de gases, as perdas pelos gases de exaustão ficaram próximas aos valores obtidos nos demais tratamentos, motivadas pela maior temperatura desses gases medidos na saída. O mesmo foi observado nas perdas por arrefecimento, cujos valores ficaram próximos aos obtidos anteriormente. Já as perdas pela combustão química incompleta ficaram bem próximas de zero, comprovando as boas condições nas quais a combustão foi realizada.

A concentração de monóxido de carbono (Tabela 20) pode ter sido originada pela não separação das partículas micrométricas da serragem, ficando estas depositadas nas aletas internas da câmara, que, por sua vez, pode não atingir a temperatura mínima para queima do CO liberado na volatilização das partículas.

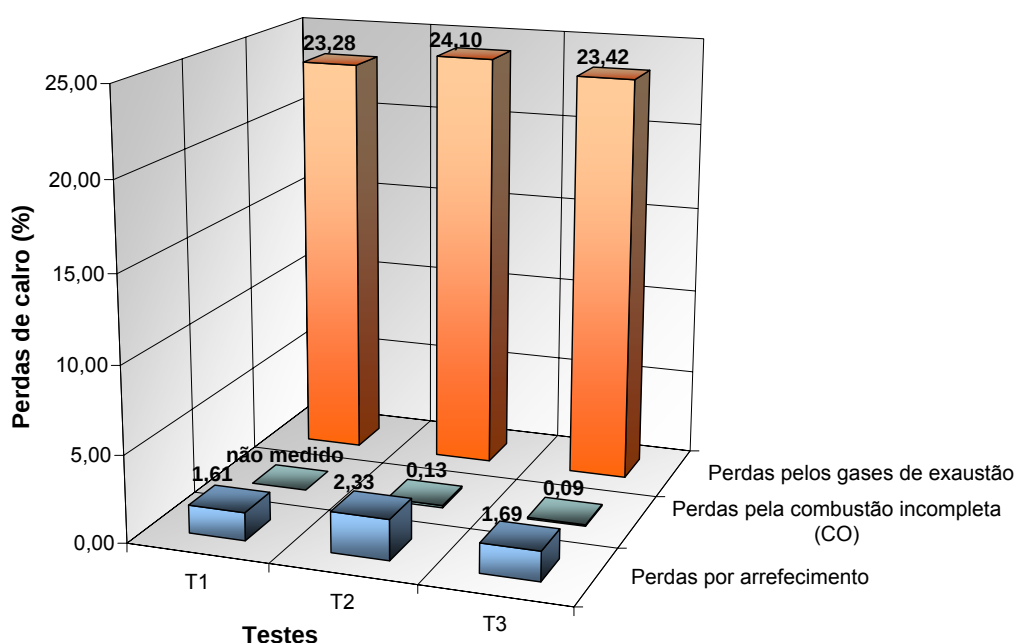


Figura 48. Perdas de calor na fornalha, para o tratamento utilizando apenas serragem como combustível e aquecimento indireto do ar (Si).

4.8.4. Cálculo da eficiência pelo método direto

Considerando o método direto para obtenção da eficiência térmica, obtiveram-se as eficiências para os três testes realizados iguais a $73,95 \pm 9,48\%$, $71,57 \pm 8,63 \%$ e $74,36 \pm 9,35 \%$, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. As

eficiências térmicas encontradas foram superiores às obtidas com o uso da palha de café e serragem, ambas associadas à lenha, e semelhantes às obtidas com o uso de apenas lenha.

Em comparação com o uso de apenas lenha, apesar da qualidade superior da combustão evidenciada pela concentração de CO medida, a vazão de ar do transporte pneumático retira calor do interior da fornalha, perdendo-o para o ambiente, resultando em maiores perdas e, conseqüentemente, redução da eficiência.

O uso de trocadores de calor para aproveitamento da energia dos gases de exaustão, aquecendo o ar primário e o ar do transporte pneumático, pode contribuir para a elevação dos valores de eficiências térmicas da fornalha.

4.8.5. Cálculo da eficiência pelo método indireto

Pelo método indireto as eficiências térmicas da fornalha foram iguais a 75,1 %, 73,45 e 74,79%, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. Nos testes, as eficiências pelo método indireto apresentaram-se superiores às obtidas pelo método direto, conforme já evidenciado nos tratamentos anteriores. Porém, a diferença entre as eficiências, apresentou-se, em média, igual a 1,15%, valor muito menor que os calculados para os tratamentos anteriormente. Tal proximidade, pode ter sido influenciada pela combustão completa da serragem, não apresentando incombustos no cinzeiro; perda essa não medida em nenhum dos tratamentos.

As eficiências obtidas podem ser consideradas satisfatórias, apesar de estarem acima dos valores obtidos na literatura, para fornalha de fogo indireto utilizando lenha e próximas dos valores obtidos por MELO et al. (2005a), que analisaram uma fornalha com configuração semelhante, utilizando palha de café como combustível, e de MELO et al. (2005b), que utilizaram moinha de carvão na mesma fornalha.

4.8.6. Cálculo da efetividade do trocador de calor

Na Tabela 21 são apresentados os parâmetros necessários para o cálculo da efetividade do trocador de calor para o Tratamento Si, nos três testes realizados.

Tabela 21. Parâmetros para o cálculo da efetividade do trocador de calor (Tratamento L5Si)

Parâmetros	Unidades	T1	T2	T3
Vazão mássica de ar aquecido	kg min ⁻¹	76,91	77,44	76,30
Vazão mássica de gases	kg min ⁻¹	1,864	1,775	1,923
Energia útil	kg min ⁻¹	2.211,85	2.091,25	2.326,89
Temperatura média do ar na entrada	°C	27,14	26,63	28,05
Temperatura média do ar aquecido	°C	55,80	53,54	59,44
Temperatura real dos gases na saída	°C	224,47	229,59	237,42
Temperatura medida na câmara	°C	500,11	468,63	508,20
Temperatura teórica da chama	°C	1598,06	1556,86	1545,58
Variação da temperatura ar	°C	28,66	26,91	30,39
C _{min} *	kJ s ⁻¹ °C ⁻¹	1,870	1,781	1,930

* menor valor entre $(\dot{m}_{ff} c_{pf})$ e $(\dot{m}_q c_{pq})$.

Considerando-se a temperatura medida na câmara de combustão, as efetividades do trocador de calor foram 2,36, 2,51 e 2,37, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente, para o Tratamento Si. Estes valores não representam a realidade, uma vez que a efetividade deve estar contida no intervalo de 0 e 1. Porém, se for considerada a temperatura dos gases de combustão igual à temperatura teórica da chama, para as condições em que essa foi realizada, as efetividades do trocador de calor foram 0,74, 0,75 e 0,78, para os Testes 1, 2 e 3, respectivamente. Esses valores estão condizentes com a realidade, podendo ser considerados corretos, pois estão próximos dos valores das eficiências térmicas calculadas, conforme afirmado por VALARELLI (1991).

4.9. Análise de custo da fornalha

Com base nos resultados obtidos na análise do desempenho da fornalha realizou-se a análise de custo da fornalha para os tratamentos realizados.

O preço da energia elétrica foi obtido na Companhia Energética de Minas Gerais – CEMIG, de acordo com o preço da energia fornecida ao meio rural para sistema convencional com consumo liberado, sendo este igual a R\$ 0,316107, incluindo ICMS, segundo a resolução n.º 310 de 06/04/2006.

O custo do combustível foi obtido na região de Viçosa - MG. O preço cotado da lenha foi de R\$ 40,00 o metro cúbico e da serragem, R\$ 18,00 o metro cúbico, valor fornecido pelo GRUPO ALEMAR PALLET LTDA. O custo da palha de café, levantado na INCOFEX ARMAZENS GERAIS LTDA, foi de R\$ 50,00 a tonelada.

Na Tabela 22 encontra-se a relação dos materiais e o custo de investimento para construção da fornalha proposta.

Tabela 22. Quantificação e custos dos materiais para montagem da fornalha proposta

Materiais	Unidade	Custo total (R\$)
Construção em chapas de aço		
Câmara de combustão, área de troca térmica, tronco de cone redutor para chaminé, aletas laterais e internas, ciclone e grelha *	---	2.032,00
Depósito de combustível	0,25 m ³	200,00
Chaminé (0,2 m de diâmetro)	2 m	74,80
Subtotal		2306,80
Sistema de alimentação pneumático		Custo (R\$)
Ventilador 11 m ³ min ⁻¹ com motor de 1 cv	1 und.	688,00
Sistema de alimentação (motor e rosca transportadora)	1 und.	250,00
“Dimmer “	1 und.	100,00
Tubulação do transporte pneumático (100 mm)	3 m	30,00
Curvas de 90° raio longo (100 mm)	2 und.	50,00
Conecção em “T” (100 mm)	1 und.	15,00
Subtotal		1133,00
Alvenaria		Custo (R\$)
Tijolo maciço	750 und.	64,00
Cimento	100 kg	23,80
Areia (m ³)	0,3 m ³	13,00
Montagem da fornalha	3 diárias	75,00
Subtotal		175,80
Total		3615,60

* Preço cobrado pela empresa contratada (07/2005).

O valor cobrado pela empresa contratada para construção das partes metálicas da fornalha, pode ser reduzido quando elas foram produzidas em larga

escala. O motor utilizado para o transporte pneumático foi superdimensionado, elevando o custo de instalação do sistema.

O sistema pneumático equivale a 1/3 do custo total da fornalha. Entretanto, o transporte pneumático possibilita o transporte a longas distâncias, tornando-se viável quando comparado a outros equipamentos transportadores, como roscas transportadoras e esteiras.

Por meio dos dados apresentados os custos por tonelada dos combustíveis foram calculados, ou seja, R\$ 89,00 a tonelada de lenha, R\$ 50,00 a tonelada de palha de café e R\$ 68,00 a tonelada da serragem.

Com base nos resultados da análise do desempenho da fornalha desenvolvida, juntamente com os valores dos combustíveis e da energia elétrica, realizou-se a análise de custo do sistema. Na Tabela 23 apresenta-se o resumo dos parâmetros usados nos cálculos dos custos fixos e variáveis da fornalha.

Considerando o investimento inicial da fornalha, na Tabela 24 são encontrados os custos fixos e variáveis. Os custos variáveis anuais dependem do número de horas trabalhadas ao longo do ano. Este fator é bastante incerto, pois depende da atividade exercida com a fornalha. Desta forma, optou-se por determinar o custo variável horário da fornalha para cada tratamento analisado.

Tabela 23. Parâmetros para análise de custos da fornalha

Parâmetros	L5i	L10i	L15i	L5Pi	L5Si	Si
Variação média de temperatura (°C)	11,6 ± 0,78	25,13 ± 1,35	40,85 ± 2,25	17,43 ± 1,08	24,14 ± 1,05	28,65 ± 2,35
Eficiência média pelo método direto (%)	68,93	71,57	74,23	58,60	62,85	73,29
Consumo médio de combustível (kg h ⁻¹)						
Lenha	5	10	15	5,0	5,0	---
Palha de café	---	---	---	4,61	---	---
Serragem	---	---	---	---	7,08	11,50
Consumo médio de energia elétrica (kW h ⁻¹)	1691,12	1616,30	1535,41	3595,21	3446,87	3530,42
Energia útil ou potência média (kJ s ⁻¹)	16,05	33,23	51,30	23,85	32,06	36,83
Equivalente em lenha (kg h ⁻¹)*	5	10	15	7,12	9,41	10,95

* A equivalente em lenha foi obtida por meio do modelo gerado, apresentado na Equação 81, em função da variação de temperatura obtida com o uso de combustíveis polidispersos em substituição a lenha.

Tabela 24. Custos fixos e variáveis da fornalha para os tratamentos analisados

Custos	Tratamentos					
Custos fixos (R\$ ano ⁻¹)	L5i	L10i	L15i	L5Pi	L5Si	Si
Depreciação	361,56	361,56	361,56	361,56	361,56	361,56
Manutenção	144,62	144,62	144,62	144,62	144,62	144,62
Oportunidade	361,56	361,56	361,56	361,56	361,56	361,56
Custo fixo total	867,74	867,74	867,74	867,74	867,74	867,74
Custos variáveis (R\$ h ⁻¹)						
Combustível	0,445	0,890	1,335	0,676	0,926	0,782
Energia elétrica	0,150	0,144	0,136	0,319	0,306	0,316
Mão-de-obra	3,571	3,571	3,571	3,571	3,571	3,571
Custo variável total	4,165	4,604	5,041	4,565	4,803	4,666

Os custos fixos foram considerados iguais para todos os tratamentos, pois levou-se em consideração os investimentos iniciais na fornalha.

Como se observa, dentre os custos variáveis a mão-de-obra é o mais significativo na operação da fornalha. O custo com a mão-de-obra, para o Tratamento Si, foi considerado igual ao valor integral. Porém, sabe-se que a instalação de um sistema de automação para controle do fluxo de serragem pode reduzir a necessidade de mão-de-obra e, conseqüentemente, os custos variáveis de operação, tornando-se necessário apenas o trabalho de reabastecimento do depósito de combustível.

O custo de produção de energia térmica pela fornalha é dado em função do tempo de funcionamento ao longo do ano, uma vez que os custos fixos independem do uso da fornalha. Na Figura 49 encontram-se os custos de produção de energia térmica em função do tempo de funcionamento anual da fornalha.

Pode-se observar que quanto maior a potência gerada pela fornalha, menor o custo de produção de energia térmica. Isso é esperado, já que os custos fixos e de mão-de-obra são independentes da produção energética da fornalha. Como exemplo, pode-se citar o custo de produção energética para o Tratamento L5i, que foi o maior dentre os analisados.

Observa-se também que quanto maior o tempo de funcionamento da fornalha, menor o custo de produção energética, porque o custo de produção, no qual estão embutidos os custos fixos anuais e os variáveis, é ser proporcional ao tempo de funcionamento.

