

DOUGLAS ROMEU DA COSTA

DESENVOLVIMENTO DE UM GERADOR DE GÁS QUENTE E IDENTIFICAÇÃO DO  
SEU POTENCIAL PARA A SECAGEM DE GRÃOS

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  
2010

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Catalogação e  
Classificação da Biblioteca Central da UFV**

T

C837d  
2010

Costa, Douglas Romeu da, 1980-  
Desenvolvimento de um gerador de gás quente e  
identificação do seu potencial para a secagem de grãos /  
Douglas Romeu da Costa. – Viçosa, MG, 2010.  
xiii, 93f. : il. (algumas col.) ; 29cm.

Inclui apêndices.

Orientador: Adílio Flauzino de Lacerda Filho.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.

Referências bibliográficas: f. 73-76

1. Equipamentos agrícolas - Projetos e construção.  
2. Energia. 3. Combustão. 4. Fornos - Combustão.  
5. Queima de gases. 6. Chama (Combustão). I. Universidade  
Federal de Viçosa. II. Título.

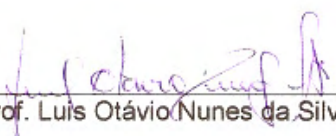
CDD 22. ed. 631.371

DOUGLAS ROMEU DA COSTA

DESENVOLVIMENTO DE UM GERADOR DE GÁS QUENTE E IDENTIFICAÇÃO DO  
SEU POTENCIAL PARA A SECAGEM DE GRÃOS

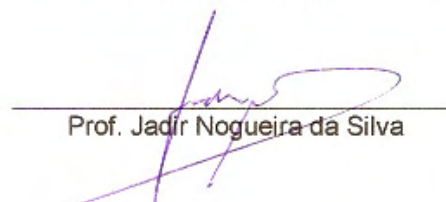
Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

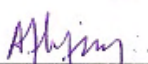
APROVADA: 05 de novembro de 2010.

  
Prof. Luis Otávio Nunes da Silva

  
Dr. Sergio Mauricio Lopes Donzeles

  
Prof. Márcio Arêdes Martins  
(Coorientador)

  
Prof. Jadir Nogueira da Silva

  
Prof. Adílio Flauzino de Lacerda Filho  
(Orientador)

**ESPECIALMENTE,**

À minha linda filha **Marina Eduarda Santos Costa**, que me ensina todos os dias como é o verdadeiro amor.

À minha virtuosa esposa **Rosana Santos**, pelo amor, carinho, confiança, amizade, dedicação, paciência e compreensão.

Aos meus pais “**Didico**” e “**Bela**”, pelo amor, pelos ensinamentos e exemplo de vida, trabalho, confiança, respeito e honestidade.

Aos meus irmãos e irmã, pelo apoio incondicional, respeito, confiança e honestidade.

Aos meus familiares, pela confiança e apoio, especialmente à tia Maria e aos tios Vicente, João Bosco e Helvécio.

À Fabrício J. Lopes, um amigo repleto de virtudes que acreditou em mim.

Aos meus outros amigos, pela confiança.

**DEDICO.**

À DEUS, por ter me proporcionado essa realização.

A todos que contribuíram para a realização deste trabalho.

À todos que quiserem aproveitar esse trabalho.

**OFEREÇO.**

## **AGRADECIMENTOS**

À DEUS, pela vida e pela sua benignidade imerecida.

À Universidade Federal de Viçosa, por permitir a realização deste curso.

Ao professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, pela orientação, amizade, respeito, compreensão, estímulo e dedicação no desenvolvimento deste trabalho e pelos conselhos durante a minha formação acadêmica.

Aos professores Marcio Arêdes Martins e Paulo Marcos de Barros Monteiro, pelos preciosos ensinamentos e sugestões, pelo apoio e pela amizade.

Aos professores José Helvécio Martins e Jadir Nogueira da Silva, pelo apoio, pelos ensinamentos e por terem emprestado, respectivamente, o material referente a tecnologia 1-Wire e o equipamento analisador de gases de combustão “TESTO 301”.

Ao Professor Delly Oliveira Filho, pelos valiosos ensinamentos, amizade, e apoio desde o início da minha graduação.

Aos professores da Área de Energia, pelo apoio, amizade, e pelos ensinamentos, e aos outros professores do DEA, pelos ensinamentos durante a minha formação acadêmica.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela concessão da bolsa de estudos durante vinte e quatro meses e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela concessão da bolsa de estudo durante os dezoito meses restantes.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola, José Galinári, José Mauro, Juvercino, Jurandir, Joel, Marcos, Renato, Dona Maria, Dona Fátima e Edna, pela amizade e pelo apoio. Faço um agradecimento exclusivo aos funcionários do Setor de Armazenamento e Pré-Processamento de Produtos Agrícolas, Hamilton, Carlos “Pintinho”, Geraldo “Geraldinho” e em especial a José Eustáquio Diogo, Sebastião “Catitu” e Edson “Có”, pela amizade e colaboração na execução do experimento. Agradeço ao nosso prezado amigo Antônio “INHAME”, que muito

contribuiu com os experimentos do DEA e está curtindo a sua merecida aposentadoria.

Aos funcionários do DME, especialmente à Antônio Lopes Ferreira “Tônico” e Francisco “Sô Chiquito” pela amizade e apoio na manutenção do equipamento.

Aos meus diversos colegas e amigos da Graduação e da Pós Graduação, pelo apoio e amizade. Sendo assim, para não me esquecer de ninguém, finalizo.

Ao amigo Engenheiro Agrícola e Ambiental, Pedro Nogueira “Pedrão”, pela valiosa ajuda no desenho do gerador de gás quente.

Aos amigos de Ouro Preto, Paulo, José Eduardo e Cristiano e ao José Vitor pelo apoio e incentivo e colaboração na montagem do sistema 1-Wire.

À empresa Drumond Tubulações Ltda., pelo apoio técnico na construção e montagem do gerador de gás quente. Em especial a Antonio Carlos Drumond, por ter sido um grande parceiro durante os meus estudos na pós-graduação.

## **BIOGRAFIA**

DOUGLAS ROMEU DA COSTA, filho de Expedito Natividade da Costa e Izabel Maria da Silva Costa, nasceu em Viçosa, Minas Gerais, em 09 de junho de 1980.

Em 1995, concluiu o ensino fundamental (1º Grau) na Escola Estadual José Lourenço de Freitas e em 1998, concluiu o ensino médio (2º Grau) na Escola Estadual Effie Rolfs, em Viçosa-MG.

Em abril de 1999, ingressou no curso de Engenharia Agrícola transferindo-se em abril de 2000 para o curso de Engenharia Agrícola e Ambiental da Universidade Federal de Viçosa, MG, concluindo-o em julho de 2004.

Em agosto de 2004, ingressou no Programa de Pós-Graduação, em nível de Mestrado em Engenharia Agrícola, defendendo tese em 28 de setembro de 2006.

Em 2010, no período de maio a novembro, trabalhou como Professor de Educação Básica para o ensino médio, ministrando as disciplinas de Química e Física.

Iniciou, em outubro de 2006, o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Energização Rural, pela Universidade Federal de Viçosa, submetendo-se à defesa de tese em 05 de novembro de 2010.

## SUMÁRIO

Página

LISTA DE QUADROS.....	viii
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE FIGURAS.....	x
RESUMO.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	3
2.1 Combustão.....	3
2.1.1 Conceitos.....	3
2.1.2 Excesso de ar.....	6
2.1.3 Chama.....	7
2.1.3.1 Temperatura adiabática da chama.....	8
2.1.3.2 Velocidade de chama.....	9
2.1.3.3 Comprimento de chama.....	13
2.1.4 Análise de um sistema gerador de gás quente.....	14
2.1.4.1 Geração de calor de um sistema.....	15
2.1.4.2 Balanços de massa e energia no sistema gerador calor.....	16
2.1.5 Qualidade dos gases de combustão.....	22
2.2 Combustível.....	23
2.2.1 Gás liquefeito de petróleo (GLP).....	24
2.2.2 Gerador de gás quente.....	25
2.2.3 Sensores digitais de CO <sub>2</sub> e CO.....	28
2.2.3.1 Medidor de CO <sub>2</sub> .....	28
2.2.3.2 Medidor de CO.....	32
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	35
3.1 Dimensionamento do gerador de gás quente.....	35
3.1.1 Cálculo do bocal subsônico.....	35
3.1.1.1 Primeiro regime de escoamento do fluido – $P_0 \geq P_{0\min}$ .....	36
3.1.1.2 Segundo regime de escoamento do fluido - $P_0 < P_{0\min}$ .....	37
3.1.2 Cálculo da necessidade relativa de ar.....	38
3.1.3 Dimensionamento da câmara de combustão.....	39
3.2 O gerador de gás quente.....	39
3.3 Análise energética do sistema.....	41
3.3.1 Eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método direto.....	41
3.3.2 Eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método indireto.....	42
3.3.2.1 Perdas de calor por combustão química incompleta.....	42

3.3.2.2	Perdas de calor para o ambiente .....	43
3.3.3	Uso de eletricidade .....	46
3.3.4	Uso de combustível.....	46
3.4	Análise dos gases de combustão do gerador de gás quente .....	47
3.5	Monitoramento das variáveis experimentais.....	47
3.5.1	Umidade relativa .....	47
3.5.2	Tempo.....	48
3.5.3	Temperatura .....	48
3.5.4	Vazões de ar comburente e ar aquecido e pressão dinâmica do ar aquecido .....	48
3.6	Delineamento experimental.....	50
3.7	Análise estatística experimental .....	51
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	52
4.1	Temperaturas do ar ambiente, dos gases de combustão e do ar aquecido na entrada do secador e umidade relativa ambiente .....	52
4.2	Dimensionamento do gerador de gás quente.....	56
4.3	Desempenho do gerador de gás quente .....	57
4.3.1	Análise da eficiência térmica do gerador de gás quente.....	57
4.3.1.1	Eficiência térmica do gerador de gás quente obtida pelo método indireto .....	57
4.3.1.2	Eficiência térmica do gerador de gás quente obtida pelo método direto....	60
4.3.2	Análise da chama.....	62
4.3.3	Análise dos gases de combustão.....	65
4.4	Uso de energia elétrica .....	69
4.5	Uso de combustível.....	69
4.6	Custo operacional do gerador de gás quente.....	70
4.7	Potencial do gerador de gás quente para a secagem de grãos.....	70
5.	CONCLUSÕES.....	71
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	73
APÊNDICE	.....	77

## LISTA DE QUADROS

<b>Quadros</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
1	Temperatura de ignição ( $T_i$ ) de diversos combustíveis em ar	4
2	Limites de inflamabilidade de misturas de certos combustíveis em ar	5
3	Temperatura adiabática da chama em ar de combustíveis gasosos	8
4	Velocidade de chama de gases após a queima em ar e em oxigênio	9
5	Efeitos fisiológicos do monóxido de carbono	23
6	Valores médios de alguns parâmetros do GLP	24
7	Constantes da Equação 50 para a convecção natural sobre um cilindro circular horizontal	45

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabelas</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
1	Propriedades do GLP, do ar e dos gases de combustão	57
2	Perdas percentuais de energia térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 e 2	58
3	Perdas percentuais de energia térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 3 e 4	58
4	Eficiência térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 e 2	60
5	Eficiência térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 3 e 4	60
6	Análise de variância da eficiência térmica do gerador de gás quente	61
7	Resultados do teste de Tukey	61
8	Comprimento de chama (L) calculado para o gerador de gás quente nos tratamentos 1 e 2	62
9	Comprimento de chama (L) calculado para o gerador de gás quente nos tratamentos 3 e 4	62
10	Parâmetros medidos e calculados referentes à combustão	65
11	Parâmetros medidos e calculados referentes à combustão	65
12	Produtos da combustão estequiométrica de gases hidrocarbonetos	68
13	Produtos da combustão estequiométrica de alguns combustíveis	68
14	Valores médios de potência elétrica e consumo de energia elétrica	69
15	Consumo médio de combustível do gerador de gás quente	70
16	Custo operacional do gerador de gás quente	70

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figuras</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
1	Velocidade de propagação da chama para diversos gases em relação à proporção de ar primário da combustão.	10
2	Caracterização das regiões de um fluido ejetado de um tubo	11
3	Esquema de uma chama laminar descrita por Mallard e Le Chatelier citados por Kuo (1986)	12
4	Esquema de um gerador de gás quente	16
5	Volume de controle do gerador de gás quente para GLP	16
6	Sensor de CO <sub>2</sub> TGS4160	29
7	Construção do sensor TGS4160	29
8	Circuito de aplicação típico	30
9	Sensibilidade do sensor TGS4160 ao CO <sub>2</sub> e insensibilidade ao monóxido de carbono (CO) e etanol	31
10	Sensor de CO TGS 5042	32
11	Sensibilidade do sensor TGS 5042 ao CO e insensibilidade ao H <sub>2</sub> , etanol, metano e iso-butano	33
12	Variação da razão de corrente de saída ( $I/I_0$ ) com a temperatura	34
13	Circuito básico de medida do sensor TGS 5042	34
14	Vista frontal ilustrando o cone, os bicos de gás e os elementos de mistura	40
15	Vista lateral ilustrando o perfil do gerador de gás quente	40
16	Vista do gerador de gás quente e da câmara de combustão envolvida com a manta de fibra de vidro	40
17	Tanque P-190 com o combustível GLP	46
18	Rotâmetro junto ao manômetro de pressão de gás	46
19	Sonda de medição dos gases de combustão inserida no ponto central na saída da câmara de combustão	47

20	Anemômetro digital de pás rotativas medindo as velocidades do ar primário (a) e do ar secundário (b)	49
21	Manômetro digital conectado ao tubo de pitot	49
22	Manômetro de coluna de líquido	49
23	Secador de leito fixo em leiras carregado com milho	51
24	Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 1	52
25	Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 2	53
26	Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 3	53
27	Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 4	54
28	Temperatura do ar aquecido na entrada do secador em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, dos tratamentos 2 a 4	55
29	Varição da temperatura média dos gases medidos em relação à temperatura ambiente em função do tempo de operação do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 a 4	56
30	Eficiência térmica e perdas de calor do gerador de gás quente à gás, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 1; testes 4, 5 e 6, tratamento 2; testes 7, 8 e 9, tratamento 3; testes 10, 11 e 12, tratamento 4	59
31	Chamas formadas no gerador de gás quente com o bico de 45 graus	63
32	Chamas formadas no gerador de gás quente com o bico de 25 graus	64
33	Chamas formadas sem a utilização do acessório de medição de vazão	64
34	Balanco térmico da combustão (PINHEIRO & VALE, 1995)	66
35	Emissão de gases poluentes na combustão (PINHEIRO & VALE, 1995)	66
36	Concentração de CO e CO <sub>2</sub> nos gases de exaustão (BIZZO, 2003)	67
37	Potência elétrica média em função do tempo de operação do ventilador do gerador de gás quente	69

## RESUMO

COSTA, Douglas Romeu da, D. Sc., Universidade Federal de Viçosa, novembro de 2010. **Desenvolvimento de um gerador de gás quente e identificação do seu potencial para a secagem de grãos.** Orientador: Adílio Flauzino de Lacerda Filho. Coorientadores: Márcio Arêdes Martins e Paulo Marcos de Barros Monteiro.

Objetivou-se com este trabalho desenvolver e avaliar o desempenho de um gerador de gás quente para a secagem de produtos agrícolas. O gerador de gás quente foi acoplado a um secador de leito fixo em leiras para a execução dos testes. Foram dimensionados e testados dois bicos de gás com inclinações de 25 e 45 graus. A temperatura do ar de secagem foi controlada em 60 e 100 °C. O combustível GLP foi utilizado para o aquecimento complementar do ar de secagem. O milho em grãos (*Zea mays L.*) com teor inicial de água de aproximadamente 12,0% b.u. foi usado no experimento. Para o desempenho do gerador de gás quente analisou-se a eficiência térmica, as características da chama e a composição dos gases de combustão. Pelos resultados, verificou-se que a metodologia utilizada é adequada para o dimensionamento do gerador de gás quente, considerando-se as características do protótipo experimental. As concentrações de monóxido de carbono medidas indicaram que a combustão foi completa e que o gerador de gás quente foi operado de maneira correta. As chamas formadas no gerador de gás quente demonstraram que a combustão se desenvolveu de forma estável e regular. O gerador de gás quente teve eficiência térmica coerente com os valores encontrados na literatura. O gerador de gás quente possui potencial para disponibilizar ar aquecido com qualidade para a secagem de grãos sem risco de contaminação.

## ABSTRACT

COSTA, Douglas Romeu da, D. Sc., Universidade Federal de Viçosa, november, 2010.  
**Development of a gas heater and identification of its potential for drying of grains.** Adviser: Adílio Flauzino de Lacerda Filho. Co-Advisers: Márcio Arêdes Martins and Paulo Marcos de Barros Monteiro.

The objective of this study was to develop and evaluate the performance of a gas heater for drying of agricultural products. A heater was coupled to a fixed bed dryer in rows for execution of the tests. The gas nozzles were sized and tested with inclinations of 25 and 45 degrees. Drying air temperature was controlled at 60 and 100°C. Combustible LPG was used to heat the drying air. Maize grain (*Zea mays L.*) with an initial moisture content of 12.0% w.b. was used in the experiment. To evaluate the performance of the gas heater, the thermal efficiency, flame characteristics and composition of the combustion gases were analyzed. From the results, it was possible to verify that the utilized methodology is adequate for sizing of the heater, considering the characteristics of the experimental prototype. Concentrations of carbon monoxide were measured which indicate that combustion was complete and that the heater was operated correctly. Flames formed in the gas heater demonstrated that combustion was both stable and regular. The gas heater presented a thermal efficiency comparable with values encountered in literature, and possesses the potential to provide quality heated air for grain drying with no risk of contamination.

## 1. INTRODUÇÃO

Existem diversos aspectos energéticos e econômicos a serem considerados na aquisição, na instalação e na utilização de sistemas de aquecimento de ar com fins de secagem de produtos agrícolas. Vários parâmetros devem ser analisados como o tipo de combustível, o nível da exigência energética, a qualidade do ar aquecido, além dos aspectos econômicos.

Na aquisição e instalação de um determinado sistema de aquecimento de ar com objetivo da secagem de produtos agrícolas, deve-se levar em conta alguns parâmetros importantes como o funcionamento adequado do equipamento, o atendimento das necessidades e a viabilidade econômica do modelo escolhido.

Quanto maior o gasto de energia no processo produtivo maior será a necessidade da automação e mecanização do sistema, buscando-se a máxima tecnologia de produção. O elevado consumo de energia torna mais importante a eficiência de aproveitamento do combustível e a diminuição de danos em decorrência de impurezas produzidas na combustão (VLASSOV, 2001).

Num sistema de combustão objetiva-se gerar o máximo de energia na forma de calor. Isso deve ocorrer de maneira que o rendimento calorífico atenda às necessidades requeridas, porém, é necessário que seja feito de forma econômica. A maximização da eficiência da combustão ocorrerá caso haja melhor utilização do potencial energético do combustível. Para isso, deve-se equilibrar a relação combustível/oxidante e proporcionar a perfeita mistura ar-combustível (BIZZO, 2003).

A utilização de um combustível gasoso, sempre que possível, é preferível em relação aos combustíveis sólidos ou líquidos devido à menor quantidade de ar necessária à combustão de um gás e ao menor volume de poluentes atmosféricos gerados durante a combustão (CARVALHO JUNIOR & MACQUAY, 2007).

Para Vlassov (2001), o uso de combustíveis líquidos e gasosos, em comparação com os combustíveis sólidos, melhora as condições de trabalho e

higiene, minimiza o custo do equipamento e maximizam a eficiência de geradores de calor, geradores de vapor e fornos.

Utilizam-se diversos combustíveis com diferentes características para a secagem de grãos, sendo de uso mais intenso a lenha, o carvão e os resíduos vegetais e, mais recentemente, o gás liquefeito de petróleo (GLP).

A alta demanda, a baixa oferta e a elevação no preço da lenha, principalmente de eucalipto, tem proporcionado redução do seu uso para a secagem de produtos agrícolas, o que leva à necessidade de se avaliar o uso de outros produtos e novas tecnologias economicamente viáveis. Uma alternativa é a utilização do GLP para secagem de grãos.

O GLP tem sido utilizado na secagem de grãos por ser um combustível altamente energético e proporcionar vantagens como o melhor ajuste na vazão de combustível, permitindo melhor controle da temperatura do ar de secagem. O principal problema quanto ao uso do GLP na secagem de grãos consiste na adaptação dos mecanismos de queima, considerando que, em muitos casos, o sistema secador-gerador de gás quente não tem desempenho aceitável (COSTA, 2006).

O desenvolvimento de queimadores a gás que possuam um sistema de combustão eficiente pode contribuir para a redução da emissão de poluentes no ar atmosférico, como o monóxido de carbono (CO) e os óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>). Segundo Mafra (2000), esses gases contribuem para a destruição da camada de ozônio. O gás NO<sub>2</sub>, por exemplo, causa várias doenças como bronquite, pneumonia e irritação do pulmão. Galletti et al. (2007) citaram que, em muitos países, as emissões de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) estão sendo reguladas com leis cada vez mais restritivas devido seu impacto adverso no ambiente como mudança no clima e chuvas ácidas.

Diante do exposto, objetivou-se com esse trabalho desenvolver um gerador de gás quente para a secagem de grãos com sistema de queima eficiente, visando maximizar o aproveitamento da energia do combustível.

Especificamente objetivou-se:

- a) dimensionar, construir e testar um gerador de gás quente em função das demandas térmicas de um processo;
- b) analisar o desempenho do equipamento com a queima de GLP utilizando-se dois bocais convergentes;
- c) caracterizar as chamas formadas no sistema de combustão;
- d) caracterizar os gases de combustão do gerador de gás quente;
- e) identificar o potencial de secagem do gerador de gás quente;

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1 Combustão

#### 2.1.1 Conceitos

Faires (1966) definiu combustão como uma rápida oxidação de uma substância, seguida pela transformação da energia química em energia molecular e por um substancial aumento da temperatura das espécies em reação. Para Silva et al. (2003), a combustão pode ser definida como um conjunto de reações químicas exotérmicas complexas que envolvem a oxidação completa de um combustível. Para que este processo ocorra devem estar disponíveis, simultaneamente, os seguintes fatores: combustível, comburente e temperatura de ignição.

A temperatura de ignição é um parâmetro importante na prevenção de explosão e incêndios, principalmente com os combustíveis gasosos. Quanto menor essa temperatura, mais potencialmente perigosa será a mistura ar/gás. Para a Gasnet (2010), conceitualmente, é a menor temperatura na qual o calor é gerado pela combustão em velocidade superior ao calor dissipado para a vizinhança, dando à mistura condições de se auto-propagar.

Kuo (1986) explicou que é extremamente difícil atribuir uma temperatura de ignição para uma mistura específica, pois, existem muitos parâmetros que podem afetar a ocorrência da ignição como a composição da mistura de reagentes, a concentração do oxidante, a intensidade de turbulência, a maneira em que ocorre a transferência de calor para o ambiente, entre outros.

Um exemplo simples para se compreender a temperatura de ignição foi explicado por Andrade et al. (1983) e Carvalho Junior & Macquay (2007). Os autores comentaram que com um palito de fósforo consegue-se queimar uma folha de papel,

mas nunca um pau de lenha, devido a temperatura de ignição do papel ser bem inferior que a da lenha. Além disso, a ignição do palito de fósforo ocorre devido o mesmo possuir uma mistura com baixa energia de ativação, de tal forma que a fricção produz energia suficiente para elevar a temperatura ao ponto de ignição. Para misturas com elevada energia de ativação é necessário produzir uma centelha elétrica para iniciar a combustão. O calor gerado nesse processo, normalmente, promove a auto-sustentação da reação. No Quadro 1 exemplifica-se alguns valores de temperatura de ignição de diversos combustíveis.

**Quadro 1.** Temperatura de ignição (Ti) de diversos combustíveis em ar

Combustíveis	Ti (°C)	Combustíveis	Ti (°C)	Combustíveis	Ti (°C)
Sólidos		Líquidos		Gasosos	
Carvão vegetal	340 a 400	Etanol	440	Acetileno	305 a 440
Carvão mineral	400 a 500	Gasolina	365	Etano	470 a 630
Madeira	300	Metanol	385	Etileno	490
		Óleo de soja	225	GLP	500
		Óleo diesel	445	Hidrogênio	400
		Querosene	210	Iso-butano	462
				Metano	640 a 750
				Monóxido de carbono	609 a 658
				n-Butano	405
				Propano	450 a 466

Fonte: Andrade et al. (1983); Carvalho Junior & Macquay (2007); Gasnet (2010).

Um parâmetro importante, envolvendo a mistura combustível e comburente são os limites de inflamabilidade. Uma mistura de gás é inflamável quando a chama consegue se propagar após a mesma ter se iniciado por uma fonte de calor externa. Por meio dos limites (inferior e superior) de inflamabilidade de um combustível gasoso define-se a faixa de diluição mínima e máxima do gás no ar, para que a combustão possa ocorrer (GASNET, 2010). Segundo Carvalho Junior & Macquay (2007), uma mistura queimar apenas quando a concentração do combustível estiver entre os limites de inflamabilidade. Fora dos limites a chama não se propaga. Os autores comentaram, também, que o aumento da temperatura inicial da mistura ar/gás promove a ampliação do intervalo de inflamabilidade, fazendo com que o limite inferior se reduza e o limite superior se eleve.

Apresenta-se, no Quadro 2, os limites inferior e superior de inflamabilidade de misturas de alguns combustíveis em ar. A porcentagem estequiométrica (PE) do combustível na mistura foi calculada considerando o ar como 21% O<sub>2</sub> e 79% N<sub>2</sub>. Nota-se que, quanto maior for o intervalo de inflamabilidade do combustível, conseguir-se-á, de forma simples, uma mistura inflamável do gás/ar. Carvalho Junior & Macquay (2007) explicaram que, para os combustíveis com intervalos estreitos dos limites de

inflamabilidade, como o propano e o butano, pode transcorrer um longo intervalo de tempo até que uma fonte de ignição consiga inflamar-se e explodir a mistura ar/gás. Os autores informaram, também, que o limite inferior é igual em ar e em oxigênio, mas o limite superior é maior em oxigênio. Para o propano os limites inferiores e superiores são iguais a 2,1 e 55%, em oxigênio, e 2,1 e 9,5%, em ar, respectivamente.

**Quadro 2.** Limites de inflamabilidade de misturas de certos combustíveis em ar

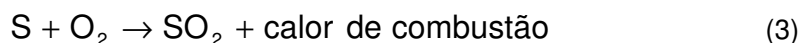
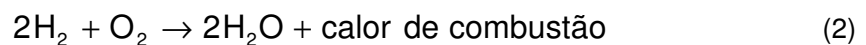
Combustível	LI (%)	LS (%)	PE (%)
Acetileno, CH <sub>4</sub>	2,5	80	7,7
Etano, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	3	12,4	5,7
Hidrogênio, H <sub>2</sub>	4	74,2	29,2
Metano, CH <sub>4</sub>	5	15	9,5
Monóxido de carbono, CO	12,5	74,2	29,2
n-Butano, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1,6	8,4	3,1
Propano, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2,1	11,4	4,0
Metanol (g), CH <sub>3</sub> OH	5,9	49,9	12,2

Fonte: Kuo (1986)

Em geral, os elementos químicos dos combustíveis responsáveis pela liberação de calor são o carbono, o hidrogênio e o enxofre. A expressão combustão completa é utilizada para descrever a reação ideal de combustão, quando todo o carbono, hidrogênio e enxofre são oxidados, respectivamente, para dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), água (H<sub>2</sub>O) e dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>) (CARVALHO JUNIOR & MACQUAY, 2007). Quando todos os elementos dos combustíveis resultantes do processo de queima são totalmente transformados em dióxido de carbono, água e calor, diz-se que ocorreu uma combustão eficiente.

José (2004) explicou que uma reação química é o reordenamento de átomos de moléculas que colidem. Durante a reação química, os átomos são conservados, ou seja, eles não são criados ou destruídos. Com relação às moléculas reagentes ocorre o inverso, pois essas são reordenadas para se tornar moléculas de produtos, com liberação simultânea de calor.

A combustão completa ocorre quando, na câmara de combustão, há oxigênio na quantidade suficiente para a oxidação completa de todos os elementos do combustível. Neste caso, os elementos químicos combustíveis reagem com o oxigênio do ar formando os produtos de combustão, conforme as Equações 1, 2 e 3:



em que:

C, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, S = átomos de carbono, oxigênio, hidrogênio e enxofre, mol.

CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub> = dióxido de carbono, água e dióxido de enxofre, mol.

### 2.1.2 Excesso de ar

Excesso de ar é definido como a quantidade de ar que passa por meio da câmara de combustão e dutos de tiragem em excesso à quantidade de ar teoricamente necessária para a combustão completa (JOSÉ, 2004).

Beaton & Silva, citados por Lora & Zampieri (2006), afirmaram que o valor ótimo do excesso de ar depende de características do combustível e do sistema de aquecimento. Em geral, os sistemas de combustão modernos, possuem os seguintes valores de excessos de ar conforme o tipo de combustível: sólidos (15 a 30%); líquidos (2 a 10%); e, gasosos (5 a 10%). Mas Gill et al. (1987) disseram que, em aplicações industriais, o excesso de ar para os combustíveis gasosos é de cerca de 1 a 2% e de 5 a 10% para os combustíveis líquidos. Enquanto que Bizzo (2003) citou valores de excesso de ar diferentes dos autores acima. Para os combustíveis gasosos (0 a 10%), líquidos (2 a 30%) e sólidos (> 50%).

Vlassov (2001) comentou que, se na câmara de combustão houver apenas o volume de ar teórico, sempre haverá nela um local com excesso de ar e outro com deficiência de ar, o que proporcionará a queima incompleta nesse local. De outra maneira, o elevado volume de ar em excesso na câmara promoverá a combustão completa, porém, causará redução na temperatura da câmara ocasionando aumento na quantidade dos gases de escape e diminuição na eficiência do equipamento.