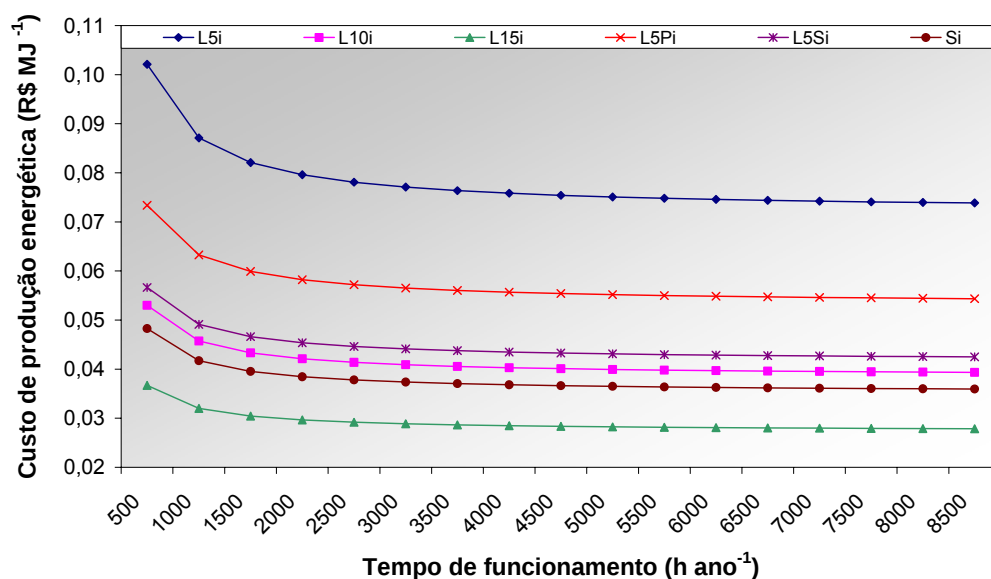


Figura 49. Custo de geração de energia térmica para os tratamentos analisados.

O Tratamento L5Si obteve o segundo maior custo, apesar de a palha de café possuir o menor custo unitário ($\text{R\$ kg}^{-1}$ de palha de café), em virtude, principalmente, da baixa eficiência energética, comparada com os demais tratamentos.

O Tratamento L15i proporcionou menor custo de produção energética em virtude da maior potência energética, maior eficiência térmica e do menor consumo de energia elétrica.

O custo de produção energética, utilizando apenas serragem como combustível, apresentou-se baixo em relação à maioria dos Tratamentos, situando-se posterior, apenas, do Tratamento L15i, este fato se deve, principalmente, a alta eficiência térmica proporcionada com o uso da serragem. O custo pode ser ainda menor se considerar-se a possibilidade de instalação de sistemas de autocontrole da temperatura, reduzindo, assim, a necessidade de mão-de-obra, que representa a maior fatia dos custos variáveis.

4.9.1. Simulação dos custos de produção energética

Os custos de operação da fornalha foram obtidos em função do tempo de funcionamento, que pode ser variável ao longo do ano em virtude de diversos fatores como: atividade exercida, condições climáticas, produtividade da lavoura, entre outros. Outro fator importante para a obtenção do custo de produção

energética refere-se ao custo de aquisição do combustível, que, no caso da biomassa (lenha e resíduos), pode variar entre regiões do país e épocas do ano. Desta forma, por meio de simulação, determinaram-se os custos de produção de energia térmica da fornalha variando o tempo de funcionamento e o custo de aquisição dos combustíveis utilizados na fornalha.

Nas Figuras 50, 51, 52, 53, 54 e 55 encontram-se as variações dos custos de produção de energia térmica em função da variação do tempo de funcionamento e do custo de aquisição dos combustíveis testados.

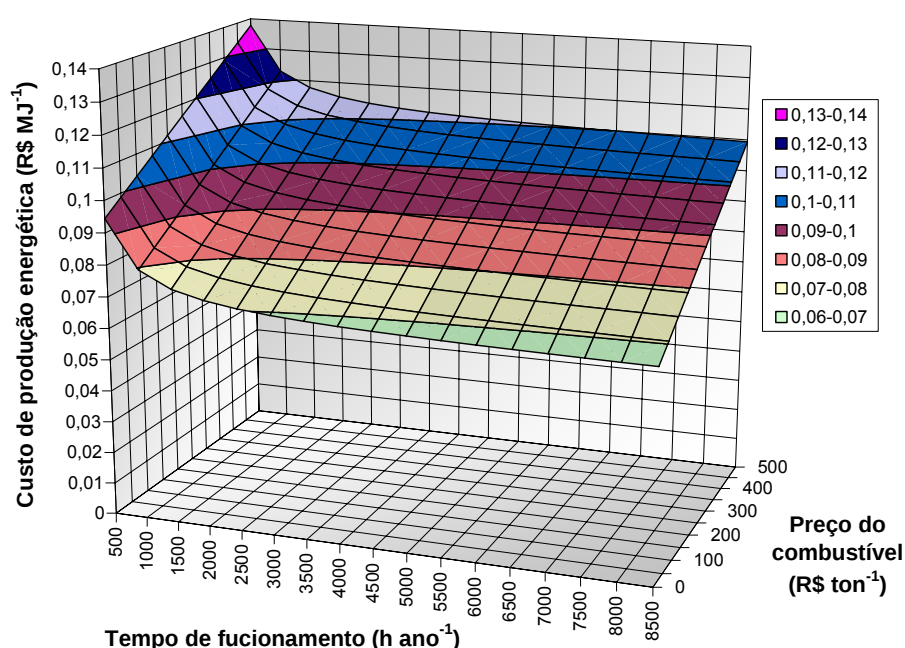


Figura 50. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 5 kg h⁻¹, no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5i).

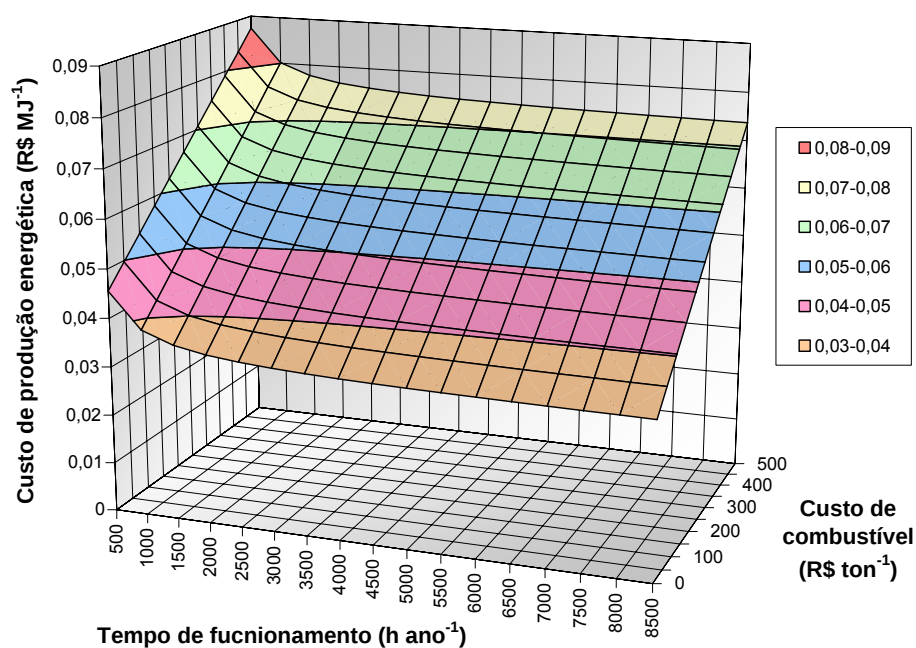


Figura 51. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 10 kg h⁻¹, no aquecimento indireto do ar (Tratamento L10i).

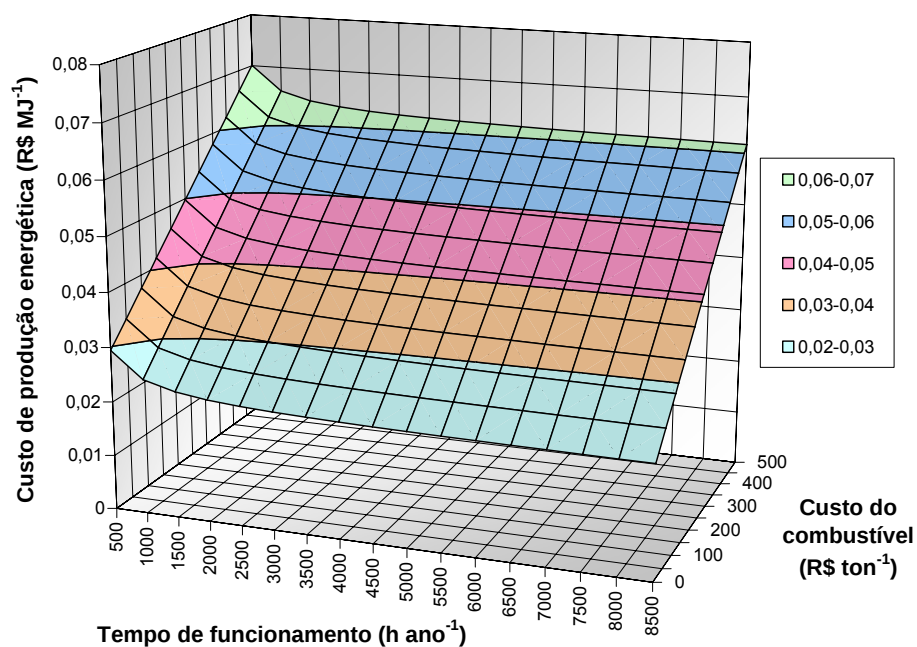


Figura 52. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha como combustível com fluxo de 15 kg h⁻¹, no aquecimento indireto do ar (Tratamento L15i).

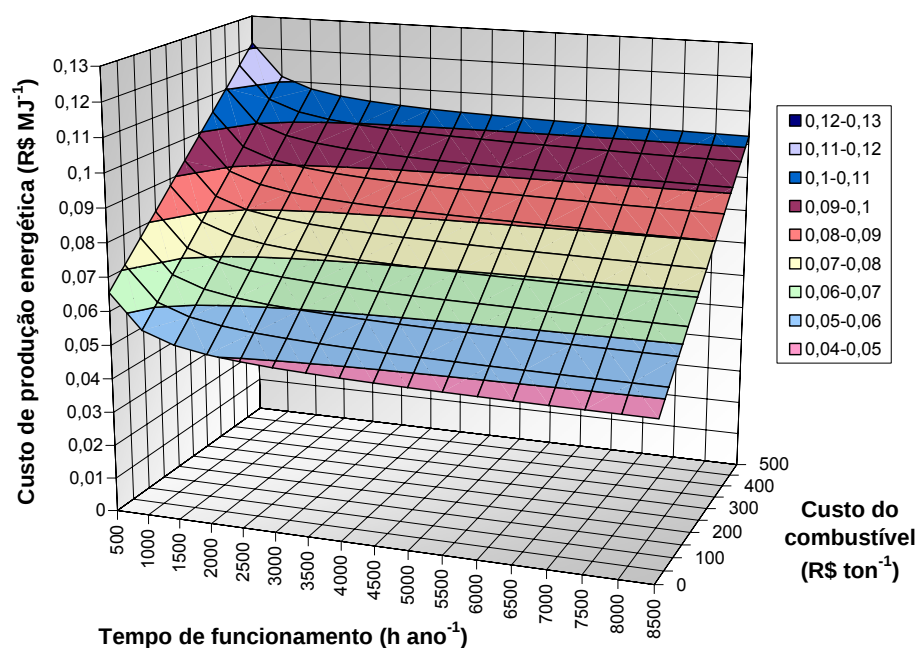


Figura 53. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha associada a palha de café como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Pi).

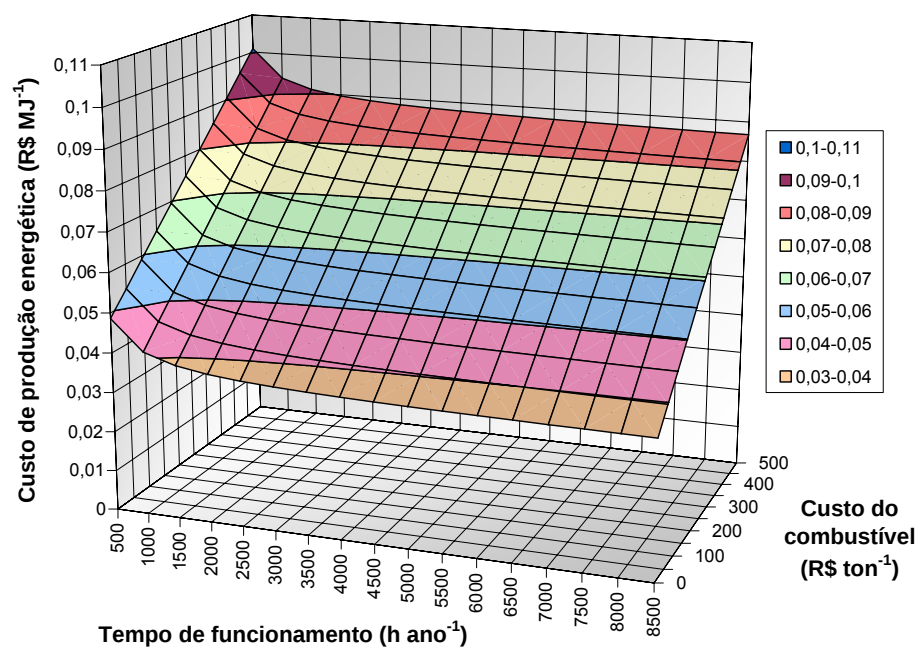


Figura 54. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de lenha associada a serragem de madeira como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento L5Si).