Outro problema relacionado com a adequação do excesso de ar na câmara de combustão é que se a quantidade de ar fornecida à câmara de combustão for menor que a necessária, a combustão será incompleta. Essa falta de ar altera a reação da queima do carbono, o que eleva a concentração do monóxido de carbono nos produtos da combustão. O monóxido de carbono é um gás combustível, pois ao reagir com o comburente libera calor. Por isso, no caso de combustão incompleta, o aproveitamento da energia do combustível e o rendimento de uma fornalha ou de um gerador de gás quente irão diminuir (VLASSOV, 2001).

Encontra-se na literatura a definição de dois parâmetros, razão de equivalência e razão ar/combustível, que são utilizados para representar a quantidade de ar requerida num processo de combustão. José (2004) definiu a razão de equivalência como sendo a relação entre a razão combustível/ar atual e a razão combustível/ar estequiométrica. Já a razão ar/combustível é definida como a razão, em massa, entre o ar fornecido e o combustível.

### 2.1.3 Chama

A chama é o resultado da combustão de um combustível seja no estado gasoso, líquido ou sólido. As chamas podem ser luminosas ou não luminosas. A luminosidade brilhante, que em determinadas condições aparece na chama produzida na combustão, é devido à presença de partículas de carbono incandescente existente na chama (JOSÉ, 2004). Segundo Carvalho Junior & Macquay (2007) a zona luminosa de uma chama é estreita ( $< 1\text{mm}$ ), correspondendo ao local efetivo das reações químicas e onde a temperatura é máxima. Para Vlassov (2001), depois da inflamação da mistura ar/combustível, surge uma frente de chama, com espessura de décimos de milímetro, formada por uma zona de reações químicas e uma zona de preparação da mistura para a combustão. A frente da chama é a fronteira situada entre os produtos de combustão e a mistura combustível.

Segundo Gaydon & Wolfhard, citados por Carinhana Junior (2006), as chamas são classificadas como explosivas (ou de propagação) e estacionárias. As chamas explosivas são aquelas que se formam dentro de tubos, sendo utilizadas para determinação da velocidade de queima, da área da chama e da expansão dos gases atrás da região de reação química, principalmente em motores de combustão interna. As chamas estacionárias são as mais utilizadas pelas indústrias, principalmente como fonte de aquecimento. Elas podem ser subdivididas em chamas difusivas e pré-misturadas.

A chama de difusão ocorre quando o combustível e o comburente estão inicialmente separados e a combustão acontece em uma interface entre eles, e a chama pré-misturada, ocorre quando o combustível e o oxidante já estão misturados antes da queima (KUO, 1986).

José (2004) explicou que a chama pode ter quatro regiões diferentes conforme as reações que estão ocorrendo, e são elas: Região Interior – não possui coloração, sendo formada por uma mistura ar/gás não queimada e que não atingiu a temperatura de combustão; Região Azul – é aquela onde ocorre a combustão completa; Região Redutora – é a zona mais luminosa da chama que ocorre devido à presença de carbono livre que foi decomposto do combustível pela ação da intensidade de calor; e, Região Oxidante – é a parte externa da chama que está em contato com o ar atmosférico e que promove a queima completa dos produtos originados na região redutora.

A razão ar/combustível faz variar a cor da faixa luminosa da chama. Para misturas muito ricas, onde se tem excesso de combustível, a cor é amarelada, devido às partículas de carbono sólido. Para misturas ricas, a cor é verde, devido à molécula  $\text{C}_2$ . Enquanto para misturas pobres, onde se tem excesso de ar, a cor é violeta, devido os radicais CH.

### 2.1.3.1 Temperatura adiabática da chama

É definida como a máxima temperatura alcançada pela mistura ar/combustível num processo de combustão, considerando que esse processo ocorra adiabaticamente, sem envolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial. Considerando-se certo estado inicial de pressão e temperatura dos reagentes para um combustível qualquer, a máxima temperatura adiabática de chama ocorre quando a mistura for estequiométrica (VAN WYLEN et al., 2003).

Carvalho Junior & Macquay (2007) explicaram que, em sistemas de combustão com excesso de ar, a mesma quantidade de calor proveniente da queima do combustível é utilizada para o aquecimento de grande parte dos reagentes que não participam efetivamente das reações químicas, principalmente o nitrogênio e o oxigênio em excesso. Isso causa diminuição na temperatura da chama adiabática. Conforme o exemplo apresentado pelos autores, considerando a queima de metano com ar estequiométrico, a temperatura de chama adiabática e as frações do poder calorífico inferior do combustível que são transferidos para o CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> são iguais a 2.059 °C e 13,9; 23,8; 62,3 e 0,0%, respectivamente. Para o excesso de ar de 10%, esses valores seriam 1.931 °C e 12,9; 21,7; 63,7 e 1,7%, respectivamente. Esses valores indicam que a temperatura de chama adiabática reduziu em 6,2% quando a queima ocorreu com o excesso de ar de 10%, em comparação com o ar estequiométrico. O Quadro 3 contém os valores das temperaturas da chama adiabática de alguns combustíveis gasosos.

**Quadro 3.** Temperatura adiabática da chama em ar de combustíveis gasosos

<b>Combustíveis gasosos</b>	<b>Temperatura adiabática de chama (°C)</b>
Acetileno	2632
Naftaleno	2260
Eteno	2343
Propeno	2254
Etano	1949
Hidrogênio	2210
Iso-Butano	1973
Metano	1918
Monóxido de carbono	2468
n-Butano	1973
Propano	1967
GLP	1970

Fonte: Gas Engineers Handbook / SINDE citado por Gasnet (2010).

### 2.1.3.2 Velocidade de chama

Kuo (1986) definiu a velocidade de chama como a velocidade de queima de uma mistura ar/combustível na qual os gases reagentes entram na superfície da onda de combustão.

Bizzo (2003) afirmou que a velocidade de chama varia com a temperatura da mistura, com a relação ar/combustível e com o padrão de fluxo, se laminar ou turbulento. O autor comentou que as medidas de velocidade de chama em laboratório são realizadas quase sempre nos regimes laminares, mas a maioria dos equipamentos industriais opera com combustão turbulenta.

Conforme Costa (2010) os gases combustíveis podem ser classificados em gases de baixa velocidade, como o GLP e o gás natural, e os gases de alta velocidade, como o acetileno e o hidrogênio (Quadro 4). O autor comentou que a velocidade de chama é uma característica importante para o projeto dos bocais dos queimadores e está relacionada com a estabilidade da chama. As velocidades de saída das misturas ar-gás nos bocais tendem a expulsar a chama para fora do queimador, enquanto a velocidade da chama se desloca no sentido do bocal do queimador. Enquanto houver equilíbrio entre essas velocidades, a chama se manterá estável. Bizzo (2003) reforça esses fenômenos explicando que o deslocamento da chama ocorre quando a velocidade da mistura não queimada é superior à velocidade da chama e que o retorno de chama ocorre quando a velocidade da mistura ar-combustível é inferior à velocidade da chama.

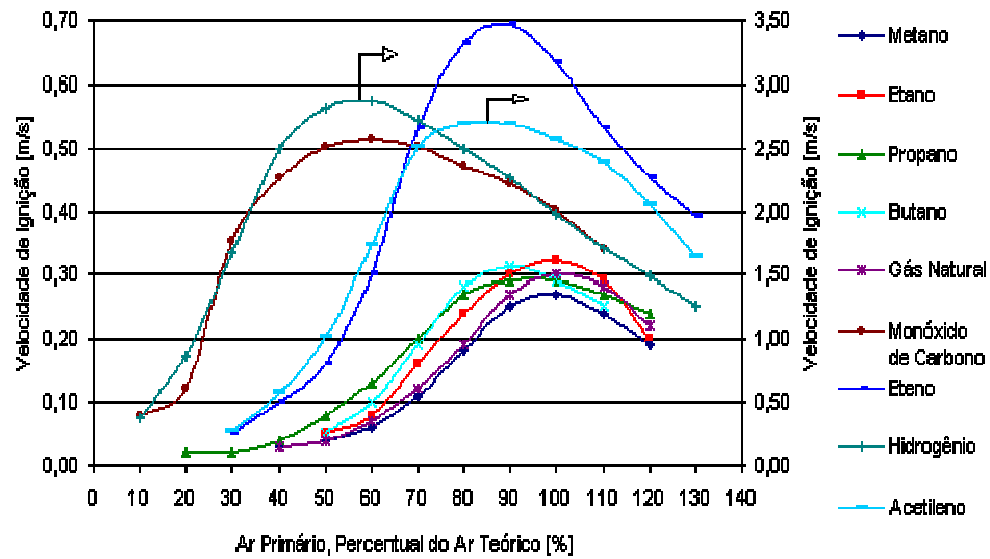
**Quadro 4.** Velocidade de chama de gases após a queima em ar e em oxigênio

Gás	Ar	Oxigênio
	Velocidade de chama (m/s)	
Metano	0,4	3,9
Propano	0,45 – 0,5	3,3 – 3,9
Butano	0,35	3,3
GLP	0,35 – 0,5 *	-
Acetileno	1,46	7,6
Hidrogênio	2,66	14,35

Fonte: Costa (2010); \* percentagem de glp na mistura com ar: 2 a 9%

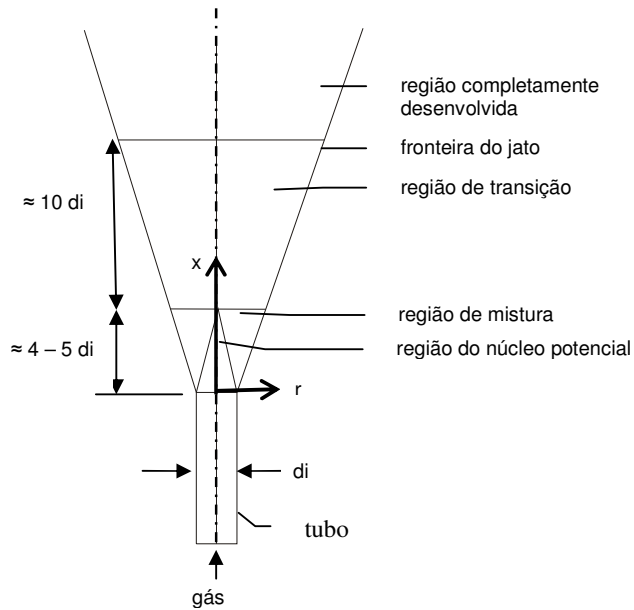
De acordo com a Gasnet (2010), no processo de deflagração, onde a propagação da combustão ocorre por transmissão de calor devido à condução, convecção e radiação da chama para a mistura ar/gás vizinha, a velocidade de propagação da chama é relativamente baixa quando comparada aos valores máximos possíveis e varia no intervalo de 0,06 a 3,0 m s<sup>-1</sup>, conforme é ilustrado pela Figura 1. Verifica-se, para os gases propano, butano, metano e gás natural, que a velocidade

máxima de propagação da chama é de cerca de 0,25 a 0,30 m s<sup>-1</sup>, enquanto que para o hidrogênio e o acetileno, a velocidade máxima da chama varia de 2,5 a 3,0 m s<sup>-1</sup>.



**Figura 1** – Velocidade de propagação da chama para diversos gases em relação à proporção de ar primário da combustão.  
 Fonte: Gas Engineers Handbook / SINDE citado por Gasnet (2010)

Beer e Chigier, citados por Carvalho Junior & Macquay (2007) apresentaram equações que descrevem os campos de concentração e velocidade das chamas de difusão tipo jato. Segundo os autores, um fluido, ao ser ejetado de um tubo, forma um jato ao interagir com o fluido externo formando as quatro regiões, conforme a Figura 2. No núcleo potencial, o fluido possui a mesma velocidade e composição que tinha dentro do tubo. Nas regiões de mistura e de transição ocorre a mistura do gás com o fluido externo. Os parâmetros de escoamento, velocidade e concentração, são determinados na região completamente desenvolvida. Massa e quantidade de movimento são transferidas perpendicularmente ao eixo do tubo nas quatro regiões.



**Figura 2** – Caracterização das regiões de um fluido ejetado de um tubo.

A variação da velocidade com o raio,  $r$ , e com a distância axial,  $x$ , para um jato circular descarregando em ar parado pode ser estimada por meio da Equação 4.

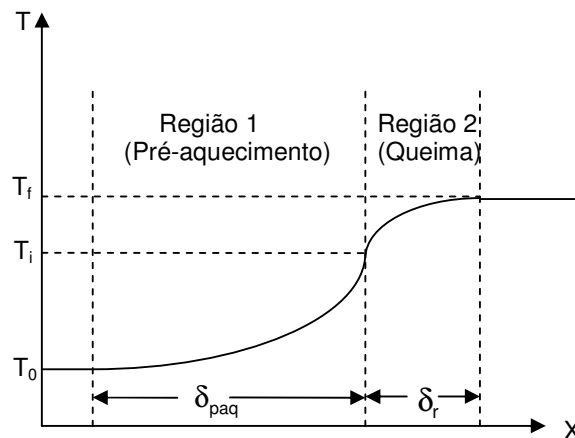
$$\frac{u}{u_i} = \frac{1}{0,16 \left( \frac{\rho_{ar}}{\rho_i} \right)^{1/2} \frac{x}{d_i} - 1,5} \exp \left[ -k_2 \left( \frac{r}{d_i} \right)^2 \right] \quad (4)$$

em que

- $u$  = velocidade média temporal nos pontos  $(r,x)$ ,  $m\ s^{-1}$ ;
- $u_i$  = velocidade média temporal na saída do tubo,  $m\ s^{-1}$ ;
- $\rho_i$  = massa específica do combustível na saída do tubo,  $kg\ m^{-3}$ ;
- $\rho_{ar}$  = massa específica do ar externo,  $kg\ m^{-3}$ ;
- $r$  = variável na direção radial do tubo,  $m$ ;
- $x$  = variável na direção axial do tubo,  $m$ ;
- $d_i$  = diâmetro do tubo,  $m$ ; e
- $K_2$  = constante da equação que varia de 82 a 92, adimensional.

Kuo (1986) apresentou vários modelos, de diversos autores, para determinação dos perfis de concentração, temperatura e velocidade de chama nos regimes de escoamento laminar e turbulento. Um modelo para a determinação da velocidade de chama em regime de escoamento laminar foi desenvolvido por Mallard e Le Chatelier.

A variação de temperatura de uma chama laminar típica é ilustrada na Figura 3. A chama foi dividida em duas regiões. A região 1 refere-se ao pré-aquecimento da mistura ar/combustível, onde os gases são aquecidos por condução até o limite de ignição. A região 2 é aquela onde ocorre as reações químicas, na qual a entalpia química é convertida em entalpia sensível, ou seja, o calor transportado na Região 2 é igual ao calor necessário para que os gases não queimados atinjam a temperatura de ignição. Após um balanço de massa (Equação 5) e energia (Equação 6) aplicados na Região 1 e considerando o problema unidimensional, calor específico a pressão constante ( $C_p$ ), aumento de temperatura entre  $T_i$  e  $T_f$  na distância  $\delta_r$ , área da seção assumida como unitária e que existe uma região na qual não há liberação de calor terminando em  $T_i$ , obtém-se a velocidade de chama laminar (Equação 7).



**Figura 3** – Esquema de uma chama laminar descrita por Mallard e Le Chatelier citados por Kuo (1986).

$$\dot{m} = \rho A S_L \quad (5)$$

em que:

$S_L$  = velocidade de chama laminar,  $m \ s^{-1}$ ;

$A$  = área da seção,  $m^2$ ;

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

$\dot{m}$  = vazão mássica da mistura,  $kg \ s^{-1}$ ;

$$\dot{m} C_p (T_i - T_0) = \lambda (T_f - T_i) \frac{1}{\delta_r} \quad (6)$$

$$S_L = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{T_f - T_i}{T_i - T_0} \frac{1}{\delta_r} \quad (7)$$

em que:

$\lambda$  = condutividade térmica da mistura,  $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;

$C_p$  = calor específico a pressão constante,  $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;

$T_0$  = temperatura inicial da mistura, K;

$T_i$  = temperatura de ignição, K;

$T_f$  = temperatura final após a passagem da onda de combustão, K;

$\delta_r$  = espessura da região de reação química, m;

A velocidade de chama turbulenta pode ser determinada conforme Damköhler, citado por Kuo (1986). Segundo o autor, em escoamentos altamente turbulentos a velocidade de chama é proporcional ao número de Reynolds ( $Re \geq 6000$ ). Os vórtices formados possuem dimensões comparáveis ao diâmetro do tubo, sendo muito maiores que a densidade da frente de chama laminar. Esse efeito de turbulência promove aumento na área específica da frente de chama. Damköhler observou que a turbulência, em pequena escala, aumentava as propriedades de transporte da onda de chama e que esse efeito não acontecia para a turbulência em grande escala, definida no intervalo de 0,008 a 0,02. O autor investigou essas mudanças como função do número de Reynolds e obteve como resultado, a Equação 8, que depende, também, da velocidade de chama laminar.

$$\frac{S_T}{S_L} \approx 0,1 Re^{1/2} \quad (8)$$

em que:

$S_T$  = velocidade de chama turbulenta,  $\text{m s}^{-1}$ ;

$S_L$  = velocidade de chama laminar,  $\text{m s}^{-1}$ ; e

$Re$  = número de Reynolds, adimensional;

### 2.1.3.3 Comprimento de chama

Para a determinação do comprimento visível de chama em escoamentos turbulentos tipo jato de gás, existem duas equações empíricas desenvolvidas por Guenther e Hawthorne et al., citados por Carvalho Junior & Macquay (2007).

Beer & Chigier, citados por Carvalho Junior & Macquay (2007), afirmaram que o comprimento de chama turbulenta, em meio estagnado, depende do diâmetro do tubo de descarga e do tipo de combustível. Os autores apresentaram a Equação 9, derivada por Guenther:

$$\frac{L}{d_i} = 6 (AC_{est.} + 1) \left( \frac{\rho_i}{\rho_{ch}} \right)^{1/2} \quad (9)$$

em que:

$L$  = comprimento da chama, m;

$d_i$  = diâmetro do tubo de descarga, m;

$AC_{est.}$  = razão estequiométrica ar/combustível,  $kg_{ar}/kg_{combustível}$ ;

$\rho_i$  = massa específica do combustível na saída do tubo de descarga,  $kg\ m^{-3}$ ; e

$\rho_{ch}$  = massa específica média da chama,  $kg\ m^{-3}$ ;

Carvalho Junior & Macquay (2007) obtiveram outra equação para determinar o comprimento de chama em regime turbulento, derivada por Hawthorne et al. (Equação 10). Essa equação pode ser utilizada, também, para chamas levemente pré-misturadas, ou seja, o combustível mistura-se com ar antes de ser queimado em uma câmara. O comprimento de chama dessa mistura é estimado em relação ao comprimento de chama para o combustível puro. Concluíram que a adição de oxidante no combustível reduz, consideravelmente, o comprimento de chama.

$$\frac{L}{d_i} = \frac{5,3}{C_T} \left\{ \frac{T_{ch}}{\alpha_T T_i} \left[ C_T + (1 - C_T) \frac{M_O}{M_C} \right] \right\}^{1/2} \quad (10)$$

em que:

$T_{ch}$  = temperatura da chama adiabática da mistura estequiométrica entre o combustível e o oxidante, K;

$T_i$  = temperatura do gás na saída do tubo, K;

$C_T$  = fração molar do combustível na mistura estequiométrica não reagida, adimensional;

$\alpha_T$  = razão entre o número de mols dos reagentes e o número de mols dos produtos na mistura estequiométrica, adimensional;

$M_O$  = massa molecular do oxidante,  $g\ mol^{-1}$ ; e

$M_C$  = massa molecular do combustível,  $g\ mol^{-1}$ ;

#### 2.1.4 Análise de um sistema gerador de gás quente

No estudo de um sistema de combustão, em que existe a geração de calor, é importante compreender como é possível um sistema “gerar calor”, sendo necessário, então, efetuar os balanços de massa e energia envolvidos no processo.

#### 2.1.4.1 Geração de calor de um sistema

*Calor* é definido como a forma de transferência de energia através da fronteira de um sistema, numa dada temperatura, a outro sistema, que apresenta uma temperatura inferior, em virtude da diferença entre as temperaturas dos dois sistemas. Além disso, a energia transferida não está associada com transferência de massa. Essa definição de calor é específica e diferente da interpretação comum da palavra ou de alguma definição onde o calor está associado com calorimetria (VAN WYLEN et al., 2003 e SCHMIDT et al., 2004). Os termos principais desse conceito são explicados a seguir:

- a) O primeiro termo, nessa definição, indica que calor é energia em trânsito, ou seja, é a energia que cruza a fronteira do sistema do volume de controle. Um sistema ou volume de controle não possui calor, mas a energia é caracterizada como calor apenas quando esta cruza a fronteira do sistema. Calor não pode ser armazenado e deve ser convertido para alguma outra forma de energia depois de atravessar a fronteira do sistema.
- b) O segundo termo na definição de calor indica que o potencial que induz à troca de calor deve ser a diferença de temperaturas. Dessa maneira, não pode haver qualquer transferência de calor entre dois sistemas que estejam à mesma temperatura. Se o fluxo de energia através da fronteira é causado por qualquer outro potencial que não seja a diferença de temperaturas entre o sistema e a vizinhança, então tal troca de energia não pode ser chamada de calor. O calor é transferido do sistema com temperatura superior ao sistema que apresenta temperatura inferior.
- c) O terceiro ponto na definição indica que calor não é acompanhado por transferência de massa. Se uma transferência de energia ocorrer através de um volume de controle devido ao transporte de massa, então aquela forma de transferência de energia não é calor. Deve-se enfatizar que massa fluindo para dentro ou para fora do volume de controle conduz energia consigo.

Outro aspecto dessa definição de calor é que um corpo nunca contém calor e só pode ser reconhecido quando atravessa a fronteira do sistema. Assim, o calor é um fenômeno transitório.

Çengel & Boles (2007) afirmaram que várias frases empregadas atualmente – como *fluxo de calor*, *adição de calor*, *rejeição de calor*, *absorção de calor*, *remoção de calor*, *ganho ou perda de calor*, *armazenamento de calor*, *geração de calor*, *calor de reação*, *liberação de calor*, *calor específico*, *calor sensível*, *calor latente*, *calor perdido*, *calor do corpo*, *calor do processo*, *sumidouro de calor* e, *fonte de calor* – não são

consistentes com o significado termodinâmico rigoroso do termo *calor*, o qual limita seu uso à *transferência da energia térmica durante um processo*. Entretanto, essas expressões estão profundamente enraizadas em nosso vocabulário, sendo utilizadas por leigos e cientistas sem causar nenhum mal-entendido, já que em geral são interpretadas adequadamente e não literalmente.

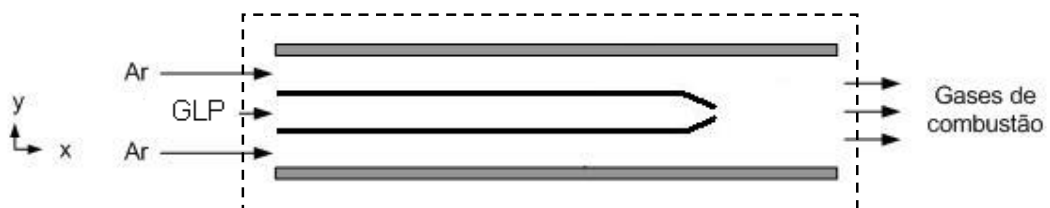
Segundo Van Wylen et al. (2003), considera-se negativo o calor transferido de um sistema, representando uma diminuição de energia no sistema, e positivo o calor transferido para um sistema, representando um aumento de energia no sistema.

Do ponto de vista matemático, segundo Van Wylen et al. (2003), o calor é uma função de linha e por isto tem diferencial inexata. Isto é, a quantidade de calor transferida para um sistema que sofre mudança do estado 1 para o estado 2 depende do caminho que o sistema percorre durante o processo. A diferencial inexata do calor deve ser escrita  $\delta Q$ .

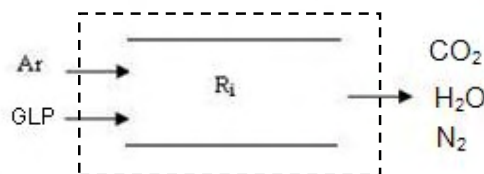
Conforme os conceitos apresentados acima, afirma-se que um sistema pode gerar calor, mas nenhum sistema contém calor, ele contém energia. Um sistema gera calor quando há uma diferença de temperatura, e a temperatura superior se encontra dentro do sistema enquanto que a temperatura inferior se encontra na vizinhança ou fora superfície de controle. Assim, o calor será transferido para fora do sistema. Como exemplos de sistemas geradores calor podem-se citar: bomba de calor, gerador de gás quente à gás e fornalhas.

#### 2.1.4.2 Balanços de massa e energia no sistema gerador calor

É apresentado, na Figura 4, o esquema de um gerador de gás quente para GLP. Ilustra-se, na Figura 5, o volume de controle do sistema de combustão.

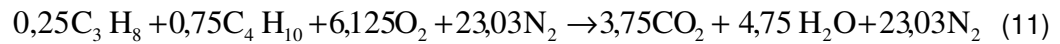


**Figura 4** – Esquema de um gerador de gás quente.



**Figura 5** – Volume de controle do gerador de gás quente para GLP.

A reação estequiométrica balanceada para a combustão do GLP depende da proporção volumétrica dos gases constituintes desse combustível. Por exemplo, considerando o GLP constituído por 25% de propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) e 75% de butano (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) a reação estequiométrica será conforme a Equação 11:



Verifica-se, nessa reação, que são necessários 29,16 kmols de ar para queimar 1 kmol de GLP.

Os balanços de massa e energia foram realizados conforme as considerações descritas abaixo. Algumas considerações foram esclarecidas conforme Van Wylen (2003) e Fox et al (2010).

### **Considerações:**

- i. O volume de controle não se move em relação ao sistema de coordenadas, ou seja, as velocidades medidas em relação àquele sistema são velocidades relativas à superfície de controle e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle;
- ii. O estado da massa, em cada ponto do volume de controle não varia com o tempo, ou seja, o sistema operará em regime permanente. Assim, a taxa de variação de massa e a taxa de variação energia no volume de controle são nulas;
- iii. O fluxo de massa e o estado desta massa em cada área discreta de escoamento na superfície de controle permanecem constantes. As taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle não variam com o tempo;
- iv. O volume de controle possui entradas e saídas unidimensionais;
- v. Será considerado que houve uma combustão completa do GLP, ou seja, nos produtos da combustão não haverá a presença de GLP não queimado e nenhum C, H<sub>2</sub>, CO, OH e O<sub>2</sub>, haverá apenas o CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e N<sub>2</sub>.
- vi. O ar e os gases de combustão são gases ideais e o escoamento é incompressível, ou seja, no volume de controle a taxa de variação da massa específica é desprezível. Segundo Fox et al (2010), esta consideração fundamenta-se no fato de que para o número adimensional de Mach ( $M < 0,3$ ), variações na massa específica dos gases atingem, no máximo, 2% do valor médio. Em condições normais (padrão), um valor de  $M < 0,3$  no ar, corresponde a uma velocidade de 100 m s<sup>-1</sup>.
- vii. O ar é composto por 100% de oxigênio e nitrogênio.

### 2.1.4.2.1 Balanço global de massa

De acordo com Van Wylen et al. (2003) e White (2002), a aplicação do princípio de conservação de massa ao volume de controle do gerador de gás quente e de acordo com as considerações listadas acima, obteve-se a Equação 12.

$$\sum_i (\rho_i A_i V_i)_{\text{saída}} - \sum_i (\rho_i A_i V_i)_{\text{entrada}} = 0 \quad (12)$$

em que:

$\rho_i$  = massa específica do fluido,  $\text{kg m}^{-3}$ ;

$A_i$  = área da seção transversal na entrada e na saída do gerador de gás quente,  $\text{m}^2$ ;

$V_i$  = velocidade de escoamento do fluido,  $\text{m s}^{-1}$ .

Assim, o balanço global de massa para o volume de controle do gerador de gás quente, considerando os reagentes e os produtos, assume a forma da Equação 13.

$$(\rho A v)_{\text{GLP}} + (\rho A v)_{\text{ar}} = (\rho A v)_{\text{CO}_2} + (\rho A v)_{\text{H}_2\text{O}} + (\rho A v)_{\text{N}_2} \quad (13)$$

Pela consideração (ii), a taxa de variação de massa no volume de controle  $\frac{dM_i}{dt} = 0$ .

### 2.1.4.2.2 Balanço global de energia

As relações do balanço de energia aplicadas aos sistemas quimicamente reagentes envolvem variações em sua energia química (ÇENGEL & BOLES, 2007). Para Van Wylen et al. (2003) e White (2002), o balanço global de energia nada mais é do que o *teorema de transporte Reynolds* aplicado à Primeira Lei da Termodinâmica. Nesse teorema relaciona-se a derivada temporal de uma grandeza do fluido no sistema, neste caso a energia (E), à taxa de variação da mesma grandeza no interior de certa região. O balanço de energia, para um fluido com escoamento em regime permanente, aplicado ao volume de controle do gerador de gás quente, pode ser descrito conforme a Equação 14:

$$\frac{dE_{\text{v.c.}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{v.c.}} - \dot{W}_{\text{v.c.}} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) \quad (14)$$

em que:

$\frac{dE_{\text{v.c.}}}{dt}$  = taxa da variação de energia no volume de controle,  $\text{kJ s}^{-1}$ ;

- $\dot{Q}_{v.c.}$  = transferência de calor no volume de controle,  $\text{kJ s}^{-1}$ ;  
 $\dot{W}_{v.c.}$  = trabalho realizado pelo sistema no volume de controle,  $\text{kJ s}^{-1}$ ;  
 $\dot{m}_e$  = vazão mássica do fluido na entrada do queimador,  $\text{kg}_{ar} \text{s}^{-1}$ ;  
 $\dot{m}_s$  = vazão mássica do fluido aquecido na saída do queimador,  $\text{kg}_{ar} \text{s}^{-1}$ ;  
 $h_e$  = entalpia do fluido na entrada do queimador,  $\text{kJ kg}_{ar}^{-1}$ ;  
 $h_s$  = entalpia do fluido na saída do queimador,  $\text{kJ kg}_{ar}^{-1}$ ;  
 $V_e$  = velocidade do fluido na entrada do queimador,  $\text{m s}^{-1}$ ;  
 $V_s$  = velocidade do fluido na saída do queimador,  $\text{m s}^{-1}$ ;  
 $g Z_e$  = energia potencial do fluido na entrada do queimador,  $\text{kJ}$ ; e  
 $g Z_s$  = energia potencial do fluido na saída do queimador,  $\text{kJ}$ .