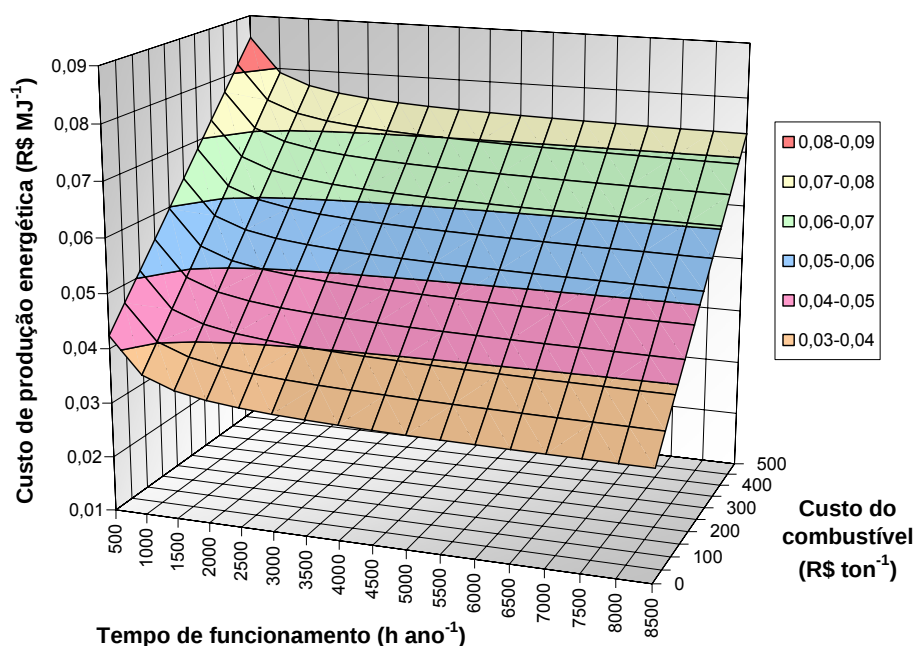


Figura 55. Custo de produção energética em função do tempo de funcionamento e do custo do combustível para o uso de serragem como combustível no aquecimento indireto do ar (Tratamento Si).

Pelas Figuras 50, 51, 52, 53, 54 e 55, podem-se estimar os custos de produção de energia térmica na fornalha, para um tempo de funcionamento variando entre 500 e 8.500 horas ano⁻¹ e um custo de aquisição de combustíveis variando até R\$ 0,50 por quilograma, para cada opção de operação da fornalha testada, a qual possibilita uma análise previa dos gastos com a fornalha para atender a uma determinada demanda energética.

Para os Tratamentos L5Pi e L5Si, Figuras 53 e 54, respectivamente, o custo do combustível refere-se ao custo médio entre os dois combustíveis associados (lenha com palha de café e lenha com serragem de madeira), uma vez que as razões de admissão de combustível (kg kg⁻¹) para palha/lenha e serragem/lenha foram, aproximadamente, iguais a 1.

4.9.2. Análise da viabilidade de substituição da lenha por resíduos agrícolas

Levando-se em consideração as eficiências térmicas obtidas pelos tratamentos realizados e os custos fixos e variáveis determinados, realizou-se uma análise da viabilidade de substituição da lenha por palha de café e serragem, levantando os custos mínimos de aquisição da lenha e os custos máximos de aquisição dos resíduos em função do custo de aquisição da lenha no mercado.

Os custos mínimos da lenha para que a substituição fosse viável, resultaram nos seguintes valores: R\$ 27,00 por tonelada de lenha, para a substituição parcial por palha de café, com razão palha/lenha próxima de 1; R\$ 12,00 por tonelada de lenha, para a substituição parcial por serragem de madeira, com razão serragem/lenha próxima de 1; e R\$ 5,00 por tonelada de lenha para a substituição total por serragem.

Vale salientar que a substituição total por serragem considera o melhor processo de combustão, obtido em função do maior fluxo de serragem, válido para um fluxo de serragem igual ou superior a 10 kg h^{-1} . Valores inferiores a este se recomendados para a associação com lenha. Logo, valores inferiores aos apresentados, para o custo mínimo de aquisição da lenha, inviabilizam a utilização de resíduos em sua substituição, em cada uma das condições de trabalho testadas, mesmo que eles sejam adquiridos com isenção isento de custo, em virtude a maior demanda de energia elétrica quando se utilizam combustíveis polidispersos.

Da mesma forma, sabendo-se das oscilações dos preços dos combustíveis usados nos testes, determinaram-se seus custos máximos de aquisição em função do custo de aquisição da lenha (Figura 56). Vale lembrar que, nos “Tratamentos L5Pi” e “L5Si”, parte do combustível queimado é lenha, assim, para o custo da substituição parcial, considerou-se apenas a massa de lenha equivalente à massa de palha de café e serragem consumidos nos testes, ou seja, para o “Tratamento L5Pi”, a massa de palha de café queimada equivale a 2,12 quilogramas de lenha, enquanto, no “Tratamento L5Si”, a serragem queimada equivale a 4,41 quilogramas de lenha, conforme Tabela 23.

Na Figura 56 observam-se os custos máximos de aquisição de palha de café e serragem de madeira em função do custo de aquisição da lenha, para os tratamentos realizados.

O valor, em porcentagem, da substituição da lenha por palha de café e serragem, foi obtido em função da equivalência destes combustíveis em relação ao uso de apenas lenha, ou seja, o consumo médio de palha de café, apresentado na Tabela 23, de $4,61 \text{ kg h}^{-1}$ equivale a $2,12 \text{ kg h}^{-1}$ de lenha, em razão da diferença nas eficiências térmicas calculadas entre o uso de lenha e lenha associada a palha de café. Como a palha de café foi associada a um fluxo de 5 kg h^{-1} de lenha, essa associação gerou energia térmica equivalente à energia térmica gerada por um fluxo de $7,12 \text{ kg h}^{-1}$ usando apenas lenha como combustível. Desta forma, a palha de café substituiu, aproximadamente, 30% da lenha necessária para obter uma variação de $17,43 \pm 1,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Tabela 23), entre as temperaturas do ar aquecido e a do ar ambiente. O mesmo princípio foi utilizado para determinar a equivalência, em

porcentagem, do fluxo de serragem de madeira utilizada na substituição da lenha, obtendo-se equivalência de 47 %.

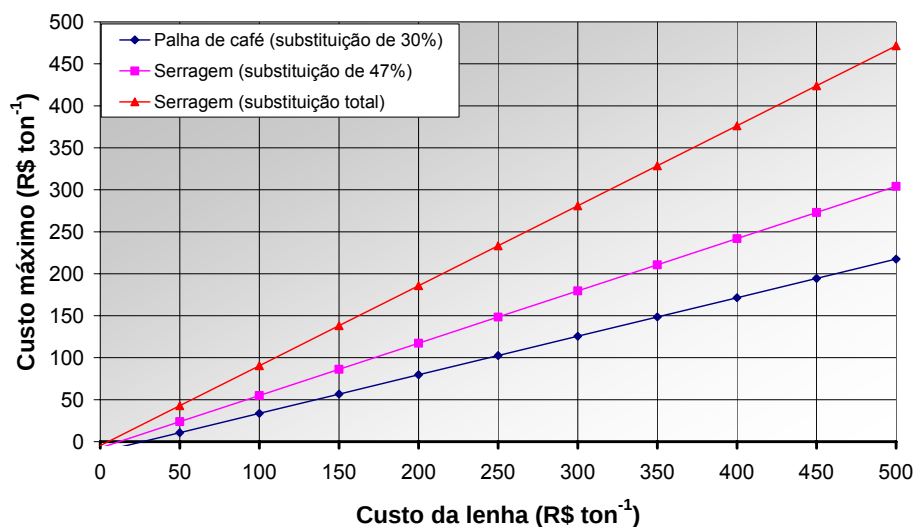


Figura 56. Custo máximo de aquisição de combustível (palha de café e serragem) para substituição da lenha.

Como percebe-se pela Figura 56, para um custo zero de aquisição da lenha, a utilização de palha de café e serragem de madeira como combustível é menos atrativa. Os custos máximos de aquisição da palha de café e da serragem, calculados em função do custo de aquisição da lenha, significam que valores acima destes tornam o uso da palha de café e da serragem inviáveis nos tratamentos testados.

O conhecimento da relação de custos de aquisição apresentada é de grande valia no momento de se decidir qual combustível é economicamente viável para ser utilizado na geração de calor. Ressalta-se, ainda, que a substituição parcial da lenha por serragem, deve ocorrer quando a necessidade energética exigir consumo de serragem menor que 10 kg h⁻¹. Caso contrário, existe possibilidade da substituição integral por serragem, o que resulta em melhores eficiências e menor demanda de mão-de-obra.

5. RESUMO E CONCLUSÕES

Este trabalho foi realizado no Departamento de Engenharia Agrícola, Área de Energia na Agricultura e de Pré-Processamento de Produtos Vegetais, da Universidade Federal de Viçosa – UFV, Viçosa – MG.

Desenvolveu-se uma fornalha com sistema de aquecimento direto e indireto do ar, utilizando como combustível biomassa polidispersa associada ou não a lenha, ou, ainda, apenas lenha como combustível.

Para análise do desempenho da fornalha foram realizados testes variando-se o consumo de lenha (5, 10 e 15 kg h⁻¹), associando ao uso da lenha com palha de café e com serragem, além de testes utilizando apenas serragem.

Foi avaliada a eficiência da fornalha, as perdas de calor, a efetividade do trocador de calor, a qualidade da combustão e dos gases de combustão, além dos custos envolvidos na utilização dos combustíveis.

Pelas análises de desempenho da fornalha chegou-se às seguintes conclusões:

a) Operação da fornalha com apenas lenha como combustível no aquecimento indireto do ar:

- a fornalha apresentou uma baixa inércia térmica, respondendo rapidamente à variação da temperatura ambiente e à vazão de combustível;
- a câmara de combustão e as condições dos testes não proporcionaram condições ideais para queima completa do combustível, apresentando monóxido de carbono nos gases de exaustão;

- o calor específico do ar ambiente pode ser utilizado em substituição ao calor específico dos gases de exaustão, sem inferir em erros significativos;
- as perdas de calor pelos gases de exaustão são as maiores dentre as perdas medidas na fornalha;
- a configuração da fornalha possibilitou bom isolamento térmico, resultando em perdas por arrefecimento de 1,98 a 3,60 %;
- a eficiência térmica da fornalha variou em função da vazão de combustível estudada, sendo mais eficiente com maior vazão de combustível;
- as efetividades do trocador de calor foram maiores com maior vazão de combustível utilizado;
- a temperatura teórica da chama pode ser usada nos cálculos da efetividade do trocador de calor, resultando em valores compatíveis com a eficiência térmica da fornalha; e
- a Tabela Operacional, criada para a fornalha desenvolvida, constitui-se em uma ferramenta útil para o operador no controle da operação e na redução do consumo de lenha.

b) Operação da fornalha utilizando apenas lenha como combustível no aquecimento direto do ar

- a temperatura do ar aquecido apresentou maior desvio-padrão que no sistema indireto, mostrando sensibilidade com a alimentação de lenha;
- o ar aquecido apresentou baixa concentração de monóxido de carbono, podendo ser usado para aquecimento de ambientes; e
- a fornalha, em função das baixas perdas de calor decorrente de sua configuração, que não permite a perda da energia radiada pela chama, apresentou alta eficiência térmica.

c) Operação da fornalha utilizando lenha associada a palha de café como combustível no aquecimento indireto do ar

- a temperatura do ar aquecido apresentou-se menos instável que nos tratamentos com apenas lenha;
- o sistema de alimentação foi ineficiente ao prover palha de café a fornalha, necessitando de redimensionamento;
- não se obteve a queima completa da palha de café em suspensão, na região da grelha;
- não houve uma boa combustão da palha de café, evidenciada pela alta concentração de monóxido de carbono nos gases de exaustão;

- as eficiências térmicas da fornalha foram inferiores com o uso de apenas lenha como combustível, em virtude da combustão incompleta da palha de café, da vazão de ar do transportador pneumático e da presença de combustível não queimado no cinzeiro, que elevaram as perdas de calor na fornalha; e
- a fornalha apresentou bom rendimento térmico quando comparada a outras fornalhas citadas na literatura, apesar dos problemas encontrados quando se usou palha de café como combustível.

d) Operação da fornalha utilizando lenha associada a serragem como combustível no aquecimento indireto do ar

- a temperatura do ar aquecido apresentou menor variação quando comparada à dos demais testes;
- o sistema de alimentação funcionou adequadamente, proporcionando fluxo constante de serragem para a câmara de combustão;
- embora boa parte da serragem tenha entrado em combustão ainda em suspensão, para os fluxos e teores de água da serragem testados, é indispensável sua associação com a lenha;
- a associação da lenha com serragem de madeira possibilita o uso de serragem com teor de água superior ao recomendado na literatura; e
- as perdas de calor medidas, em porcentagem, foram próximas às da associação da lenha com palha de café, apesar de não ter sido verificado incombustos no cinzeiro, resultando em eficiências maiores.

e) Operação da fornalha utilizando apenas serragem como combustível no aquecimento indireto do ar

- a temperatura do ar aquecido apresentou-se com grande variação em relação a média, apesar da alimentação constante com serragem;
- o sistema de distribuição de biomassa polidispersa desenvolvido possibilitou uma boa dispersão das partículas de serragem no interior da câmara de combustão;
- fluxo de serragem acima de 10 kg h^{-1} , com teor de água igual ou inferior a 15% b.u. dispensa o uso de chama piloto com lenha, uma vez que é formada uma chama contínua na saída do sistema de distribuição desenvolvido;
- a concentração de monóxido de carbono nos gases de exaustão foi menor que nos demais tratamentos, evidenciando uma combustão de melhor qualidade;
- as eficiências térmicas foram consideradas excelentes para sistemas de aquecimento indireto do ar; e

- a utilização da serragem como combustível possibilita a instalação do sistema de autocontrole, reduzindo mão-de-obra.

f) Análise de custo

- quanto maior o tempo de funcionamento e maior a potência requisitada pela fornalha, menor são os custos de geração de energia térmica;
- os custos com a mão-de-obra foram os maiores dentre os envolvidos no custo final de geração de calor; e
- os custos de aquisição de lenha, inferiores a R\$ 27,00, R\$ 12,00 e R\$ 5,00 por tonelada, tornam menos atrativo o uso de palha de café associada a lenha, serragem associada a lenha e apenas serragem como combustível, respectivamente.

g) Considerações finais

- independentemente do tipo de combustível, a fornalha desenvolvida gerou ar quente com qualidade suficiente para secagem de produtos agrícolas, assim como para aquecimento de ambiente em instalações para criação animal, trabalhando no sistema de aquecimento direto e indireto do ar;
- a fornalha demonstrou-se flexível tanto para a forma de aquecimento do ar, quanto para o tipo de biomassa utilizada, com desempenho térmico satisfatório; e
- o custo da fornalha foi condizente com os custos de sistemas térmicos encontrados comercialmente, para uma mesma finalidade e potência térmica aproximada, tornando-se uma nova opção de gerador de energia térmica para agricultores e agroindústrias.