De acordo com as considerações realizadas acima, os termos referentes ao trabalho (ii) e à taxa de variação de energia (iii) são nulos. Segundo Van Wylen et al. (2003) e Çengel & Boles (2007), considerando-se as variações das energias cinética e potencial desprezíveis, o balanço de energia ( $\dot{E}_e = \dot{E}_s$ ) pode ser expresso para um sistema em regime permanente com ocorrência de reação química conforme a Equação 15.

$$\dot{Q}_e + \sum \dot{n}_r (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_r = \dot{Q}_s + \sum \dot{n}_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_p \quad (15)$$

em que:

- $\dot{n}_p$  = taxa de fluxo molar do produto,  $\text{kmol s}^{-1}$ ;  
 $\dot{n}_r$  = taxa de fluxo molar do reagente,  $\text{kmol s}^{-1}$ ;  
 $\bar{h}_f^o$  = entalpia de formação do fluido no estado de referência padrão,  $\text{kJ kmol}^{-1}$ ;  
 $\bar{h}$  = entalpia sensível no estado especificado;  $\text{kJ kmol}^{-1}$ ; e  
 $\bar{h}^o$  = entalpia sensível do fluido no estado de referência padrão,  $\text{kJ kmol}^{-1}$ .

Analisando-se a Equação 15, observa-se que os termos à esquerda e à direita da igualdade representam as taxas de energia por calor e massa na entrada e na saída, respectivamente.

Na análise da combustão é mais conveniente trabalhar com quantidades expressas *por mol de combustível*. Essa relação pode ser obtida pela divisão de cada termo da Equação 15 pela taxa de escoamento molar do combustível, resultando na Equação 16. Os parâmetros  $N_r$  e  $N_p$  são obtidos diretamente da equação de combustão balanceada.

$$Q_e + \sum N_r (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}^o)_r = Q_s + \sum N_p (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}^o)_p \quad (16)$$

em que:

$N_r$  = número de mol do reagente,  $\text{kmol kmol}^{-1}_{\text{comb}}$ ; e

$N_p$  = número de mol do produto,  $\text{kmol kmol}^{-1}_{\text{comb}}$ ;

Verifica-se na Equação 16, que os termos à esquerda da igualdade representam a entrada de energia por mol de combustível por calor e massa e os termos à direita da igualdade significam a saída de energia por mol de combustível por calor e massa.

Çengel & Boles (2007) comentaram que normalmente uma câmara de combustão envolve saída de calor, mas não entrada de calor. Desta forma, o balanço de energia de um processo de combustão com escoamento em regime permanente pode ser descrito conforme a Equação 17.

$$Q_s = \sum N_r (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}^o)_r - \sum N_p (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}^o)_p \quad (17)$$

A Equação 17 expressa que a saída de calor durante um processo de combustão é simplesmente a diferença entre a energia dos reagentes que entram e a energia dos produtos que saem da câmara de combustão. Para o volume de controle do gerador de gás quente (Figura 5), os reagentes são o ar ( $\text{O}_2$  e  $\text{N}_2$ ) e o combustível é o GLP, uma mistura de propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) e butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ), enquanto os produtos são a mistura de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{N}_2$ .

#### 2.1.4.2.3 Terceira Lei da Termodinâmica aplicadas a sistemas reagentes

Para um processo que envolve reações químicas, a análise completa desse processo na ótica da termodinâmica exige a análise da exergia e a destruição da exergia (2ª Lei da Termodinâmica), que estão relacionadas com a entropia.

A entropia é uma propriedade termodinâmica um tanto abstrata, sendo difícil descrevê-la fisicamente sem considerar o estado microscópico do sistema. Ela é designada pelo símbolo  $S$ , sendo definida conforme a Equação 18 (VAN WYLEN et al., 2003).

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{rev}} \quad (18)$$

em que:

$dS$  = entropia infinitesimal,  $\text{kJ K}^{-1}$ .

Conforme Van Wylen et al. (2003) e Çengel & Boles (2007) o balanço de entropia de qualquer sistema, incluindo os sistemas reagentes, que passa por qualquer processo pode ser expresso conforme a Equação 19.

$$S_e - S_s + S_{ger} = \Delta S_{sistema} \quad (19)$$

O termo  $(S_e - S_s)$  significa transferência líquida de entropia por calor e massa, o termo  $S_{ger}$  (geração de entropia) e  $\Delta S_{sistema}$  (a variação de entropia do sistema). Usando as quantidades por unidade de mol de combustível, e considerando a transferência de calor para dentro do sistema como a direção positiva, o balanço de entropia para um sistema reagente em regime permanente pode ser expresso conforme a Equação 20.

$$\sum \left( \frac{Q_k}{T_k} \right) + S_{ger} = S_p - S_r \quad (20)$$

em que:

$T_k$  = temperatura da fronteira, K

$S_p$  e  $S_r$  = entropias dos produtos e reagentes,  $\text{kJ K}^{-1}$ .

A determinação da variação de entropia associada a uma reação química não é direta porque as relações de entropia para os reagentes e os produtos envolvem as entropias dos componentes, não as variações de entropia. Isto levou à formulação da *Terceira Lei da Termodinâmica*, assim expressa: a entropia de uma substância cristalina pura (cristal perfeito) à temperatura de zero absoluto é zero. Os valores de entropia absoluta para diversos gases ideais e combustíveis podem ser obtidos diretamente de tabelas termodinâmicas.

Segundo Çengel & Boles (2007), na avaliação da entropia de um componente de uma mistura de gás ideal deve-se utilizar a pressão parcial e a temperatura do componente. A entropia para o componente  $i$  de uma mistura de gás ideal pode ser determinada conforme a Equação 21.

$$\bar{S}_i(T, P_i) = \bar{S}_i^o(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0} \quad (21)$$

em que:

$R_u$  = constante universal do componente  $i$  do gás,  $\text{kJ kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;

$P_i$  = pressão parcial do componente  $i$ , atm;

$P_0$  = pressão na condição padrão, 1 atm;

$P_m$  = pressão total da mistura, atm;

$y_i$  = fração molar do componente  $i$ ,  $\text{kmol kmol}^{-1}$ ;

$\bar{S}_i^o(T, P_0)$  = entropia absoluta no estado especificado;  $\text{kJ kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$ ; e

$\bar{S}_i(T, P_i)$  = entropia do componente  $i$  no estado especificado;  $\text{kJ kmol}^{-1} \text{K}^{-1}$ ;

Van Wylen et al. (2003) e Çengel & Boles (2007) afirmaram que se for considerada uma mistura de gases reais, ou seja, se essa mistura de gás estiver a uma pressão relativamente alta ou a uma temperatura relativamente baixa, o desvio do comportamento do gás ideal deve ser considerado, incorporando equações de estado mais exatas ou diagramas de entropia generalizados.

#### 2.1.4.2.4 Segunda Lei da Termodinâmica aplicada a sistemas reagentes

A aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica aos sistemas reagentes, resume-se em determinar a exergia destruída e o trabalho reversível que representa o trabalho máximo que pode ser realizado durante um processo.

A exergia destruída pode ser determinada conforme a Equação 22.

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} \quad (22)$$

em que:

$X_{\text{destruída}}$  = exergia destruída, kJ; e

$T_0$  = temperatura termodinâmica da vizinhança, K.

Pelo fato de as variações nas energias cinética e potencial terem sido consideradas desprezíveis, a relação do trabalho reversível para um processo de combustão em regime permanente, envolvendo a transferência de calor apenas com a vizinhança a  $T_0$ , pode ser obtida conforme a Equação 23.

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{S})_r - \sum N_p (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{S})_p \quad (23)$$

em que:

$W_{\text{rev}}$  = trabalho reversível, kJ.

No processo de combustão não existe realização de trabalho real, na realidade considera-se o trabalho reversível (Equação 23) como sendo a exergia destruída.

#### 2.1.5 Qualidade dos gases de combustão

Os gases de combustão são os produtos resultantes das reações químicas que ocorrem durante o processo de combustão. Dentre os gases que podem ser formados, os principais são o gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ), o vapor d'água ( $\text{H}_2\text{O}$ ), os óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}$  e  $\text{NO}_2$ ), os óxidos de enxofre ( $\text{SO}_2$  e  $\text{SO}_3$ ) e o monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ). Além

de gases, também, podem ser liberados materiais particulados no processo de combustão de combustíveis sólidos e líquidos (JOSÉ, 2004).

Van Wylen et al. (2003) afirmaram que as taxas de reação química controlam as taxas de combustão e as taxas de formação e destruição de poluentes atmosféricos.

Um importante gás poluente é o monóxido de carbono que é um dos produtos da combustão incompleta. É um gás altamente tóxico, sem cor, odor e gosto, e não irritante, sendo detectado, somente, por meio de equipamentos de análise (JOSÉ, 2004). Os efeitos fisiológicos que ocorrem em pessoas expostas a diferentes concentrações de monóxido de carbono estão apresentados no Quadro 5.

**Quadro 5.** Efeitos fisiológicos do monóxido de carbono

<b>Concentrações de monóxido de carbono (CO) no ar (ppm)</b>	<b>Modo de ação</b>	<b>Tempo de inalação e sintomas</b>
35	O monóxido de carbono (CO) combina-se com a hemoglobina no sangue no lugar do oxigênio, impedindo a circulação do O <sub>2</sub> no organismo.	Concentração máxima permitida para exposição contínua em um período de 8 horas, de acordo com a resolução do CONAMA, número 003, 28/06/1990.
200		Leve dor de cabeça após 2 a 3 horas.
400		Dor de cabeça frontal dentro de 1 a 2 horas.
800		Náuseas e convulsões dentro de 45 min. Inconsciência em cerca de 2 horas.

Fonte: José (2004)

## 2.2 Combustível

Combustível pode ser definido como uma substância química que em contato com um comburente pode produzir uma reação que libera energia térmica na forma de calor, conhecida como reação exotérmica.

No Brasil, os gases combustíveis mais importantes, comercializados, são os gases liquefeitos do petróleo e o gás natural. Existem os gases que são produzidos e distribuídos localmente por redes de tubulações como o gás manufacturado reformado e outros gases combustíveis com aplicações específicas como o gás residual de refinaria, o gás de coqueria, o gás de alto forno, o acetileno, o hidrogênio, o gás de

decomposição anaeróbia e os gases oriundos da gaseificação da madeira, do carvão vegetal e do carvão mineral (COSTA, 2010).

### 2.2.1 Gás liquefeito de petróleo (GLP)

O GLP é conhecido como "gás de cozinha", devido à sua aplicação para cocção de alimentos, estimada em mais de 90% da demanda brasileira. Outras aplicações comumente encontradas são como combustível industrial em fábricas, hospitais e restaurantes, em empilhadeiras utilizadas em armazéns e indústrias metalúrgicas e cerâmicas e, mais recentemente, em geradores de calor instalados em secadores de grãos (CARDOSO SOBRINHO, 2001).

Segundo Weber, citado por Portella & Eichelberger (2001), sistemas de secagem que utilizam combustíveis líquidos ou gasosos, como o GLP e gás natural (GN), oferecem vantagens como a simplicidade de operação e a facilidade no controle da temperatura do ar por automação.

Segundo Bizzo (2003) o GLP é uma mistura de hidrocarbonetos de cadeia curta com 3 ou 4 carbonos, podendo ser considerado, para efeitos práticos de combustão, como uma mistura em partes iguais de propano e butano. O resultado médio de diversas análises desse gás está apresentado no Quadro 6.

**Quadro 6.** Valores médios de alguns parâmetros do GLP

<b>Composição do GLP em massa (%)</b>	
Etano	1,0
Propano	30,6
Butano	32,9
Propeno	20,7
Buteno	14,7
<b>Parâmetros do GLP</b>	
PCS, kcal/Nm <sup>3</sup>	22.600
PCI, kcal/Nm <sup>3</sup>	21.050
Massa específica, kg/Nm <sup>3</sup>	2.060
Massa molar média, kg/kmol	48,79

Fonte: Bizzo (2003)

Silva et al. (2003) comentaram que na utilização do GLP, devido à praticidade de operação dos geradores de calor, reduz parcialmente a mão-de-obra relativa à supervisão do operador, uma vez que o sistema de automação proporciona

manutenção constante da temperatura. Além disso, os autores citaram outras características favoráveis à utilização deste combustível na secagem de grãos, que são: a não ocorrência da carbonização nos defletores instalados na saída dos geradores de calor de combustíveis líquidos ou gasosos e ao longo dos condutos de ar quente, por ser de combustão completa; elevado poder calorífico ( $47.440 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ) em relação à lenha ( $19.000 \text{ kJ.kg}^{-1}$ ); ausência de fuligens e partículas incandescentes, que ocasionam riscos de incêndio; não há deposição de partículas (fumaça, fuligem) sobre os grãos; proporcionam menor manutenção do sistema pela ausência de partículas de carbono; aumento da vida útil do equipamento pela ausência de enxofre nos gases de combustão, que é corrosivo e danifica as estruturas do secador; necessita de menor tempo para estabilizar o regime de operação e, necessita de menor uso de mão-de-obra.

Segundo Hutt et al., citados por Portella & Eichelberger (2001), atualmente, nas relações de mercado de grãos, a segurança alimentar está assumindo grande importância. Os combustíveis sólidos têm combustão difícil e incompleta, liberando grande quantidade de fuligem, fumaça e produtos químicos, alguns comprovadamente nocivos à saúde humana, destacando-se o alcatrão. Por vezes ocorre a impregnação desses contaminantes ao produto, conferindo-lhe cheiro e paladar desagradáveis. Em razão disso, a utilização do GLP na secagem de grãos têm aumentado, resultando em menor contaminação dos grãos.

### **2.2.2 Gerador de gás quente**

O gerador de gás quente, por definição, é um dispositivo que deve assegurar a pulverização e a mistura do combustível com o ar. A construção do gerador de gás quente depende de vários fatores, sendo os principais o consumo do combustível e do ar, as pressões disponíveis do combustível e do ar na entrada do gerador de gás quente, as temperaturas destes e o comprimento da chama. Na prática este valor varia de 0,5 até alguns metros. Se quisermos diminuir o comprimento da chama será necessário aumentar a turbulência do fluxo da mistura, usar pré-aquecimento do ar e do combustível, aumentar a temperatura na câmara, diminuir o consumo de combustível – ar e, por fim, usar combustível com maior poder calorífico (VLASSOV, 2001).

Qualquer combustível terá queima completa e rápida somente quando forem criadas condições necessárias e adequadas. O processo de pulverização geralmente ocorre devido à ação recíproca dos escoamentos do combustível e do ar, no gerador de gás quente. Para a atomização mais fina são usados dispositivos especiais,

chamados pulverizadores ou bicos. O pulverizador propriamente dito, em conjunto com um canal para o fornecimento de ar e um dispositivo para turbilhonar o escoamento do ar, formam um gerador de gás quente (VLASSOV, 2001).