Sugestões para trabalhos futuros:

No intuito de melhorar o rendimento térmico da fornalha desenvolvida para geração de calor, as seguintes sugestões são apresentadas:

- reformulação do sistema de alimentação com biomassa polidispersa;
- determinar a potência máxima da fornalha, tanto na utilização de lenha quanto de serragem;
- alterar o formato da grelha para queima de palha de café ou biomassa com características físicas semelhantes;
- verificar a influência do excesso de ar e do teor de água da biomassa polidispersa no desempenho da fornalha;

- melhorar o trocador de calor por meio de técnicas de intensificação de calor;
- criar sistema de reaproveitamento do calor dos gases de exaustão para o pré-aquecimento do ar comburente e do ar do transporte pneumático;
- realizar a modelagem matemática da combustão de biomassa polidispersa na queima em suspensão e do sistema como um todo; e
- automatizar o controle de ar comburente e admissão de combustível polidisperso, para compensação de oscilações da temperatura do ar ambiente, das características físicas e químicas do combustível e para atender às variações de demanda energética.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA BRASIL - Ciência, Tecnologia & Meio Ambiente. Rádiorbras. Disponível em: http://www.radiobras.gov.br/ct/1997/materia_090597_12.htm. Acessado em: 25/06/2005.

AIR LIQUIDE BRASIL. Ficha de informação de segurança de produtos químicos: monóxido de carbono. 2004. 4 p. Disponível em: www.airliquide.com.br Acessado em: 17/01/2007.

ALMEIDA, J.M. Efeito da temperatura sobre o rendimento e propriedades dos produtos da carbonização de *Eucalyptus grandis* W. Hill ex Maiden. Viçosa, MG: UFV, 1983 40p. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal). Universidade Federal de Viçosa, 1983.

ALZATE, S.B.A.; TOMAZELLO FILHO, M.; PIEDADE, S.M.S. Variação longitudinal da densidade básica da madeira de clones de *Eucalyptus grandis* Hill ex Maiden, *E. saligna* Sm. e *E. grandis* x *urophylla*. SCIENTIA FORESTALIS n. 68, 2005. p.87-95

ANDRADE, E.B. Combustíveis e combustão. Viçosa: CENTREINAR, 1982. 68 p.

ANDRADE, E.B.; SASSERON, J.L.; OLIVEIRA FILHO, D. Princípios sobre combustíveis, combustão e fornalhas. Viçosa: CENTREINAR, 1984. 68 p. (Nota de aula)

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Determinação de composição granulométrica dos agregados. Rio de Janeiro, 1982. (NBR 7217).

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Annual Standards: Gross Calorific Value of Solid Fuel by the Adiabatic Bomb Calorimeter. 1972, part 19, (ASTM D2015-66).

BAXTER L. Biomass-coal co-combustion: opportunity for affordable renewable energy. Fuel. Elsevier. Volume 84, Issue 10, 2005, p. 1295-1302

BORNIA, A.C. Análise gerencial de custos. Porto Alegre: Bookman, 2002. 202p.

BRASIL, (2006). Ministério de Minas e Energia: Balanço Energético Nacional. 2006.

BRASIL (2007). Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Companhia Nacional de Abastecimento. Disponível em: <http://www.conab.gov.br/conabweb/download/safra/>. Acessado em: 03/2007.

BUARQUE, C. Avaliação econômica de projetos: uma apresentação didática. 12ª ed. Ed. Campus. Rio de Janeiro – RJ. 1984.

CARDOSO SOBRINHO, J. Simulação e avaliação de sistemas de secagem de café. Viçosa: UFV, 2001. 120p. (Tese - Doutorado em Engenharia Agrícola).

CASSILHA, A.C.; PODLASEKZ, C.L.; CASAGRANDE JUNIOR, E. F.; SILVA, M. C.; MENGATTO, S. N. F. Indústria moveleira e resíduos sólidos: Considerações para o equilíbrio ambiental. Revista EDUCAÇÃO & TECNOLOGIA. Periódico Técnico Científico dos Programas de Pós-Graduação em Tecnologia dos CEFETs-PR/MG/RJ. 2004. 22 p.

CEPEL – Centro de Pesquisa em Energia Elétrica. Manual de Aplicação de Sistemas Descentralizados de Geração de Energia Elétrica para projetos de Eletrificação Rural – Energia Biomassa. Eletrobrás, Rio de Janeiro – RJ, 2000. 41 p.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA. Resolução n.º 003 de 28 de junho de 1990. Publicada no D.O.U, de 22/08/90, Seção I, Págs. 15.937 a 15.939.

CORTEZ, L.A.B.; LORA E.S. Tecnologia de conservação energética da biomassa. Série: sistemas energéticos, v. 2, Manaus: EDUA/EFEI. 1997. 540p.

DEMIRBAS, A. Combustion characteristics of different biomass fuels. Progress in energy and combustion science 30. Elsevier. 2003 p. 219 – 230.

DUTRA, R.I.J.P.; NASCIMENTO, S.M. Resíduo de indústria madeireira. Portal do meio ambiente. Niterói – RJ. Disponível em: http://www.jornaldomeioambiente.com.br/JMA-txt_importante/importante80.asp.

Acessado em: 23/05/2006.

ELEPANÕ A.R.; SATAIRAPAN, K.T.; DAMIAN C.E. Development of a Rice Hull Cyclonic Furnace for Drying Applications. World Renewable Energy Conference, Brighton, UK, July 2000. 4 p.

GATTO, D.A.; SANTINI, E.J.; HASELEIN, C.R.; DURLO, M.A. Características da lenha produzida na região da quarta colônia de imigração italiana do Rio Grande do Sul. Ciência Florestal, Santa Maria, v. 13, n. 2, 2003. p. 7-16.

GOMES, R.A.R. Avaliação do desempenho de uma fornalha a lenha de fluxo descendente e com sistema de aquecimento direto. Viçosa-MG: Universidade Federal de Viçosa. 1988. 56p. (Dissertação de mestrado em Engenharia Agrícola).

HOLMAN, J.P. Transferência de calor. São Paulo – SP. Ed. McGraw-Hill do Brasil, 1983. 639 p.

HÜEBLIN, H.J. Modelo para a aplicação da metodologia Zeri. Sistema de aproveitamento integral da biomassa de árvores de reflorestamento. Curitiba. 2001. 139 p. Dissertação de mestrado. CEFET.PR. Disponível em: <http://www.ppgte.cefetpr.br/dissertacoes/2001/hans.pdf>. Acessado em 15/09/2003.

IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. Produção Agrícola Municipal: culturas temporárias e permanentes. 2004. 129 p.

IBQP- Instituto Brasileiro de Qualidade e Produtividade do Paraná. Análise da competitividade da cadeia produtiva da madeira no estado do Paraná. Curitiba. 2002. 345 f. Relatório Final. IBQP.

INCROPERA F.P.; DeWITT, D.P. Fundamentos de transferência de calor e de massa. 4ª ed. Rio de Janeiro. LTC, 1996. 494p. (Original Inglês)

JENKINS, B.M. Fuel properties for Biomass Materials, International Symposium on Application and Management of Energy in Agriculture: The Role of Biomass Fuels, New Delhi, 1990.

JOSÉ, H.J. Combustão e combustíveis. Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC. 2004. 45 p. Florianópolis – SC. Material didático (Apostila de Química Tecnológica Geral).

KOOPMANS, A.; KOPPEJAN, J. Agricultural and forest residues - generation, utilization and availability. Regional consultation on modern applications of biomass energy, 6-10 January 1997, Kuala Lumpur, Malaysia. 23 p.

KÆR, S.K.; ROSENDAHL, S.; OVERGARD P. Em umerical analysis of co-firing Coal and straw in utility boiler at MIDTKRAFT ENERGY COMPANY, Denmark. k ECCOMAS. Published by John Wiley & Sons, Ltd. 1998. 6 p.

LIMA, L.R. Elementos básicos de engenharia química. São Paulo: McGraw-Hill, 1974. 412p.

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

LOPES, R.P.; OLIVEIRA FILHO, D.; DONZELES, S.M.L.; FERREIRA, W.P.M. Controle de combustão em fornalhas a lenha. AGRENER: Encontro de Energia no Meio Rural. Ano 3. Campinas – SP. 2000. Paginação irregular. Disponível em: http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?pid=MSC0000000022000000200023&script=sci_arttext. Acessado em: 25/09/2006.

LOPES, R.P.; SOBRINHO, J.C.; SILVA, J.S.; SILVA, J.N. Fontes de energia para secagem de café. Viçosa: Associação dos Engenheiros Agrícolas de Minas Gerais/UFV, DEA, 2001. 26p. (Engenharia na Agricultura. Boletim técnico; 3)

LORA, E.S. Tecnologia e Aplicação Racional de Energia Elétrica e de Fontes Renováveis na Agricultura. In: XXVI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, p.97-128, Campina Grande, 1997.

LORA, E.S; HAPP, J.F. Balanço de massa e energia nos processos de combustão. In: CORTEZ, L.A.B.; LORA, E.S. Tecnologia de conversão energética de biomassa. Sistemas energéticos II. Manaus: EDUA/EFEI, 1997a. 540 p.

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. Tecnologia de conversão energética de biomassa. Sistemas energéticos II. Manaus: EDUA/EFEI, 1997b. 540 p.

LORENZO, E. Eletricidad solar - Ingenieria de los sistemas fotovoltaicos. Sevilla, Espanha: PROGENSA, 1994.

LORINI, I.; MIIKE, L.H.; SCUSSEL, V.M. Armazenagem de Grãos. 1. ed. Campinas, SP: Instituto Biogeneziz, 2002. v. 1. 1000 p.

MAGALHÃES, E.A.; SOUZA, S.N.M.; ZANIN, A.; KOLLING, E.M.; SIQUEIRA, J.A.C. Potencial de biomassa na região de Cascavel no oeste do Paraná, In: XXX Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola – CONBEA. Foz do Iguaçu. 2001. 4p.

MARTINELLI, L.C. Transferência de calor. Panambi: UNIJUÍ, 1995. 206 p. (Apostila didática do curso de Engenharia Mecânica).

McKENDRY P. Energy production from biomass: Conversion technologies. Elsevier Science. Bioresource technology. London, n. 83. 2002. p. 47 – 54

MEIRA NETO, J.A.A.; MARTINS, F.R. Composição florística de uma floresta estacional semidecidual montana no município de Viçosa-MG. Revista Árvore, Viçosa-MG, v.26, n.4, 2002. p.437-446

MELO, F.A.O.; SILVA, J.N.; SILVA, J.S.; DONZELES, S.M.L. Avaliação da utilização da palha de café para o aquecimento indireto de ar para secagem de produtos agrícolas. Engenharia na Agricultura, Viçosa, MG, v.13, n.1, Jan./Mar., 2005a. p. 49-54

MELO, F.A.O.; SILVA, J.N.; SILVA, J.S.; DONZELES, S.M.L.; PAULA, A.L.T. Avaliação de uma fornalha para aquecimento direto de ar utilizando moinha de carvão. Engenharia na Agricultura, Viçosa, MG, v.13, n.2, Abr./Jun., 2005b. p. 124-129

MELO, E.C. Rendimento térmico de uma fornalha a lenha de fluxos descendentes. Viçosa-MG: Universidade Federal de Viçosa. 1987. 45p. (Dissertação de mestrado em Engenharia Agrícola).

MELO, F.A.O. Projeto, construção e avaliação de uma fornalha para aquecimento de ar utilizando combustíveis particulados finos. Viçosa-MG: Universidade Federal de Viçosa. 2003. 91p. (Dissertação de mestrado em Engenharia Agrícola).

NATIONAL ASSOCIATION OF FAN MANUFACTURERS - NAFM. Standards, definitions, terms and tests codes for centrifugal, axial and propeller fans. Detroit: NAFM, 1952. 34p. (Boletim n.º 110).

OCTAVIANI, J.C.; BIAGI, J.D. Avaliação de qualidade e custos de secagem de café cereja descascado desmucilado, em secador horizontal rotativo, com utilização de lenha de eucalipto e gás liquefeito de petróleo. Revista Ecossistema, vol. 29, n.º1. 2004. 6p.

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

OLIVEIRA FILHO, D. Aquecimento de ar. Viçosa: CENTREINAR, 1987. 16 p.

PASTORE, J. A tributação do trabalho no Brasil. 2006. Paginação irregular. Disponível em: <http://www.josepastore.com.br/artigos/relacoestrabalhistas/084.htm>. Acessado em: 27/12/2006.

PEDERSEN, L. S.; NIELSEN, H. P.; KIIL, W., HANSEN, L. A.; DAM-JOHANSEN, K.; KILDSIG, F.; CHRISTENSEN, J.; JESPERSEN, P. Full-scale co-firing of straw and coal. Fuel vol. 75, n. 13, 1996. p.1584-1590

PINHEIRO, P.C.C.; VALLE, R.M. Controle de combustão: otimização do excesso de ar. In: II CONGRESSO DE EQUIPAMENTOS E AUTOMAÇÃO DA INDÚSTRIA QUÍMICA E PETROQUÍMICA. Rio de Janeiro. 1995. Anais...Automação São Paulo: ABIQUIM, Associação Brás. da Ind. Química e de Produtos Derivados, 1995, p. 157-162.

REINATO, C.H.R.; BORÉM, F.M.; VILELA, E. F.; CARVALHO, F.M.; MEIRELES E.P. Consumo de energia e custo de secagem de café cereja em propriedades agrícolas do sul de Minas Gerais. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.6, n.1, 2002. Campina Grande, PB, 2002. p.112-116

REIS, A.J.; GUIMARÃES, J.M.P. Custo de produção na agricultura. Informe Agropecuário, n. 143, v. 12, p. 15-22, 1986.

REZENDE, R.C. Modelo computacional aplicado a dimensionamento, simulação e análise econômica de unidades pré-processadoras de grãos. Viçosa, MG: UFV, 1997. 103 p. Dissertação (mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.

ROSILLO-CALLE F. Brazil: A Biomass Society, in Biomass: Regenerable Energy, Eds. D O Hal, RO Overend, John Wiley & Sons, (1987) p. 329-348.

ROSILLO-CALLE, F. The role of biomass energy in rural development. - AGRENER 2000. Unicamp. Campinas – SP. Outubro. 2000. CD Rom.

SAGLIETTI, J.R.C. Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados. Botucatu-SP: Universidade Estadual Paulista. 1991. 102p (tese de doutorado em Ciências Agrônômicas).

SANCHEZ, C.G.; BIZZO, W.A. Tecnologia da Combustão. FEM, Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp. Cap. 3. Campinas – SP. 2002. 46 p. (Apostila didática). Disponível em: <http://ftp.fem.unicamp.br>. Acessado em: 20/02/2005

SILVA, I.D.; SILVA, J.N. Projeto, construção e teste de uma fornalha a carvão vegetal para secagem de café despulpado/descascado. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, v.2, n.3, Campina Grande, PB, DEAg/UFPB. 1998. p. 301-307

SILVA, J.N.; SOBRINHO, J.C.; SILVA, I.D. Wood charcoal as fuel in a furnace for drying agricultural products and space heating. Agribuilding. Campinas – SP. 2001. p. 360 - 365

SILVA, L. C. Fornalhas em secadores em cascata. Revista Grãos Brasil: da semente ao consumo. Ano III, n. 16, 2004 p. 30 – 34

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

SILVA, J.S.; PRECCI, R.L.; MACHADO, M.C. Fornalhas a carvão para secagem de produtos agrícolas. Engenharia na Agricultura, Boletim técnico n.º 2. Viçosa – MG, 2000a. 24 p.

SIMO, A.; SIWE S.S. Availability and conversion to energy potentials of wood-based industry residues in Cameroon. Renewable Energy. London. v. 19. 2000. p. 213-218.

SPLIETHOFF, H.; HEIN, K. R.G. Effect of co-combustion of biomass on emissions in pulverized fuel furnaces. Fuel Processing Technology 54. Ed. Elsevier.1998. p. 189 – 205.

STAISS, C.; PEREIRA, H. Biomassa: energia renovável na agricultura e no setor florestal. Instituto Superior de Agronomia. Centro de Estudos Florestais. Revista AGROS. Cabo-Rega, Portugal, n. 1, 2001. p.21-29.

STREHLER A.; STUETZLE W. Biomass residues. In: Hall D.O. Biomass, New York, NY: Wiley, 1987. p. 75–97.

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

TEIXEIRA, M.C.B.; BRANDÃO, S.C.C. Trocadores de calor na indústria de alimentos. Viçosa: Universidade Federal de Viçosa. 2002. 65P. (Caderno didático).

VALARELLI, I.D. Desenvolvimento de uma fornalha à resíduos, de fogo indireto para secadores de produtos agrícolas. Botucatu-SP: Universidade Estadual Paulista. 1991. 123p. (Tese de doutorado em Ciências Agrônômicas).

VAN WYLEN, G.J.V.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica. Ed. Edgard Blucher Ltda. 5ª ed. São Paulo – SP. 1998. 537 p.

VAN WYLEN, G.J.V.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica. Ed. Edgard Blucher Ltda. 6ª ed. São Paulo – SP. 2003. 592 p.

VLASSOV, D. Combustíveis, combustão e câmara de combustão. Editora da UFPR, Curitiba. 2001, 185 p.

VOIVONTAS, D.; ASSIMACOPOULOS, D.; KOUKIOS, E. G. Assessment of biomass potential of power production: a GIS based method. Elsevier Science B.V. Biomass and bioenergy. London. v. 20 . 2001. p.101-112.

WAGENAAR, B.M.; VAN DEL HEUVEL E.J.M.T. Co-combustion of *miscanthus* in a pulverized coal combustor: experiments in a droptube furnace. Biomass and Bioenergy. vol. 12, n. 3, 1997. p. 185-197

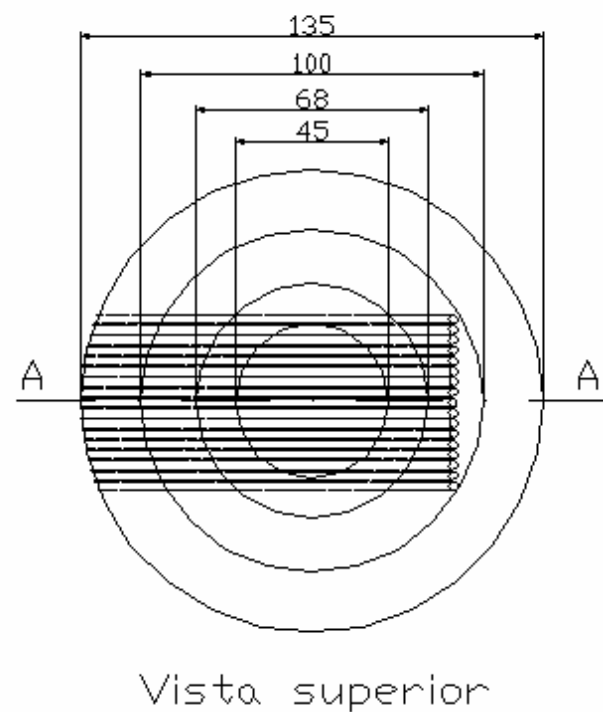
WERTHER J.; SAENGER, M.; HARTGE, E. U.; OGADA, T.; SIAGI, Z. Combustion of agricultural residues. Progress in Energy and Combustion Science 26. PERGAMON. 2000. p.1-27.

WOILER, S.; MATHIAS, F. Projetos: planejamento, elaboração e análise. Ed. Atlas S. A. São Paulo – SP. 294 p. 1994.

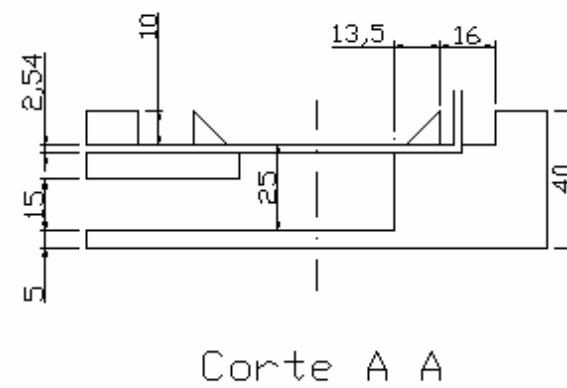
YAMAJI, F.M.; BOUNDUELLE, A. Utilização da serragem na produção de compostos plástico-madeira. REVISTA FLORESTA vol. 34 n.1, Curitiba-Pr, 2004. p. 59-66

APÊNDICE

APÊNDICE “A”



(a)



(b)

Figura 57. Vistas da base da fornalha e suas dimensões: (a) Vista superior; e (b) Corte A A.

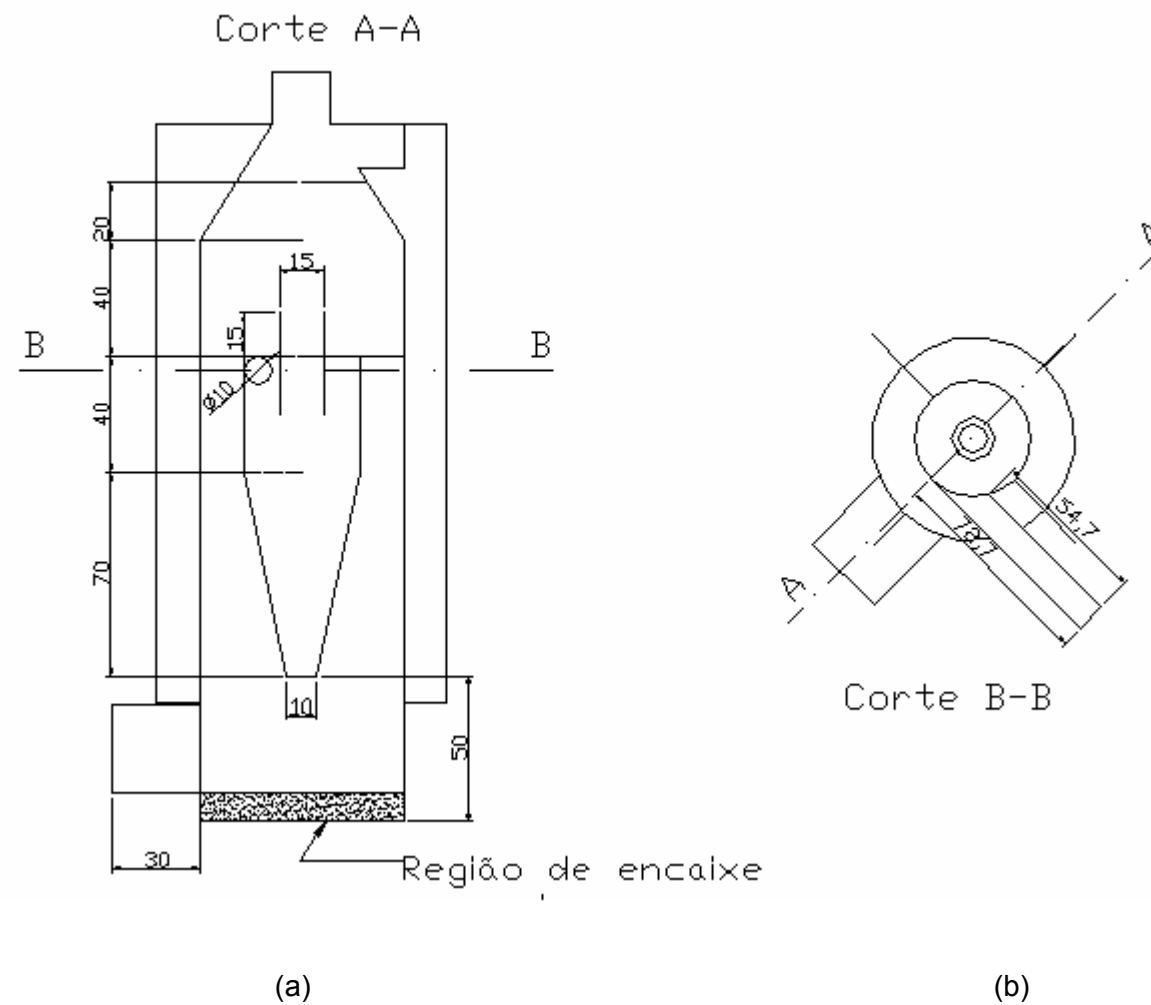
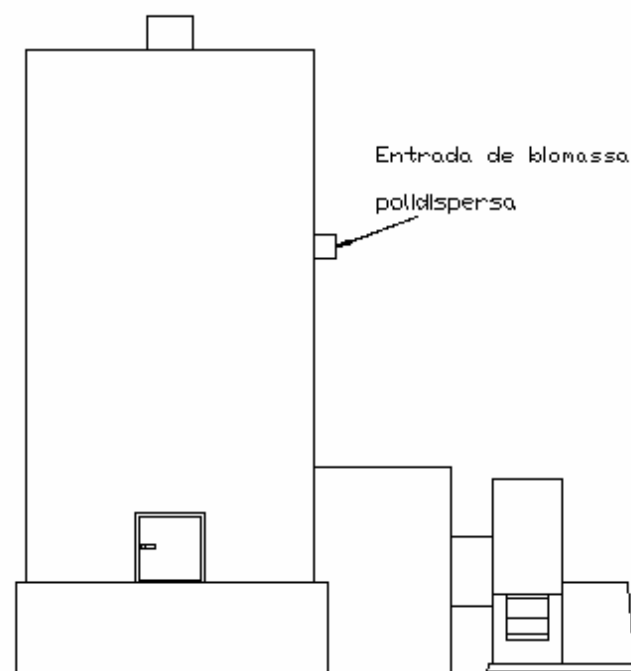
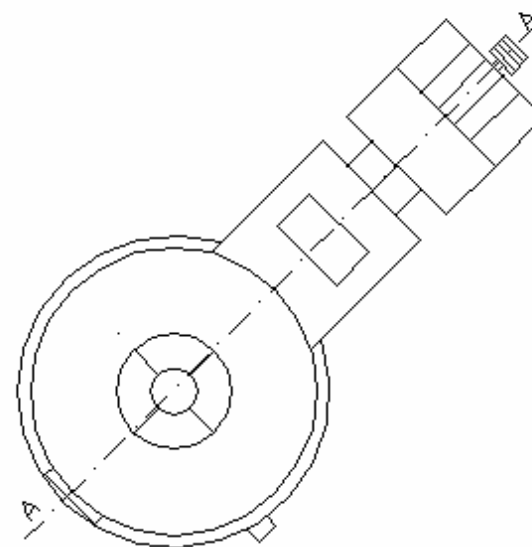


Figura 59. Vistas dos cortes da câmara de combustão e suas dimensões: (a) Vista do corte A A; e (b) Vista do corte B B.