A turbulência inicial pode ser causada pelo próprio gerador de gás quente e o seu desenvolvimento pode ser alterado pela proximidade das paredes da câmara de combustão. Além de promover a mistura do combustível com o oxidante, a turbulência faz com que os gases quentes e os intermediários da chama retornem para a zona de ignição, proporcionando a redução no tempo de ignição. O mecanismo de introdução do ar secundário também influencia a forma, a intensidade e a estabilidade da chama. Se for introduzido com alta velocidade, ocorrerá aumento na intensidade da turbulência, fazendo com que o comprimento de chama diminua e a intensidade e estabilidade se elevem. Se o ar secundário for adicionado com velocidade excessiva proporcionará queima lenta, resultando em resfriamento brusco. Portanto, o ar deve ser adicionado em etapas. Esse efeito pode ser reduzido com o uso de ar secundário aquecido (BIZZO, 2003).

Segundo Freitas (2003), um gerador de gás quente deve, após sua correta instalação, possibilitar uma operação segura e adequada durante um período razoável, para isso, o mesmo deve ser projetado conforme as principais características e propriedades de um gás. As principais propriedades são a densidade, o poder calorífico, a velocidade de chama, a temperatura de chama, o Índice de Wobbe, o limite de inflamabilidade e o número de aeração.

Existem dois tipos fundamentais de queimadores de gás: os queimadores atmosféricos e os de circulação forçada. Para o funcionamento deste equipamento é necessário o suprimento de ar por meios mecânicos, normalmente por meio de ventiladores (FREITAS, 2003).

Os queimadores a gás podem ser classificados, também, segundo a forma de mistura entre o ar e o gás. Existem 3 tipos básicos: (a) queimadores de chama de difusão, onde o gás sai do bico para a zona de combustão com velocidade suficiente para arrastar o ar de combustão e proporcionar uma chama da intensidade exigida; (b) queimadores com bicos de mistura – são aqueles em que o gás e o ar são misturados no ponto em que ocorre a combustão e; (c) queimadores com pré-mistura – são aqueles em que o combustível e o comburente são misturados antes da região de combustão (BIZZO, 2003).

Bhoi & Channiwala (2008) trabalharam com um queimador de pré-mistura para a combustão de gás proveniente do processo de gaseificação de madeira de “babul”. O queimador, de potência igual a 150 kW, possui um tubo concêntrico, no qual, a passagem de ar é feita por um tubo central e, externamente, há outro tubo para passagem do combustível. Na extremidade de saída do queimador existe um

dispositivo que proporciona o aumento na intensidade da turbulência entre a mistura ar-combustível, e uma estrutura chamada de corpo escarpado para a estabilização da chama. Os autores testaram 9 dessas estruturas de diferentes diâmetros (46, 61, 65, 73, 80, 85, 98, 110 e 122 mm) e concluíram que o melhor desempenho foi obtido com o corpo escarpado convencional com diâmetro de 65 mm. Concluíram, também, que: (1) a máxima temperatura encontra-se no centro da chama e que a temperatura reduz gradualmente na direção radial externa; (2) as emissões de  $\text{NO}_x$  independem da contribuição térmica, enquanto que as emissões de CO e HNC (hidrocarbonetos não queimados) diminuíram com o incremento da contribuição térmica; (3) as emissões médias mínimas e máximas de  $\text{NO}_x$  e CO foram, respectivamente, 598 – 709 ppm e 0,22 – 1,35%, para uma relação ar-combustível de 1,0; e (4) o limite de inflamabilidade do queimador foi da ordem de 40 a 55%.

Sarlej et al. (2007) estudou um queimador de gás natural (GN) utilizando a ferramenta dinâmica de fluido computacional (CFD) para otimizar o arranjo geométrico de bicos de combustível secundário de modo a reduzir a emissão de  $\text{NO}_x$ . Esse arranjo foi obtido variando-se as posições axial, radial e tangencial, podendo formar 3 ângulos distintos (0, 45 e 90°). A potência nominal do queimador podia variar de 0,5 a 1,0 MW, dependendo do tipo de bico instalado. Os autores trabalharam com 27 alternativas de posições do bico secundário. O queimador possuía também um arranjo de bicos primário, sendo 4 e 8 bicos de 0,003 e 0,0026 m de diâmetro, respectivamente. A câmara de combustão possuía a forma de um cilindro horizontal de 4 m de comprimento e 1 m de diâmetro. Os autores identificaram que a produção de  $\text{NO}_x$  diferiu significativamente na dependência da posição radial e do ângulo de inclinação do bico e diferiu ligeiramente em relação à posição axial.

Galletti et al. (2007) caracterizaram um queimador industrial utilizando a ferramenta dinâmica de fluido computacional. Compararam duas formas de operação do queimador, sendo uma em regime de combustão moderado, no qual era feita a recirculação interna dos gases de exaustão, e a outra em regime de combustão em chama, ou seja, operando sem recircular os gases de combustão. A validação do modelo foi feita experimentalmente medindo a temperatura e as concentrações das espécies químicas. O queimador possuía potência nominal de 13 kW, sendo a câmara de combustão cilíndrica com raio de 0,045 m, comprimento de 0,58 m e delimitada por um tubo de radiação fechado na extremidade final. O tubo de chama do queimador, que permite a recirculação dos gases de exaustão, possui 0,41 m de comprimento, raio de 0,02 m e 3 janelas de visita. Concluíram que, para as mesmas condições de pré-aquecimento do ar, as emissões de  $\text{NO}_x$  foi de 30 ppm, quando operou no modo de combustão moderado e de 1000 ppm no modo de combustão em chama. Nesta

forma de operação, a distribuição de temperatura nas superfícies externas do queimador foi mais homogênea.

### **2.2.3 Sensores digitais de CO<sub>2</sub> e CO**

Voit (2005) afirmou que um dos grandes desafios à generalização de equipamentos de controle da qualidade de ar fundamentados na concentração de CO<sub>2</sub> é a falta de estabilidade, a precisão e o custo dos sensores para este tipo de gás.

#### **2.2.3.1 Medidor de CO<sub>2</sub>**

##### **Tecnologia dos sensores**

O método mais adequado para a medição da concentração de CO<sub>2</sub> é denominado NDIR (Non-Dispersive Infra-Red absorption). Este método fundamenta-se no fato da absorção da radiação infravermelha com um comprimento de onda de 4.270 nm pelo CO<sub>2</sub>. Esta característica permite medição seletiva e precisa do nível de CO<sub>2</sub>, especialmente para concentrações mais elevadas. A medição com níveis de concentração mais baixos obriga a utilização de sensor com maior caminho óptico, ou seja, é necessário que a luz infravermelha percorra um grande caminho através do gás, de modo a conseguir-se uma absorção significativa. O problema é que a óptica de precisão e o maior tamanho do sensor aumenta consideravelmente o custo, embora o método NDIR ser estável durante longo tempo e os aparelhos de medição não necessitem de peças móveis (ELEKTOR, 2008).

Existem, também, no mercado os sensores de eletrólito líquido. Estes sensores são mais compactos, com baixa durabilidade e fraca estabilidade dos sinais de saída e, portanto, leituras sucessivas fornecem valores diferentes. Além disso, existe o risco de derramamento, o que pode levar à destruição do sensor e dos componentes em redor do mesmo. Por esta razão, esses sensores são pouco utilizados nos sistemas de controle de ventilação. Os sensores com eletrólito sólido são mais adequados (VOIT, 2005).

Voit (2005) comentou que determinadas substâncias sólidas possuem a propriedade de conseguir movimentar íons no seu interior. Essa propriedade tornam-nas ideais para funcionarem como eletrólito num sensor de gás. Para a detecção de óxidos gasosos, como o CO<sub>2</sub> ou o NO<sub>x</sub>, utilizam-se materiais baseados em estruturas NASICON (Natrium (sódio) Super-Ionic Conductor). Estes materiais são cerâmicas capazes de conduzir íons de sódio. A fórmula química deste material é [(Na<sub>1</sub> + xZr<sub>2</sub>Si<sub>x</sub>P<sub>3</sub>) – xO<sub>12</sub>], com 0 < x < 3. A condutividade dos íons é máxima quando x = 2.

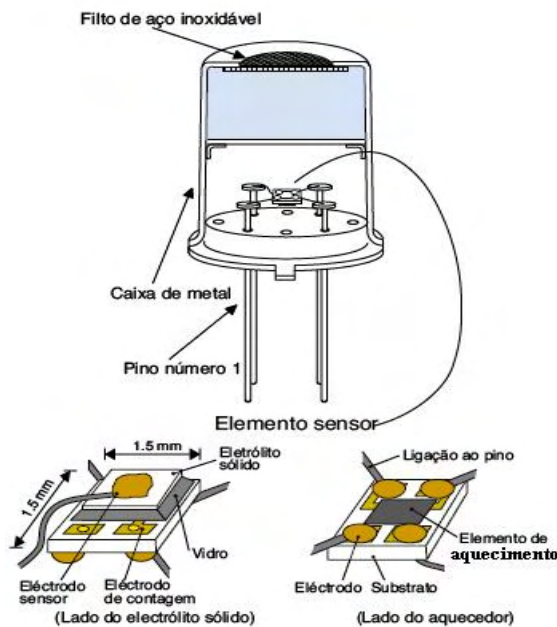
## O sensor TGS4160

O sensor TGS4160, (Figura 6), possui características de alta seletividade ao  $\text{CO}_2$ , baixa dependência da umidade relativa do ar e vida útil duradoura. Pode ser aplicado no controle de qualidade do ar, monitoramento de  $\text{CO}_2$  e controle em processos industriais.



**Figura 6** – Sensor de  $\text{CO}_2$  TGS4160  
Fonte: Figaro (2008)

O TGS4160 consiste numa célula de eletrólito sólido sensível a  $\text{CO}_2$ , (Figura 7), dotado de um termistor para compensação de temperatura.



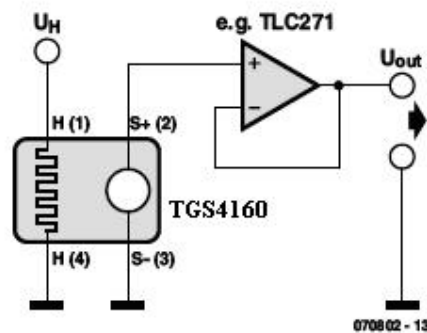
**Figura 7** – Construção do sensor TGS4160  
Fonte: Elektor (2008)

Constitui-se por um disco de material NASICON com um diâmetro de 4 mm e espessura de 0,7 mm, onde é impresso um elétrodo de ouro em cada face. Na face correspondente ao cátodo é adicionada uma camada de carbonato de Lítio ( $\text{Li}_2\text{CO}_3$ ), que depois é calcinada a 600 °C. No ânodo é adicionada uma camada cerâmica fina de óxido de alumínio ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). O elemento sensor é selado e em cada face é ligado um fio de platina que depois será soldado aos terminais na base do sensor. A base é feita

de um composto de fibra de vidro, sobre o qual é montada uma rede metálica de aço inoxidável, que atua como retardador de chamas. O revestimento externo é feito à base de poliamida reforçada e inclui um filtro absorvente de zeolite (silicato de alumínio) de modo à prevenir interferências de outros gases, como, por exemplo, o CO<sub>2</sub> ou o etanol (ELEKTOR, 2008).

### Tratamento do sinal

Para um bom desempenho do sensor, é importante que a medição da tensão fornecida pela célula seja efetuada por circuitos com alta impedância de entrada. Como a célula possui uma resistência interna elevada, as medições efetuadas com um circuito de baixa impedância não produziram resultados adequados e, além disso, o elevado fluxo de corrente do exterior provocaria a movimentações de íons numa dada direção, fenômeno que poderia destruir o sensor. A impedância de entrada do circuito de medida deve ser superior a 100 MΩ, com uma corrente de polarização inferior a 1 pA. Isto é possível utilizando um amplificador operacional (Figura 8) (VOIT, 2005).

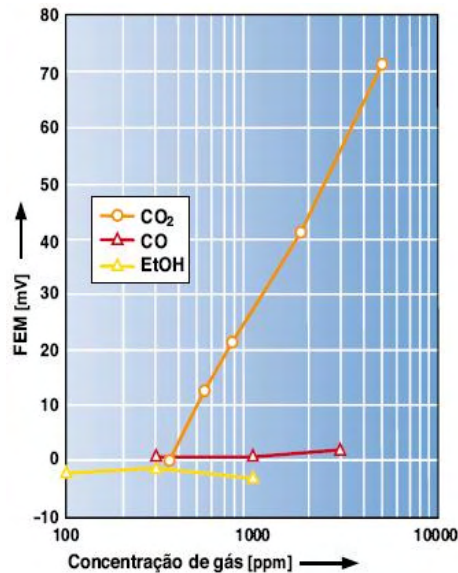


**Figura 8** – Circuito de aplicação típico.  
Fonte: Elektor (2008)

A tensão de saída do sensor é relativamente estável, desde que ele seja mantido a uma temperatura constante por meio de aquecimento. Se o sensor não estiver com essa temperatura, especialmente quando utilizado em ambientes de elevada umidade, podem ocorrer quedas significativas na força eletromotriz (FEM) fornecida. A resistência do elemento de aquecimento é de 70 Ω a frio. Esta pode ser ligada diretamente à tensão de alimentação de 5 V, consumindo uma corrente de cerca de 50 mA, dissipando 250 mW.

A célula do sensor gera uma força eletromotriz (FEM) cujo valor depende da concentração de CO<sub>2</sub> no ar. O valor absoluto depende do dispositivo em particular e de como é armazenado. Todavia, a diferença entre a FEM com uma concentração de CO<sub>2</sub> de 350 ppm (ar fresco) e a observada com concentrações maiores é muito

estável. Esta diferença da FEM em função da concentração de CO<sub>2</sub> numa escala logarítmica consiste numa linha reta (Figura 9), ou seja, a curva de resposta do sensor é bastante linear, para uma variação logarítmica da concentração de CO<sub>2</sub> e apenas para condições de umidade relativa superiores a 60% passa a mostrar uma dependência apreciável. Observa-se também, na Figura 9, que o sensor não é sensível ao monóxido de carbono ou ao etanol.

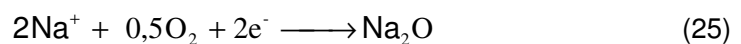
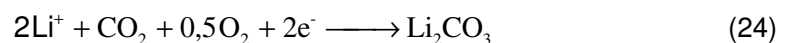


**Figura 9** – Sensibilidade do sensor TGS4160 ao CO<sub>2</sub> e insensibilidade ao monóxido de carbono (CO) e etanol.  
Fonte: Elektor (2008)

O sensor não é adequado para medições absolutas da concentração de CO<sub>2</sub>, ou seja, o sinal de saída precisa ser tratado por um microcontrolador. Assim, a tensão gerada no sensor é lida pelo microcontrolador, onde é processada por um algoritmo que deriva e utiliza, posteriormente, o valor da FEM para o ar fresco (VOIT, 2005).

### Princípio de funcionamento

O elemento do sensor é aquecido por meio de uma resistência até cerca de 450 °C. O ponto de equilíbrio da reação no cátodo depende da pressão do CO<sub>2</sub> e do O<sub>2</sub>. As reações do cátodo e do ânodo são conforme as Equações 24 e 25.