Vistas lateral



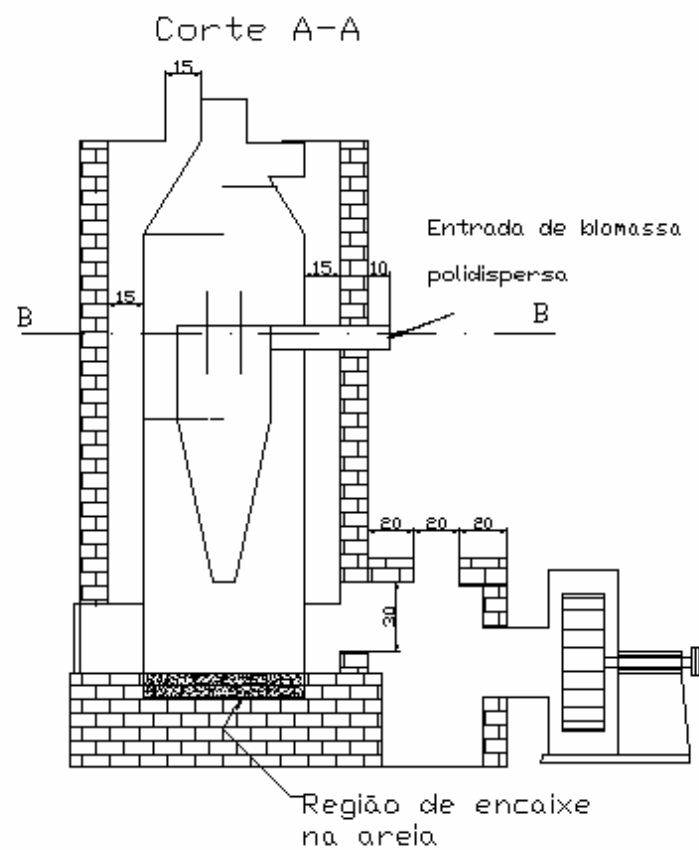
(a)



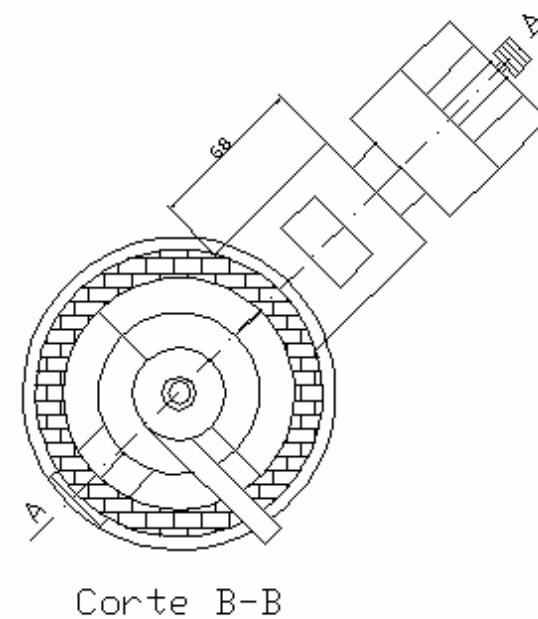
Vistas superior

(b)

Figura 60. Vistas da fornalha: (a) Vista lateral; e (b) Vista superior.



(a)



(b)

Figura 61. Vistas dos cortes da fornalha e suas dimensões: (a) Vista do corte A A; e (b) Vista do corte B B.

APÊNDICE “B”

Tabela 1B. Representação dos dados coletados das temperaturas e volume específico calculado (VE) do ar ambiente (L10dT3)

Tempo (h)	Temperaturas (°C)									Ambiente	VE (m³/kg)
	Câmara	Chaminé	Ventilador	Parede Interna			Parede externa				
				pi1	pi2	pi3	pe1	pe2	pe3		
0,00	20,65	17,82	13,08	19,69	16,74	15,00	16,07	13,67	14,91	12,45	0,85
0,02	20,60	17,79	13,09	19,66	16,71	14,99	16,10	13,69	14,93	12,56	0,85
0,03	20,56	17,75	13,10	19,61	16,70	14,95	16,10	13,70	15,01	12,76	0,85
0,05	20,50	17,70	13,11	19,59	16,67	14,91	16,13	13,70	15,07	12,53	0,85
0,07	20,50	17,70	13,13	19,59	16,66	14,90	16,16	13,71	15,14	12,53	0,85
0,08	20,54	17,72	13,18	19,59	16,64	14,90	16,19	13,75	15,20	12,50	0,85
0,10	20,56	17,81	13,20	19,57	16,61	14,90	16,15	13,76	15,20	12,68	0,85
0,12	20,90	21,50	13,20	19,50	16,60	14,88	16,15	13,78	15,24	12,67	0,85
0,13	26,15	33,25	13,23	19,50	16,59	14,86	16,20	13,80	15,29	12,80	0,85
0,15	37,30	52,86	13,28	19,49	16,58	14,83	16,20	13,80	15,30	12,96	0,85
0,17	54,77	69,23	13,47	19,49	16,55	14,84	16,21	13,82	15,36	13,21	0,85
0,18	70,55	84,77	16,96	19,45	16,54	14,81	16,22	13,82	15,38	13,09	0,86
0,20	86,62	96,45	17,36	19,44	16,53	14,87	16,22	13,85	15,35	12,92	0,86
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
7,85	596,75	233,97	53,97	48,39	46,00	29,40	34,51	31,84	27,00	24,89	0,97
7,87	575,17	231,94	54,18	48,47	46,16	29,40	34,58	31,90	27,00	24,69	0,97
7,88	572,27	230,60	53,78	48,49	46,27	29,37	34,51	31,87	27,01	24,38	0,97
7,90	658,53	234,73	53,52	48,41	46,29	29,24	34,40	31,66	26,96	24,94	0,97
7,92	679,69	238,50	54,07	48,33	46,28	29,14	34,31	31,55	26,86	25,73	0,97
7,93	678,21	239,81	54,56	48,28	46,28	29,11	34,29	31,59	26,86	26,25	0,97
7,95	671,70	239,89	54,76	48,26	46,33	29,25	34,32	31,69	26,66	26,54	0,97
7,97	654,72	239,47	54,61	48,23	46,40	29,38	34,39	31,67	26,39	25,35	0,97
7,98	642,21	238,23	54,48	48,19	46,46	29,40	34,40	31,56	26,20	25,89	0,97
8,00	619,60	236,97	53,94	48,13	46,46	29,36	34,32	31,49	26,13	26,29	0,97
Média geral	482,64	206,00	45,90	37,96	37,50	24,44	27,71	26,29	22,91	21,81	0,95
Média (r.p.)	519,64	209,60	49,89	46,37	44,47	28,97	34,14	32,58	27,04	24,92	0,96
Desvio padrão (r.p.)	60,55	13,93	2,21	0,88	0,83	0,39	0,37	0,42	0,41	1,03	0,01

Tabela 2B. Médias das temperaturas coletadas na fornalha e do volume específico calculado (VE) do ar ambiente

Tratamentos			Temperaturas (°C)									VE (m³ kg ⁻¹)		
			Médias	Câmara	Chaminé	Ventilador	Parede Interna			Parede externa			Ambiente	
							pi1	pi2	pi3	pe1	pe2			pe3
Tratamento L5i	Teste1	Média geral	269,80	149,97	30,87	25,83	25,69	20,76	22,06	22,02	20,83	20,03	0,90	
		Média (r.p.)	274,08	149,00	33,01	29,52	29,53	23,62	25,31	25,51	24,07	20,49	0,91	
		Desvio padrão (r.p.)	31,63	12,62	0,74	0,68	0,83	0,67	0,80	0,83	0,71	1,31	0,00	
	Teste 2	Média geral	245,59	132,85	29,41	23,92	23,62	19,45	20,91	20,73	19,58	20,10	0,90	
		Média (r.p.)	284,14	145,86	32,76	28,27	27,93	22,50	23,27	23,30	21,99	22,69	0,91	
		Desvio padrão (r.p.)	19,10	8,51	1,09	1,12	0,57	0,74	0,60	0,35	0,13	0,36	0,003	
	Teste 3	Média geral	256,32	124,66	28,74	24,64	24,41	20,37	22,11	22,15	21,19	17,65	0,89	
		Media (r.p.)	341,83	141,83	32,43	29,55	28,38	23,57	25,03	25,12	23,63	19,99	0,91	
		Desvio padrão (r.p.)	79,06	20,32	1,24	1,86	1,08	0,80	0,98	0,72	0,28	0,25	0,003	
Tratamento L10i	Teste1	Média geral	432,60	217,70	41,46	33,64	33,98	24,76	24,65	24,78	22,72	21,12	0,93	
		Média (r.p.)	465,15	228,31	44,60	40,51	40,39	28,65	27,85	27,90	24,59	21,87	0,94	
		Desvio padrão (r.p.)	68,47	22,51	3,09	1,10	1,13	0,49	0,43	0,48	0,74	1,39	0,01	
	Teste 2	Média geral	479,22	205,99	43,22	37,60	38,12	25,32	27,75	27,13	23,94	20,06	0,94	
		Média (r.p.)	570,84	226,41	46,19	47,24	45,62	27,81	32,77	31,14	24,95	18,97	0,95	
		Desvio padrão (r.p.)	100,87	10,86	3,53	1,40	1,77	0,98	0,33	0,56	1,41	1,89	0,01	
	Teste 3	Média geral	482,64	206,00	45,90	37,96	37,50	24,44	27,71	26,29	22,91	21,81	0,95	
		Média (r.p.)	519,64	209,60	49,89	46,37	44,47	28,97	34,14	32,58	27,04	24,92	0,96	
		Desvio padrão (r.p.)	60,55	13,93	2,21	0,88	0,83	0,39	0,37	0,42	0,41	1,03	0,01	
Tratamento L15i	Teste1	Média geral	603,28	259,55	54,31	49,44	44,07	24,14	28,32	27,68	22,02	20,69	0,97	
		Média (r.p.)	634,31	274,00	60,00	59,15	52,20	27,15	34,36	33,22	25,58	21,20	0,99	
		Desvio padrão (r.p.)	55,48	15,90	3,72	1,62	2,15	1,74	1,09	0,65	0,31	2,36	0,01	
	Teste 2	Média geral	619,12	264,42	58,12	51,20	48,46	26,80	33,46	30,68	24,02	21,12	0,98	
		Média (r.p.)	645,55	278,35	63,30	64,19	59,60	31,72	41,92	37,98	27,15	22,45	1,00	
		Desvio padrão (r.p.)	95,02	20,02	5,64	1,61	1,53	0,42	0,89	0,51	0,72	1,86	0,02	
	Teste 3	Média geral	627,99	259,72	58,95	51,63	50,65	25,41	32,03	30,39	23,48	23,66	0,98	
		Média (r.p.)	667,42	275,31	67,96	69,15	64,91	32,01	43,21	40,55	28,89	26,95	1,01	
		Desvio padrão (r.p.)	72,102	9,46	3,33	3,47	2,32	0,97	1,62	0,78	0,47	0,79	0,01	

* média geral refere-se ao período desde o início do teste; e ** (r.p.) refere-se a regime permanente

Continuação: **Tabela 2B.**

Tratamentos		Temperaturas (°C)											
		Câmara	Chaminé	Ventilador	(Parede Interna)			(Parede externa)			Ambiente	VE (m³ kg ⁻¹)	
					pi1	pi2	pi3	pe1	pe2	pe3			
Tratamento L5Pi	Teste 1	Média geral	461,79	160,70	36,53	31,43	23,84	24,15	25,87	24,17	22,96	18,58	0,92
		Média (r.p.)	523,32	163,25	38,29	34,62	24,81	26,05	28,54	26,17	24,29	19,54	0,92
		Desvio padrão (r.p.)	71,78	16,38	1,62	1,03	2,30	0,41	1,64	0,60	1,01	1,29	0,005
	Teste 2	Média geral	421,88	139,98	28,39	25,70	21,82	17,54	18,97	16,98	16,36	13,82	0,89
		Média (r.p.)	466,65	141,71	29,16	27,01	22,07	17,73	19,52	17,17	16,35	13,46	0,90
		Desvio padrão (r.p.)	34,10	15,10	1,17	0,54	0,27	0,22	0,36	0,29	0,27	0,27	0,003
	Teste 3	Média geral	505,63	157,73	37,23	32,79	31,27	24,63	26,35	24,85	22,70	21,49	0,92
		Media (r.p.)	583,31	170,67	40,23	37,73	35,12	26,47	29,83	27,48	24,17	22,70	0,93
		Desvio padrão (r.p.)	46,99	21,21	1,95	0,52	1,14	0,56	0,89	0,65	0,43	0,64	0,01
Tratamento L10d	Teste 1	Média geral	396,49	261,59	49,62	36,58	38,17	44,78	28,00	28,18	28,48	22,58	0,96
		Média (r.p.)	469,54	290,24	56,46	45,80	47,35	52,71	33,33	33,78	32,69	24,02	0,98
		Desvio padrão (r.p.)	76,85	19,94	2,80	2,47	2,60	0,62	1,12	1,31	0,64	1,52	0,01
	Teste 2	Média geral	468,46	266,07	53,42	37,40	37,48	44,91	28,56	27,61	28,95	23,79	0,97
		Média (r.p.)	490,14	280,34	58,19	45,81	47,03	53,42	33,58	33,91	33,10	25,31	0,98
		Desvio padrão (r.p.)	112,66	19,21	4,81	0,88	1,42	1,40	0,33	0,42	0,72	1,86	0,01
	Teste 3	Média geral	417,75	255,71	49,14	37,90	39,38	48,16	28,41	29,56	28,64	22,33	0,96
		Média (r.p.)	445,74	282,90	55,37	45,27	47,08	55,89	33,12	34,36	32,55	23,91	0,97
		Desvio padrão (r.p.)	73,16	20,96	2,65	0,82	1,76	1,55	0,33	1,30	0,67	1,59	0,01
Tratejamento L5Si	Teste 1	Média geral	475,25	178,08	40,02	36,25	33,13	25,02	27,04	25,66	22,99	18,48	0,93
		Média (r.p.)	502,31	199,33	44,04	42,95	36,90	26,92	31,52	28,98	25,44	19,13	0,94
		Desvio padrão (r.p.)	51,35	25,42	1,73	0,53	0,58	0,30	0,48	0,38	0,60	0,81	0,01
	Teste 2	Média geral	455,00	206,85	44,34	40,78	34,78	26,56	30,15	27,74	25,65	20,86	0,94
		Média (r.p.)	467,61	194,90	44,99	46,08	37,68	29,02	34,43	31,25	27,68	22,03	0,94
		Desvio padrão (r.p.)	22,77	12,07	1,96	1,15	0,95	0,22	0,52	0,48	0,42	0,70	0,01
	Teste 3	Média geral	431,06	223,42	44,53	40,57	36,50	27,34	29,77	27,55	24,85	20,54	0,94
		Média (r.p.)	450,65	218,29	47,17	45,81	40,94	30,20	34,08	31,65	27,42	22,63	0,95
		Desvio padrão (r.p.)	29,61	16,76	2,00	0,56	0,76	0,64	0,66	0,57	0,69	0,45	0,01

Continuação: **Tabela 2B.**

Tratamentos		Temperaturas (°C)										VE (m³ kg ⁻¹)
		Câmara	Chaminé	Ventilador	(Parede Interna)			(Parede externa)			Ambiente	
					pi1	pi2	pi3	pe1	pe2	pe3		
Tratamento Si	Média geral	509,52	235,33	54,68	53,52	45,14	29,10	35,94	32,37	25,47	56,75	0,97
	Média (r.p.)	500,11	224,47	55,80	65,66	50,05	32,01	42,59	37,42	27,14	41,64	0,98
	Desvio padrão (r.p.)	47,69	25,42	3,75	0,97	0,70	0,82	1,49	0,99	0,48	7,63	0,01
	Média geral	487,94	224,32	49,91	51,33	42,09	29,06	35,40	31,45	24,73	56,75	0,96
	Média (r.p.)	468,63	229,59	53,54	60,56	49,61	32,67	41,71	36,68	26,63	41,64	0,97
	Desvio padrão (r.p.)	19,43	23,52	3,45	1,29	1,60	1,04	1,57	1,47	0,70	7,63	0,01
	Média geral	501,93	236,30	54,04	44,35	29,97	36,91	33,01	27,97	26,17	56,75	0,97
	Media (r.p.)	508,20	237,42	64,49	52,16	33,51	43,98	38,62	30,60	28,05	41,64	0,98
	Desvio padrão (r.p.)	37,80	23,29	1,78	1,54	0,95	1,47	1,13	0,45	0,37	7,63	0,01

APÊNDICE “C”

Tabela 1C. Dados coletados para análise dos gases de exaustão

Tratamentos	Parâmetros medidos	Tempo de funcionamento												
		2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
L5iT1	O ₂ (%)	14,2	16,2	14,9	14,6	13,9	17,4	14,9	14,4	14,7	15,3	14,9	15,5	15,6
	CO (ppm)	1229	270	1975	1945	2009	1869	1199	999	1223	1601	1753	1719	1609
	CO ₂ (%)	6,16	4,29	5,53	5,8	6,37	3,24	5,52	5,91	5,68	5,12	5,48	4,95	4,87
	Excesso de ar (%)	207	340,8	241,7	226	196,8	484,2	242,3	219,9	232,5	269,1	244,8	282	288,5
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	3772	1192	6747	6341	5964	10920	4102	3196	4067	5907	5943	6567	6250
L5iT2	O ₂ (%)	16,4	14,2	15,9	17	17,5	13,6	14,6	16,1	15,4	14,4	15,4	18,4	17,5
	CO (ppm)	2229	1551	1158	1933	2503	1286	2699	2087	1618	1058	1581	2129	1207
	CO ₂ (%)	4,16	6,15	4,57	3,6	3,17	6,65	5,76	4,43	5,03	5,98	5,053	2,36	3,13
	Excesso de ar (%)	354,7	207,5	303,6	424,6	496,6	184,1	227,8	326,2	276	216,3	274,1	701,4	503,7
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	10137	4769	4788	10141	14935	3653	8847	8894	6085	3346	5914	17062	7284
L5iT3	O ₂ (%)	17,4	13,5	14,4	17,6	15,9	17,7	17,9	15,5	16,9	14,1	16,1	18,4	17,5
	CO (ppm)	1510	1838	1211	2464	1280	2576	2031	1401	2097	3132	2123	2712	2564
	CO ₂ (%)	3,24	6,76	5,94	3,1	4,56	2,97	2,78	4,97	3,66	6,24	4,39	2,35	3,68
	Excesso de ar (%)	482,8	179,5	218	509,3	314,4	536,2	581	280	416,9	202,9	331	702,6	395,4
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	8799	5138	3851	15011	5304	16390	13829	5324	10838	4007	9149	21769	4562
L10iT2	O ₂ (%)	11,4	12,8	12,4	15	10,2	13,8	13,9	11,9	11,2	14,8	14,8	15,3	11,9
	CO (ppm)	773	1067	891	2847	1067	584	1516	1700	1131	1833	2009	2179	1140
	CO ₂ (%)	8,61	7,39	7,77	5,42	9,71	6,49	6,39	8,2	8,78	5,61	5,61	5,15	8,22
	Excesso de ar (%)	119,6	155,6	143,4	249	94,6	191,4	195,7	130,6	115,3	236,8	237,1	267,3	129,8
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	1698	2728	2168	9938	2075	1700	4484	3920	2435	6172	6773	8004	2619
L10iT3	O ₂ (%)	12	10,3	14	11	8,7	12,5	12,5	13,5	15,5	12,6	10,1	13,4	14,5
	CO (ppm)	2690	466	2092	1173	995	1221	1140	1025	2216	1529	824	697	695
	CO ₂ (%)	8,06	9,64	6,29	8,97	11,03	7,64	7,66	6,74	4,91	7,57	10,37	7,25	6,15
	Excesso de ar (%)	134,5	96	200,4	110,8	71,4	147,4	146,6	180,6	284,8	149,6	92,9	175,7	225,7
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	6309	913	6284	2473	1706	3021	2812	2876	8527	3817	1590	1921	2261

Continuação: **Tabela 1C.**

Tratamentos	Parâmetros medidos	Tempo de funcionamento												
		2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
L15iT1	O ₂ (%)	11,9	10,6	6	6	9,8	8,7	8,1	14,6	4,8	13,4	8,5	12	8
	CO (ppm)	1313	1254	1706	1638	382	1136	589	4478	446	2923	907	824	1339
	CO ₂ (%)	8,21	9,35	13,51	13,48	10,09	11,04	11,65	5,79	14,59	6,87	11,21	8,1	11,66
	Excesso de ar (%)	130,3	102,2	39,9	40,2	87,3	71,2	62,2	226,6	29,5	175	68,6	133,3	62,1
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	3024	2536	2386	2296	715	1945	955	14625	578	8039	1529	1923	2171
L15iT2	O ₂ (%)	11,8	13,7	14,1	12,5	11,2	7,4	11,8	10,5	4,1	9,5	5,8	13,1	8,8
	CO (ppm)	574	987	1655	2352	1834	1072	142	333	2076	1293	778	1444	454
	CO ₂ (%)	8,26	6,58	6,18	7,63	8,74	12,16	8,26	9,44	15,17	10,26	13,65	7,04	10,94
	Excesso de ar (%)	127,5	185,9	204,3	146,6	115,1	54,6	127	99,1	25	83,2	37,7	167,2	71,6
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	1305	2820	5037	5798	3945	1657	322	664	2573	2369	1071	3857	779
L15iT3	O ₂ (%)	13	7,4	10,4	4	4,5	8,4	10,3	4,8	11,1	7,3	13,1	12,5	11,5
	CO (ppm)	3116	1754	1933	5091	2973	1353	1440	1239	3350	761	1567	1230	1296
	CO ₂ (%)	7,19	12,15	9,53	15,19	14,81	11,28	9,59	14,54	8,88	12,23	7,12	8,56	8,5
	Excesso de ar (%)	161,5	54,8	97,3	23,8	26,9	66,6	96	29,3	111,8	53,7	164,2	175	121,2
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	8146	2714	3814	6303	3775	2254	2823	16035	7095	1169	4139	3962	2749
L10dT1	O ₂ (%)	20,8	20,8	20,4	20,9	20,9	20,8	20,9	20,9	20,7	20,9	20,9	20,9	21
	CO (ppm)	9	2	0	0	0	10	2	1	11	2	2	0	0
L10dT2	O ₂ (%)	20,8	20,7	20,9	20,8	20,8	20,9	20,7	20,9	20,9	20,9	20,7	20,9	20,8
	CO (ppm)	0	2	0	12	0	5	7	0	0	2	2	0	11
L5PiT1	O ₂ (%)	19,6	---	18,6	---	17,3	---	18,3	---	17,7	---	18,3	---	18,2
	CO (ppm)	472	---	1603	---	998	---	653	---	1092	---	798	---	955
	CO ₂ (%)	1,25	---	2,15	---	3,31	---	2,4	---	2,95	---	2,38	---	2,45
	Excesso de ar (%)	1405	---	773,2	---	468,1	---	683,7	---	537,3	---	688,7	---	674,2
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	7109	---	14001	---	5668	---	5116	---	6959	---	6293	---	7395

Continuação: **Tabela 1C.**

Tratamentos	Parâmetros medidos	Tempo de funcionamento												
		2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
L5PiT2	O ₂ (%)	18,6	---	18	---	17,7	---	18,2	---	18,2	---	17,9	---	16,7
	CO (ppm)	2425	---	1321	---	1110	---	984	---	1093	---	932	---	9097
	CO ₂ (%)	2,14	---	2,83	---	2,91	---	2,47	---	2,47	---	2,82	---	3,89
	Excesso de ar (%)	778,6	---	589,9	---	545,3	---	661,3	---	660,5	---	566,9	---	383,4
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	12592	---	9112	---	7177	---	7491	---	8311	---	6216	---	43977
L5PiT3	O ₂ (%)	18,3	---	16,7	---	16,8	---	15,2	---	15,3	---	17,8	---	17,5
	CO (ppm)	8555	---	2732	---	6414	---	7256	---	7703	---	3335	---	3509
	CO ₂ (%)	2,43	---	3,89	---	3,8	---	5,19	---	5,13	---	2,87	---	3,14
	Excesso de ar (%)	674,2	---	563,2	---	394,3	---	262	---	266,4	---	555,1	---	499,5
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	66212	---	18119	---	31706	---	62461	---	28218	---	21851	---	21038
L5SiT1	O ₂ (%)	17,3	15,9	17,1	17,5	16,7	16	17	16,8	15,1	15,3	16,5	14,5	18
	CO (ppm)	2227	2745	2750	2132	3219	2859	489	2189	1414	1590	1651	1992	994
	CO ₂ (%)	3,32	4,53	3,5	3,16	3,85	4,48	3,54	3,77	5,26	5,1	4,01	5,85	2,7
	Excesso de ar (%)	466	315,2	436,6	494,3	387,7	319,7	431,4	399,2	257,7	268,6	369	221,1	596,5
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	12603	11399	14756	12670	10821	12000	2601	10925	5058	5862	7742	6395	6926
L5SiT2	O ₂ (%)	14,7	15,6	19,1	18,7	19,9	19,6	18	19,3	19,9	19,4	19,9	19,9	16,9
	CO (ppm)	2094	4010	934	1100	481	739	1219	736	455	620	456	301	2574
	CO ₂ (%)	5,62	4,88	31,69	2,02	0,99	1,28	2,67	1,49	0,95	1,41	1,02	1	3,65
	Excesso de ar (%)	234,6	285,6	1011	832,8	1800	1369	605,3	1158	1884	1234	1744	1775	415,2
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	7009	15463	10378	10258	9132	10850	8595	9258	9034	8273	8414	5641	13262
L5SiT3	O ₂ (%)	16,2	15,9	16,5	15,6	17,1	16,8	17	16,7	16,7	15,7	17,2	15,9	17,4
	CO (ppm)	1402	1795	761	1765	1317	2892	1560	2981	1509	1572	1764	2270	2375
	CO ₂ (%)	4,26	4,52	4,07	4382	3,47	3,74	3,57	3,83	3,82	4,75	3,42	4,61	3,23
	Excesso de ar (%)	341,4	315,7	361,7	289,8	442,5	403,3	426,6	391,5	391,5	296,2	449,4	308	481,8
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	6190	7463	3515	6881	7147	14552	8215	14652	7419	6228	9690	9260	13817

Continuação: **Tabela 1C.**

Tratamentos	Parâmetros medidos	Tempo de funcionamento												
		2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
SiT2	O ₂ (%)	15,6	---	14,6	---	14,7	---	15	---	14,9	---	14,6	---	15,2
	CO (ppm)	1182	---	568	---	401	---	225	---	197	---	192	---	224
	CO ₂ (%)	4,85	---	5,35	---	5,64	---	5,41	---	5,43	---	5,73	---	5,19
	Excesso de ar (%)	287,8	---	245,2	---	233,3	---	247,3	---	246,1	---	227,9	---	262,4
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	4582	---	1960	---	1336	---	780	---	683	---	631	---	810
SiT3	O ₂ (%)	13,2	---	13,2	---	13,7	---	13,6	---	14,4	---	13,5	---	14,2
	CO (ppm)	301	---	376	---	205	---	264	---	174	---	228	---	176
	CO ₂ (%)	6,94	---	6,98	---	6,52	---	6,64	---	5,89	---	6,71	---	6,09
	Excesso de ar (%)	170,9	---	169,5	---	188,3	---	183,2	---	219,4	---	180,2	---	208,7
	CO não diluído no excesso de ar (ppm)	816	---	1013	---	590	---	747	---	557	---	639	---	543