Uma vez que o ânodo se encontra vedado em relação à atmosfera, o ponto de equilíbrio da reação no ânodo depende somente da pressão parcial do oxigênio

existente no volume compreendido entre o disco de NASICON e a película de óxido de alumínio. Cada reação faz elevar a concentração de elétrons no respectivo elétrodo. A diferença de carga elétrica pode então ser medida com uma diferença de potencial entre os dois elétrodos. A natureza exata dos processos químicos no interior do sensor e em particular a interação do cátodo com as camadas vizinhas não é bem conhecida. Porém, a experimentação mostrou que a célula do sensor segue com alguma precisão a Equação de Nernst (Eq. 26):

$$FEM[mV] = E_c - \frac{(R T)}{(2 F) \ln [P(CO_2)]} \quad (26)$$

em que:

- FEM = força eletromotriz, V  
P (CO<sub>2</sub>) = pressão de CO<sub>2</sub>, Pa;  
E<sub>c</sub> = constante para uma dada célula, adimensional  
R = constante para o gás ideal, 8,315 J.K<sup>-1</sup>.mol<sup>-1</sup>  
T = temperatura, K  
F = constante de Faraday, 96485 C.mol<sup>-1</sup>

Uma vez que o sensor foi desenvolvido para ser utilizado em condições atmosféricas normais, a dependência da reação no cátodo face à pressão do oxigênio pode ser desprezada, já que a concentração de oxigênio pouco se desvia do valor normal de 21% em volume.

### 2.2.3.2 Medidor de CO

#### Características de um sensor de CO

A Figura 10 apresenta um modelo de medidor de monóxido de carbono.

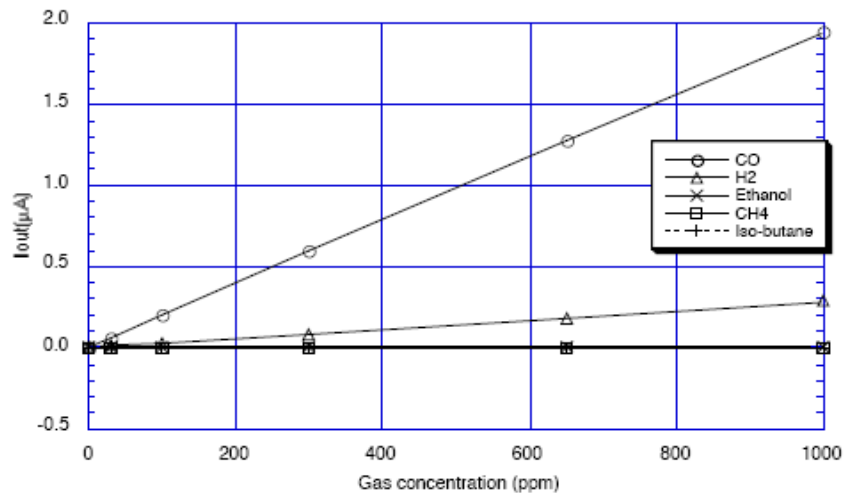


**Figura 10** – Sensor de CO TGS 5042.  
 Fonte: Figaro (2008)

Este sensor possui características de alta sensibilidade e seletividade para o CO, calibração simples e vida útil longa. Pode ser aplicado no controle de qualidade do ar, monitoramento e controle de CO em processos industriais e detecção de fogo.

O TGS 5042 é um sensor eletromecânico operável à bateria que oferece várias vantagens em relação aos sensores eletromecânicos tradicionais. Seu eletrólito não oferece nenhum risco de vazamento. Permite detectar as concentrações de até 1% de CO no ar. Pode operar numa faixa de temperatura de -40 a 70°C, e possui a mais baixa sensibilidade à interferência de outros gases. Possui vida longa, alta estabilidade e precisão, permitindo detectar CO com exibição digital.

A Figura 11 ilustra as características de sensibilidades típicas do sensor, mostrando que ele é totalmente sensível ao CO. O sensor apresentou uma curva de resposta linear com a variação da corrente elétrica, sendo que a concentração do gás no intervalo de 0 a 500 ppm variou menos do que  $\pm 5\%$ .

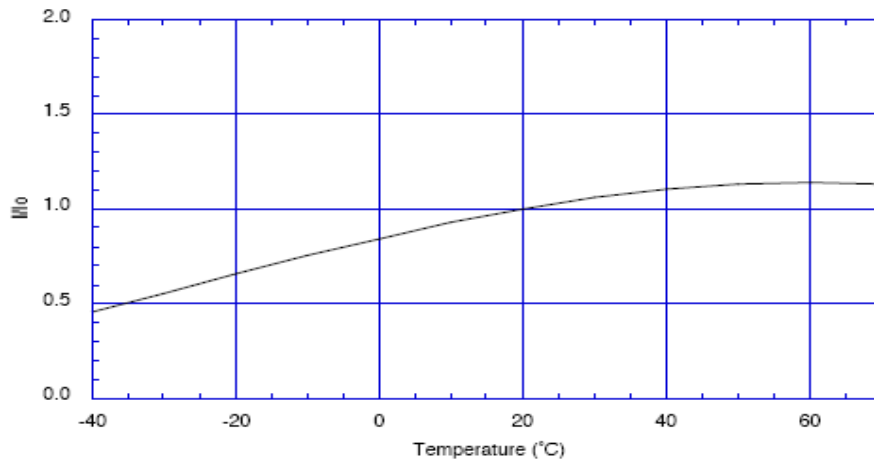


**Figura 11** – Sensibilidade do sensor TGS 5042 ao CO e insensibilidade ao H<sub>2</sub>, etanol, metano e iso-butano.  
Fonte: Figaro (2008)

Observando-se o comportamento do sensor TGS 5042 com a variação de temperatura (Figura 12), nota-se que a relação linear entre a razão de corrente de saída do sensor  $I/I_0$  e a concentração de CO (Figura 10) é constante, embora mude a concentração do CO. Observação:

$I$  = corrente de saída do sensor para a concentração de CO igual a 400 ppm a várias temperaturas; A

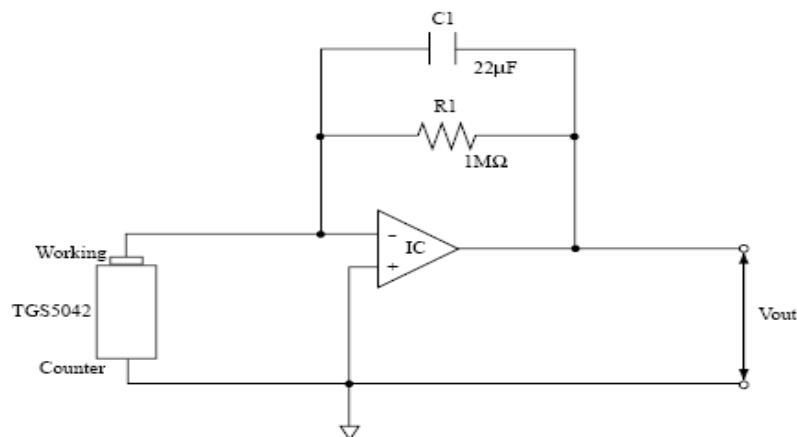
$I_0$  = corrente de saída do sensor para a concentração de 400 ppm de CO à 20 °C e 50% de umidade relativa, A.



**Figura 12** – Variação da razão de corrente de saída ( $I/I_0$ ) com a temperatura.  
Fonte: Figaro (2008)

### Tratamento de sinal

A Figura 13 ilustra um circuito de medição do sensor TGS 5042. O sensor gera uma corrente elétrica minuciosa que é convertida em uma tensão de saída do sensor (V) por um amplificador operacional em combinação com um resistor. As recomendações técnicas das partes elétricas são as seguintes: R1: 1MΩ; C1: 22μF; IC: AD708



**Figura 13** – Circuito básico de medição do sensor TGS 5042.  
Fonte: Figaro (2008)

**NOTA:** Quando é aplicada uma tensão no terminal de saída do sensor, este pode ser danificado. A tensão aplicada ao sensor deve ser estritamente limitada a uma tensão inferior a  $\pm 10$  mV. Um resistor adicional ou FET é exigido para prevenir a polarização do sensor de  $V_c$  externa.

### **3. MATERIAL E MÉTODOS**

#### **3.1 Dimensionamento do gerador de gás quente**

O dimensionamento do gerador de gás quente foi feito considerando-se a metodologia apresentada por Vlassov (2001). Primeiramente, foram definidos os parâmetros físicos e a demanda horária de potência térmica.

A demanda de energia térmica do gerador de gás quente foi calculada considerando-se um secador de café com capacidade de  $10 \text{ m}^3$  e os grãos com os teores inicial e final de água de 60 e 11% b.u., respectivamente. Além disso, considerou-se a temperatura do ar ambiente de  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  simulando uma condição extrema de operação do gerador de gás quente.

##### **3.1.1 Cálculo do bocal subsônico**

O bocal foi construído na forma de um canal convergente na configuração de um cone, com a função de aumentar a velocidade do fluido. Para o cálculo do bocal, primeiramente, foram definidos os parâmetros iniciais: vazão mássica, pressão e temperatura do gás na entrada do bocal. A definição de algumas funções referentes à dinâmica do escoamento dos gases foi necessária. Os parâmetros do gás na seção mais estreita do bocal, chamada de seção crítica, tiveram nomes críticos e subscrito “cr”.

Para o dimensionamento do bocal foram considerados dois regimes de escoamento do fluido:

### 3.1.1.1 Primeiro regime de escoamento do fluido – $P_0 \geq P_{0\min}$

O primeiro regime de escoamento do gás ocorreu quando a pressão absoluta a montante do bocal ( $P_0$ ) foi maior ou igual à pressão mínima na entrada do bocal ( $P_{0\min}$ ), o que assegurou a velocidade crítica na seção de saída do bocal. Nesse caso, a velocidade de escoamento ( $\omega$ ) foi igual à velocidade crítica, independente do valor de  $P_0$  e a pressão do gás na saída do bocal foi igual à pressão crítica, independente da pressão na câmara de combustão.

A pressão mínima a montante do bocal necessária para se ter a velocidade crítica na saída do bocal foi calculada pela Equação 27.

$$P_{0\min} = \frac{P_{\text{cam}}}{\pi_{\text{cr}}} \quad (27)$$

em que:

- $P_{0\min}$  = pressão a montante do bocal, Pa;
- $P_{\text{cam}}$  = pressão na câmara de combustão, Pa; e
- $\pi_{\text{cr}}$  = constante que depende do índice adiabático, adimensional.

A constante  $\pi_{\text{cr}}$  foi calculada conforme a Equação 28.

$$\pi_{\text{cr}} = \left( \frac{2}{k+10} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (28)$$

em que:

- $k$  = índice adiabático que depende das propriedades do fluido, adimensional.

A vazão mássica do gás em qualquer seção do bocal é um valor constante e, em particular para a seção crítica, foi calculado conforme a Equação 29.

$$G = A_{\text{cr}} \omega_{\text{cr}} \rho_{\text{cr}} \quad (29)$$

em que:

- $G$  = vazão mássica de gás,  $\text{kg s}^{-1}$ ;
- $A_{\text{cr}}$  = área da seção crítica,  $\text{m}^2$ ;
- $\omega_{\text{cr}}$  = velocidade de escoamento do gás na seção crítica,  $\text{m s}^{-1}$ ; e
- $\rho_{\text{cr}}$  = densidade do fluido na seção crítica,  $\text{kg m}^{-3}$ .

### 3.1.1.2 Segundo regime de escoamento do fluido - $P_0 < P_{0\min}$

O segundo regime de escoamento do gás no bocal convergente ocorreu quando a pressão absoluta foi menor que a pressão mínima à montante do bocal ( $P_{0\min}$ ). Nesse caso, a pressão na saída do bocal foi igual à pressão na câmara de combustão que era igual à pressão atmosférica, independente do valor da pressão absoluta ( $P_0$ ).

A velocidade de escoamento do gás no bocal e a função gasodinâmica  $\pi(\lambda)$  foram obtidas por meio das Equações 30 e 31. Neste regime de escoamento a função gasodinâmica  $\pi(\lambda)$  varia no intervalo  $0 \leq \pi(\lambda) \leq \pi_{cr}$  e o valor do coeficiente de velocidade  $0 \leq \lambda \leq 1$ .

$$\omega = \sqrt{\frac{2k p_0}{(k-1)\rho_0}} \sqrt{1 - \pi(\lambda)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (30)$$

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p_0} \quad (31)$$

em que:

- $\omega$  = velocidade de escoamento do gás,  $m\ s^{-1}$ ;
- $p_0$  = pressão absoluta do gás na entrada do bocal, Pa;
- $p$  = pressão na saída do bocal, Pa;
- $\rho_0$  = densidade do fluido na seção de saída do bocal,  $kg\ m^{-3}$ ; e
- $\pi(\lambda)$  = função gasodinâmica, adimensional.

A área na seção de saída do bocal foi calculada por meio da Equação 32.

$$A = \frac{G}{\lambda \rho_0 \omega} \quad (32)$$

em que:

- $A$  = área na seção de saída do bocal,  $m^2$ ;
- $\lambda$  = coeficiente de velocidade, 0,8 a 0,95, adimensional;
- $\rho_0$  = densidade do fluido na seção de saída do bocal,  $kg\ m^{-3}$ ; e
- $\omega$  = velocidade de escoamento do gás na seção de saída do bocal,  $m\ s^{-1}$ .

O coeficiente de velocidade deve ser considerado devido às perdas de energia por atrito entre fluido-fluido e fluido-parede durante o escoamento do fluido pelo bocal.

### 3.1.2 Cálculo da necessidade relativa de ar

O gerador de gás quente foi dimensionado para operar numa faixa de temperatura do ar de secagem de 40 a 100 °C, considerando-se uma condição extrema de temperatura ambiente de 0 °C e vazões volumétricas de ar variando no intervalo de 5,0 a 70,0 m<sup>3</sup> min<sup>-1</sup>. Essas temperaturas e vazões do ar são usuais para a secagem de produtos agrícolas.

Para as condições de pressão e temperatura de funcionamento do gerador de gás quente e considerando o ar como um gás perfeito, com fator de compressibilidade igual a 1,0, a utilização da Equação dos gases perfeitos foi satisfatória para a determinação da massa específica do ar de acordo com a Equação 33.

$$\rho_{\text{ar}} = \frac{w P_{\text{atm}}}{R_{\text{ar}} T_{\text{ar}}} \quad (33)$$

em que:

- $\rho_{\text{ar}}$  = massa específica, kg<sub>ar</sub> m<sup>-3</sup>;
- $P_{\text{atm}}$  = pressão atmosférica, N m<sup>-2</sup>;
- $W$  = massa molecular, kg mol<sup>-1</sup>;
- $R_{\text{ar}}$  = constante universal dos gases, 8,314 m<sup>3</sup> N m<sup>-2</sup> mol<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>; e
- $T_{\text{ar}}$  = temperatura média do ar, K.

A vazão mássica de ar  $\dot{m}_{\text{ar}}$  foi calculada conforme a Equação 34.

$$\dot{m}_{\text{ar}} = \rho_{\text{ar}} \dot{V}_{\text{ar}} \quad (34)$$

em que:

- $\dot{m}_{\text{ar}}$  = vazão mássica de ar, kg<sub>ar</sub> s<sup>-1</sup>; e
- $\dot{V}_{\text{ar}}$  = vazão volumétrica do ar quente, m<sup>3</sup> s<sup>-1</sup>.