APÊNDICE “D”

Tabela 1D. Parâmetros médios calculados para o balanço de massa (Tratamentos L5i, L10i, L15i e L10d)

Parâmetros	Unidades	L5i	L10i	L15i	L10d
1. Massa real de gases de combustão seco (de combustível úmido)	kg kg ⁻¹	22,040	13,631	10,413	15,670
2. Volume real de gases de combustão seco (m ³ kg ⁻¹ de combustível úmido)	m ³ kg ⁻¹	27,458	19,903	16,680	22,467
3. Massa de vapor de água (kg kg ⁻¹ de combustível úmido)	kg kg ⁻¹	0,681	0,681	0,681	0,681
4. Volume de vapor de água para de combustível úmido)	m ³ kg ⁻¹	1,395	1,658	1,840	1,872
5. Massa real de gases de combustão úmido para combustível úmido	kg kg ⁻¹	22,721	14,312	11,094	16,352
6. Volume real de gases de combustão úmido para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	28,853	21,561	18,520	24,339
7. Vazão mássica real de gases de combustão seco	kg min ⁻¹	1,837	2,271	2,603	2,612
8. Vazão volumétrica real de gases de combustão seco	m ³ min ⁻¹	2,288	3,317	4,170	3,744
9. Vazão mássica real de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	1,893	2,385	2,773	2,725
10. Vazão volumétrica real de gases de combustão úmido	m ³ min ⁻¹	2,404	3,594	4,630	4,056

Tabela 2D. Parâmetros medidos e calculados para balanço de massa (Tratamento L5Pi)

Parâmetros	Unidade	L5PiT1	L5PiT2	L5PiT3
1. Consumo de lenha	kg min ⁻¹	0,0833	0,0833	0,0833
2. Consumo de palha de café	kg min ⁻¹	0,060	0,049	0,077
3. Massa estequiométrica de ar comburente para lenha úmida	kg kg ⁻¹	5,010	5,010	5,010
4. Massa estequiométrica de ar comburente para palha de café úmida	kg kg ⁻¹	4,450	4,450	4,450
5. Massa estequiométrica de gases combustão secos para lenha úmida	kg kg ⁻¹	5,655	5,655	5,655
6. Massa estequiométrica de gases combustão secos para palha de café úmida	kg kg ⁻¹	5,146	5,146	5,146
7. Volume estequiométrico de gases de combustão secos para lenha úmida	m ³ kg ⁻¹	6,908	6,499	7,585
8. Volume estequiométrico de gases de combustão secos para palha de café úmida	m ³ kg ⁻¹	6,241	5,872	6,853
9. Massa de vapor de água para lenha úmida	kg kg ⁻¹	0,663	0,675	0,675
10. Massa de vapor de água para palha de café úmida	kg kg ⁻¹	0,441	0,566	0,566
11. Volume de vapor de água para lenha úmida	m ³ kg ⁻¹	1,423	1,365	1,593
12. Volume de vapor de água para palha de café úmida	m ³ kg ⁻¹	0,947	1,143	1,334
13. Massa estequiométrica de gases de combustão úmido para lenha úmida	kg kg ⁻¹	6,317	6,330	6,330
14. Massa estequiométrica de gases de combustão úmido para palha de café úmida	kg kg ⁻¹	5,587	5,712	5,712
15. Vazão mássica de ar estequiométrico “lenha”	kg min ⁻¹	0,418	0,418	0,418
16. Vazão mássica de ar comburente estequiométrico “palha de café”	kg min ⁻¹	0,276	0,217	0,342
17. Vazão mássica de ar comburente estequiométrico total úmido	kg min ⁻¹	0,693	0,635	0,760
18. Vazão volumétrica de ar comburente estequiométrico total úmido	m ³ min ⁻¹	0,860	0,749	1,016
19. Vazão de ar comburente medida	m ³ min ⁻¹	2,078	1,815	2,016
20. Excesso de ar calculado	decimal	3,328	3,239	2,912
21. Vazão mássica de ar do transporte pneumático	kg min ⁻¹	1,883	2,038	1,928
22. Vazão mássica real de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	2,476	2,227	2,420
23. Vazão mássica de gases de exaustão	kg min ⁻¹	4,358	4,265	4,348
24. Vazão volumétrica de gases de exaustão	m ³ min ⁻¹	4,840	4,832	4,771

Tabela 3D. Parâmetros medidos e calculados para balanço de massa (Tratamento L5Si)

Parâmetros	Unidade	L5SiT1	L5SiT2	L5SiT3
1. Consumo de lenha	kg min ⁻¹	0,0833	0,0833	0,083
2. Consumo de serragem	kg min ⁻¹	0,116	0,113	0,124
3. Massa estequiométrica de ar comburente	kg kg ⁻¹	5,010	5,010	5,010
4. Vazão estequiométrica de ar comburente	kg min ⁻¹	0,999	0,985	1,040
5. Vazão de ar comburente medida	m ³ min ⁻¹	2,160	2,446	2,657
6. Densidade do ar comburente	kg m ⁻³	1,060	1,060	1,053
7. Excesso de ar calculado	decimal	2,301	2,632	2,690
8. Massa estequiométrica de gases combustão secos para combustível úmido	kg kg ⁻¹	5,655	5,654	5,654
9. Volume estequiométrico de gases de combustão secos para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	8,221	8,1438	8,551
10. Massa de vapor de água para combustível úmido	kg kg ⁻¹	0,744	0,738	0,708
11. Volume de vapor de água para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	1,730	1,699	1,711
12. Massa estequiométrica de gases de combustão úmidos para combustível úmido	kg kg ⁻¹	6,398	6,392	6,362
13. Volume estequiométrico de gases de combustão úmido para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	9,950	9,843	10,262
14. Vazão mássica estequiométrica de gases de combustão seco	kg min ⁻¹	1,128	1,112	1,174
15. Vazão volumétrica estequiométrica de gases de combustão seco	m ³ min ⁻¹	1,640	1,602	1,775
16. Vazão mássica estequiométrica de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	1,277	1,257	1,321
17. Vazão volumétrica estequiométrica de gases de combustão úmido	m ³ min ⁻¹	1,985	1,936	2,131
18. Massa real de gases de combustão seco para combustível úmido	kg kg ⁻¹	12,170	13,831	14,123
19. Volume real de gases de combustão seco para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	14,348	15,855	16,591
20. Massa real de gases de combustão úmido para combustível úmido	kg kg ⁻¹	12,914	14,569	14,830
21. Volume real de gases de combustão úmido para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	16,077	17,554	18,303
22. Vazão mássica real de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	2,577	2,865	3,079
23. Vazão volumétrica real de gases de combustão úmido	m ³ min ⁻¹	3,791	4,166	4,686
24. Vazão mássica do transportador pneumático	kg min ⁻¹	1,858	1,899	2,002
25. Vazão mássica de gases de exaustão	kg min ⁻¹	4,434	4,765	5,081
26. Vazão volumétrica de gases de exaustão	m ³ min ⁻¹	4,915	5,249	5,576

Tabela 4D. Parâmetros medidos e calculados para balanço de massa (Tratamento Si)

Parâmetros	Unidade	SiT1	SiT2	SiT3
1. Massa estequiométrica de ar comburente	kg kg ⁻¹	5,010	5,010	5,010
2. Vazão estequiométrica de ar comburente	kg min ⁻¹	0,986	0,913	0,982
3. Vazão de ar comburente medido	m ³ min ⁻¹	1,586	1,507	1,658
4. Densidade do ar comburente	kg m ⁻³	1,025	1,033	1,017
5. Excesso de ar calculado	decimal	1,648	1,705	1,718
6. Massa estequiométrica de gases combustão secos para combustível úmido	kg kg ⁻¹	5,655	5,655	5,655
7. Volume estequiométrico de gases de combustão secos para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	4,753	4,753	4,753
8. Massa de vapor de água para combustível úmido	kg kg ⁻¹	0,562	0,554	0,562
9. Volume de vapor de água para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	0,755	0,745	0,755
10. Massa estequiométrica de gases de combustão úmidos para combustível úmido	kg kg ⁻¹	6,217	6,209	6,216
11. Volume estequiométrico de gases de combustão úmido para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	5,508	5,498	5,508
12. Vazão mássica estequiométrica de gases de combustão seco	kg min ⁻¹	1,113	1,030	1,108
13. Vazão volumétrica estequiométrica de gases de combustão seco	m ³ min ⁻¹	0,936	0,866	0,931
14. Vazão mássica estequiométrica de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	1,224	1,131	1,218
15. Vazão volumétrica estequiométrica de gases de combustão úmido	m ³ min ⁻¹)	1,085	1,001	1,079
16. Massa real de gases de combustão seco para combustível úmido	kg kg ⁻¹	8,903	9,189	9,252
17. Volume real de gases de combustão seco para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	7,920	8,175	8,289
18. Massa real de gases de combustão úmido para combustível úmido	kg kg ⁻¹	9,465	9,743	9,814
19. Volume real de gases de combustão úmido para combustível úmido	m ³ kg ⁻¹	8,676	8,920	9,044
20. Vazão mássica real de gases de combustão úmido	kg min ⁻¹	1,864	1,775	1,923
21. Vazão volumétrica real de gases de combustão úmido	m ³ min ⁻¹	1,555	1,479	1,605
22. Vazão mássica do transportador pneumático	kg min ⁻¹	1,763	1,745	1,661
23. Vazão mássica de gases de exaustão	kg min ⁻¹	3,627	3,519	3,584
24. Vazão volumétrica de gases de exaustão	m ³ min ⁻¹	3,921	3,811	3,863

Tabela 5D. Representação da coleta de dados de tensão e corrente nos motores elétricos da fornalha (Tratamento L5SiT1)

Tempo (h)	Energia elétrica					
	Motor (Transporte pneumático)		Motor (ventilador do ar aquecido)		Motor (Sistema de alimentação)	
	(A)	(V)	(A)	(V)	(A)	(V)
1	1,5	217	7	218	0,2	220
	1,3	217	7,4	216	0,2	
	1,3	217	9,1	216		
2	1,6	217	7,3	218	0,3	220
	1,3	220	8	220	0,2	
	1,3	220	8,5	220		
3	1,6	218	7,7	219	0,2	217
	1,2	219	7,3	221	0,3	
	1,3	216	7,5	217		
4	1,5	216	7,3	214	0,3	220
	1,3	217	7,2	218	0,3	
	1,3	218	9,5	219		
5	1,5	215	7,4	216	0,3	216
	1,2	217	7,2	216	0,2	
	1,3	217	9,1	218		
6	1,5	220	6,8	215	0,3	217
	1,2	215	7,6	217	0,3	
	1,3	219	8,9	217		
7	1,5	218	7,2	218	0,2	216
	1,2	216	9,2	217	0,3	
	1,3	216	7,4	217		
Média	1,36	217,38	7,84	217,48	0,26	218
Desvio Padrão	0,13	1,53	0,84	1,72	0,05	1,91

Tabela 6D. Médias dos dados coletados de tensão e corrente nos motores elétricos da fornalha

	Tratamentos		Motor (ventilador do transporte pneumático)		Motor (ventilador do ar aquecido)		Motor (sistema de alimentação)	
			(A)	(V)	(A)	(V)	(A)	(V)
Tratamento L5i	T1	Média	---	---	7,915	216,74	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,910	1,83	---	---
	T2	Média	---	---	8,044	218,37	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,825	1,64	---	---
	T3	Média	---	---	8,489	221,22	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,818	2,45	---	---
Tratamento L10i	T1	Média	---	---	8,174	220,00	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,641	2,465	---	---
	T2	Média	---	---	8,179	219,67	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,710	2,036	---	---
	T3	Média	---	---	8,596	222,17	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,693	1,68	---	---
Tratamento L15i	T1	Média	---	---	8,170	219,37	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,911	3,660	---	---
	T2	Média	---	---	8,604	222,42	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,968	1,863	---	---
	T3	Média	---	---	8,852	223,19	---	---
		Desvio padrão	---	---	1,024	1,570	---	---
Tratamento L10d	T1	Média	---	---	8,715	221,57	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,659	1,248	---	---
	T2	Média	---	---	8,681	221,43	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,597	1,568	---	---
	T3	Média	---	---	8,686	221,38	---	---
		Desvio padrão	---	---	0,599	1,880	---	---
Tratamento L5Pi	T1	Média	1,414	223,19	8,814	222,86	0,307	224,29
		Desvio padrão	0,106	1,94	0,905	1,98	0,114	1,44
	T2	Média	2,576	223,95	9,029	224,14	0,250	225,00
		Desvio padrão	5,142	1,66	0,645	1,62	0,172	1,29
	T3	Média	1,514	223,38	8,757	223,67	0,762	224,29
		Desvio padrão	0,193	1,07	0,737	1,06	1,586	0,95
Tratamento L5Pi	T1	Média	1,414	223,19	8,814	222,86	0,307	224,29
		Desvio padrão	0,106	1,94	0,905	1,98	0,114	1,44
	T2	Média	1,457	223,95	9,029	224,14	0,250	225,00
		Desvio padrão	0,196	1,66	0,645	1,62	0,172	1,29
	T3	Média	1,514	223,38	8,757	223,67	0,762	224,29
		Desvio padrão	0,193	1,07	0,737	1,06	1,586	0,95
Tratamento Si	T1	Média	1,462	222,95	8,762	222,19	0,407	223,43
		Desvio padrão	0,229	1,66	0,598	1,66	0,202	1,27
	T2	Média	1,533	222,28	8,767	222,61	0,300	222,86
		Desvio padrão	0,465	2,24	0,715	1,72	0,186	1,57
	T3	Média	1,414	217,81	8,261	219,81	0,179	218,71
		Desvio padrão	0,250	4,22	0,539	7,79	0,131	4,35