Assim, o calor necessário para elevar a temperatura de 0 °C para 100 °C foi calculado por meio da Equação 35.

$$\dot{Q}_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} C_p \Delta T \quad (35)$$

em que:

- $\dot{Q}_{\text{ar}}$  = calor necessário para aquecer o ar, kJ s<sup>-1</sup>;
- $C_p$  = calor específico à pressão constante, kJ kg<sub>ar</sub><sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>; e
- $\Delta T$  = diferença de temperatura, K.

A vazão mássica de combustível pôde ser calculada, também, em função da quantidade de calor necessária para o aquecimento da massa de ar, Equação 36.

$$\dot{m}_{cb} = \frac{\dot{Q}_{ar}}{PCI \eta} \quad (36)$$

em que:

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

$\eta$  = eficiência térmica do gerador de gás quente, em decimal; e

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

### 3.1.3 Dimensionamento da câmara de combustão

O volume da câmara de combustão foi determinado em função da vazão mássica de combustível, de seu poder calorífico inferior e da termotensão volumétrica ou taxa de liberação de energia da câmara de combustão, Equação 37. Segundo Vlassov (2001), os valores de termotensão volumétrica para fornos que operam com combustíveis gasosos são de cerca de 120 a 1.200  $\text{kW m}^{-3}$ , sendo os valores elevados correspondentes aos fornos metalúrgicos.

$$V_{cc} = \frac{\dot{m}_{cb} PCI}{q_v} \quad (37)$$

em que:

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

$q_v$  = termotensão volumétrica da câmara de combustão,  $\text{kW m}^{-3}$ .

## 3.2 O gerador de gás quente

O gerador de gás quente foi construído na cidade de Timóteo – MG, com o apoio técnico e estrutural da empresa Tubulações Drumond Ltda., e instalado na Área de Armazenamento e Pré-processamento de Produtos Vegetais do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa para a realização dos testes.

Nas Figuras 14, 15 e 16 ilustra-se o gerador de gás quente. Este equipamento pode ser classificado como um queimador a gás de difusão. Constitui-se de dois tubos concêntricos, no qual, a passagem do gás é feita por um tubo central e, externamente, possui outro tubo para passagem do comburente. Dois bocais convergentes em forma de cone foram construídos e colocados na seção de saída do gerador de gás quente, por onde ocorreu a saída do gás combustível por meio de bicos que foram instalados no mesmo. Os cones convergentes possuíam os semi-ângulos de convergência iguais a 25 e 45 graus. O ângulo de 25 graus foi escolhido conforme Vlassov (2001) que

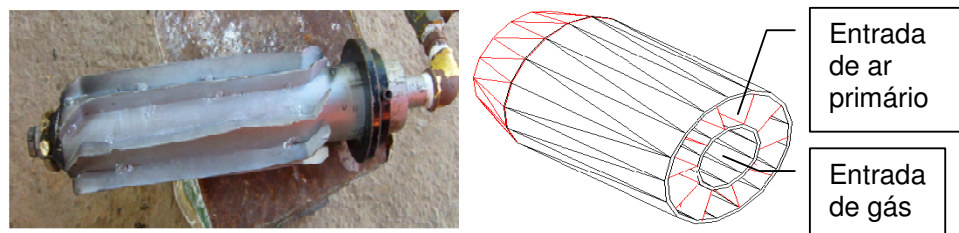
sugere semi-ângulos de convergência variando no intervalo de 15 a 30 graus para o dimensionamento de bocais subsônicos. Enquanto o ângulo de 45 graus foi escolhido por encontrar-se fora da faixa recomendada na literatura afim de comparação com o ângulo de 25 graus.

Alguns dispositivos chamados de elementos de misturas foram colocados entre os tubos concêntricos para aumentar a intensidade da turbulência entre a mistura ar-combustível.

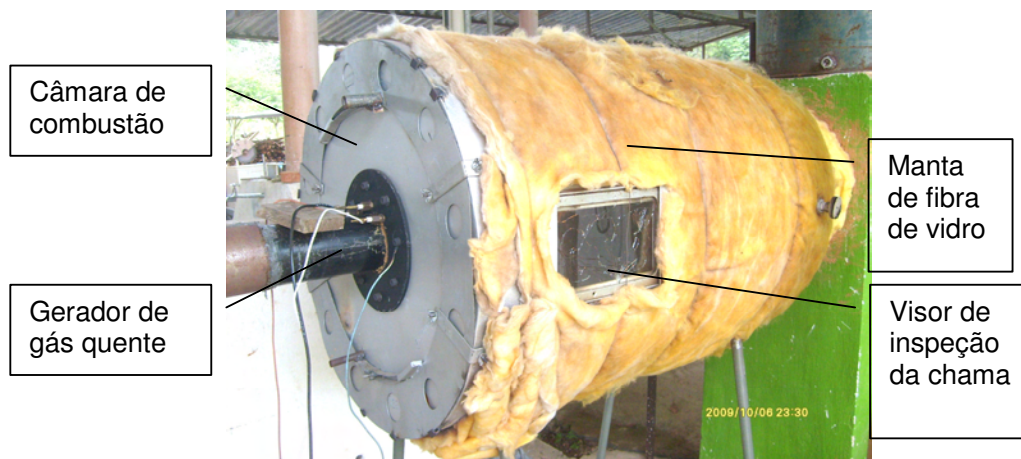
Uma manta de fibra de vidro foi colocada externamente na câmara de combustão com o objetivo de reduzir a perda de calor e propiciar uma proteção contra possíveis acidentes durante a execução do experimento.



**Figura 14** – Vista frontal ilustrando o cone, os bicos de gás e os elementos de mistura.



**Figura 15** – Vista lateral ilustrando o perfil do gerador de gás quente.



**Figura 16** – Vista do gerador de gás quente e da câmara de combustão envolvida com a manta de fibra de vidro.

### 3.3 Análise energética do sistema

Para a análise energética do sistema, foram considerados os processos de conversão de energia conforme a primeira e a segunda lei da termodinâmica, o aquecimento de ar, as perdas de energia envolvidas no processo de combustão e a eficiência térmica do gerador de gás quente. Para essa análise foi considerado dois métodos de determinação, chamados de métodos diretos e indiretos.

#### 3.3.1 Eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método direto

A eficiência térmica foi determinada por um balanço de energia no sistema gerador de gás quente, sendo a razão entre a energia útil (energia que saiu do volume de controle) e a energia disponibilizada pelo combustível e o ar somada à energia gerada pela queima do combustível (energia que entra mais a energia gerada no volume de controle), conforme Van Wylen (2003).

A energia útil, aquela proveniente dos gases de combustão, foi determinada por meio da Equação 38.

$$q_u = \left( \dot{m}_{cb} + \dot{m}_{ar} \right) C_{pgás} T_s \quad (38)$$

em que:

$q_u$  = energia útil,  $\text{kJ s}^{-1}$ ;

$C_{pgás}$  = calor específico médio dos gases de combustão,  $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ; e

$T_s$  = temperatura dos gases de combustão do gerador de gás quente, K.

A energia disponível para o sistema é a soma da energia do ar que entra no volume de controle com àquela proveniente do combustível, que inclui a energia do combustível somada à energia gerada (queima do combustível) no volume de controle, sendo calculada conforme a Equação 39.

$$q_d = \left( \dot{m}_{cb} C_{pcb} + \dot{m}_{ar} C_{par} \right) T_e + \left( \dot{m}_{cb} PCI \right) \quad (39)$$

em que:

$q_d$  = energia disponível para o sistema,  $\text{kJ s}^{-1}$ ; e

$T_e$  = temperatura do ar e do combustível na entrada do gerador de gás quente, K.

A eficiência térmica ( $\eta$ ) do gerador de gás quente foi determinada por meio da Equação 40.

$$\eta = \frac{q_u}{q_d} 100 \quad (40)$$

### 3.3.2 Eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método indireto

As perdas de calor no sistema devem-se à diferença entre a energia disponível e a energia útil. Deste modo, a identificação e a quantificação das perdas de calor no sistema podem contribuir para o melhor ajuste do equipamento visando minimizá-las e, conseqüentemente, melhorar seu desempenho. As determinações dessas perdas foram realizadas conforme Bizzo (2003) e Incropera et al. (2008).

A eficiência térmica do gerador de gás quente foi determinada conforme a Equação 41.

$$\eta = \left[ 1 - \frac{(q_{qi} + q_{amb})}{q_d} \right] \quad (41)$$

em que:

$q_{qi}$  = perdas de calor por combustão química incompleta, %; e

$q_{amb}$  = perdas de calor para o ambiente,  $\text{kJ s}^{-1}$ ;

#### 3.3.2.1 Perdas de calor por combustão química incompleta

A perda de calor pela combustão química incompleta foi calculada considerando o monóxido de carbono (CO) como o único gás da combustão química incompleta (Eq. 42):

$$q_{qi} = (126,4 P_{CO}) \frac{V_g^r}{q_d} \quad (42)$$

em que:

$P_{CO}$  = porcentagem volumétrica de CO nos gases de combustão, %; e

$V_g^r$  = volume real dos gases de combustão,  $m_{ar}^3 m_{cb}^{-3}$

Para garantir a combustão completa do combustível foi necessário administrar um volume de ar maior que o estequiométrico, necessário à combustão. Dessa forma, definiu-se o excesso de ar como a relação entre o volume de ar real e o volume de ar teórico, conforme a Equação 43.

$$\alpha = \frac{V_a}{V_{ar}^o} \quad (43)$$

em que:

$V_a$  = volume de ar real na câmara de combustão,  $m_{ar}^3 m_{cb}^{-3}$ ; e

$V_{ar}^o$  = volume de ar teórico,  $m_{ar}^3 m_{cb}^{-3}$ .

O volume real de ar foi calculado em função dos valores de coeficiente de excesso de ar ( $\alpha$ ) medido na câmara de combustão por meio do analisador de gases.

Conforme Vlassov (2001), o volume teórico de ar foi calculado, em função da composição volumétrica do combustível, pela Equação 44.

$$V_{ar}^o = 0,0476 \left[ 0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum (m+n/4)C_mH_n - O_2 \right] \quad (44)$$

em que:

CO, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, O<sub>2</sub>, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> = porcentagem desses componentes no combustível, %; e

m, n = número de átomos de carbono e hidrogênio, adimensional.

O volume real dos gases de combustão, que é a soma dos volumes dos produtos de combustão, foram determinados pelas Equações 45 a 48.

$$V_{RO_2} = 0,01 (CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_mH_n) \quad (45)$$

$$V_{N_2} = 0,01 N_2 + 0,79 \alpha V_{ar}^o \quad (46)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \left[ H_2O + H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} (C_mH_n) + 0,0161 \alpha V_{ar}^o \right] \quad (47)$$

$$V_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) V_{ar}^o \quad (48)$$

em que:

$V_{RO_2}$  = volume de gases triatômicos,  $m_{gases}^3 m_{cb}^{-3}$ ;

$V_{N_2}$  = volume de nitrogênio,  $m_{N_2}^3 m_{cb}^{-3}$ ;

$V_{H_2O}$  = volume do vapor de água,  $m_{H_2O}^3 m_{cb}^{-3}$ ; e

$V_{O_2}$  = volume de oxigênio,  $m_{O_2}^3 m_{cb}^{-3}$ .

### 3.3.2.2 Perdas de calor para o ambiente

As perdas de calor para o ambiente foram determinadas considerando-se a metodologia proposta por Incropera et al. (2008). Por esta metodologia as perdas de

calor para o ambiente ocorrerão por meio da transferência de calor pelos mecanismos da radiação térmica e da convecção livre em escoamentos externos.

### 3.3.2.2.1 Perdas de calor por radiação térmica

Incropera et al. (2008) apresentou a Equação 49, fundamentada na lei de Stefan-Boltzmann, que determina as perdas de calor ou a taxa líquida de transferência de calor por radiação térmica a partir da superfície.

$$q_{\text{rad}} = \varepsilon A_s \sigma (T_s^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (49)$$

em que:

$q_{\text{rad}}$  = taxa de transferência ou perda de calor por radiação, W;

$\varepsilon$  = emissividade, adimensional;

$A_s$  = área da superfície da câmara de combustão do gerador de gás quente, m<sup>2</sup>;

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

$T_s$  = temperatura da superfície da câmara de combustão, °C; e

$T_{\text{amb}}$  = temperatura do ar ambiente, °C.

### 3.3.2.2.2 Perdas de calor por convecção livre em escoamentos externos

A câmara de combustão foi construída na forma de um cilindro e contendo em sua extremidade final uma transição na forma de um cone. Assim, a taxa de transferência de calor por convecção livre foi determinada considerando-se as perdas de calor na superfície cilíndrica, ou seja, a câmara de combustão foi considerada como sendo completamente na forma de um cilindro para a utilização da equação do cilindro horizontal longo. Para o cálculo dessas perdas foram utilizados os números adimensionais de Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra) e Prandtl (Pr).

Segundo Incropera et al. (2008), diversas correlações empíricas para o cilindro horizontal longo foram estudadas por Morgan (1975) que sugeriu, para um cilindro isotérmico, uma expressão conforme a Equação 50. Os coeficientes C e n constam no Quadro 7.

$$\overline{\text{Nu}}_D = \frac{\bar{h} D}{k} = C \text{ Ra}_D^n \quad (50)$$

em que:

Nu = número de Nusselt, adimensional;

h = coeficiente de transferência de calor por convecção,  $\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ;

D = diâmetro característico do cilindro, m;

- $k$  = condutividade térmica do material,  $W m^{-1} K^{-1}$ ;  
 $Ra$  = número de, adimensional;  
 $C$  = coeficiente que depende da faixa do número de Rayleigh, adimensional; e  
 $n$  = constante que depende da faixa do número de Rayleigh, adimensional.

**Quadro 7.** Constantes da Equação 50 para a convecção natural sobre um cilindro circular horizontal

Número de Rayleigh ( $Ra_D$ )	C	n
$10^{-10}$ a $10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-2}$ a $10^2$	1,02	0,148
$10^2$ a $10^4$	0,850	0,188
$10^4$ a $10^7$	0,480	0,250
$10^7$ a $10^{12}$	0,125	0,333

Fonte: Incropera et al. (2008)

Churchill & Chu (1975) citados por Incropera et al. (2008), propuseram a utilização da Equação 51 para uma extensa faixa de números de Rayleigh.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D}{k} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra \leq 10^{12} \quad (51)$$

O número de Prandtl foi determinado por meio de tabelas considerando as propriedades termofísicas de gases à pressão atmosférica.

O número de Rayleigh pode ser determinado por meio da Equação 52

$$Ra_D = \frac{g \beta (T_s - T_{amb}) D^3}{\nu \alpha} \quad (52)$$

em que:

- $g$  = aceleração da gravidade,  $9,81 m s^{-2}$ ;  
 $\beta$  = coeficiente de expansão térmica volumétrico,  $K^{-1}$ ;  
 $\nu$  = viscosidade do fluido,  $m^2 s^{-1}$ ; e  
 $\alpha$  = difusividade térmica do fluido,  $m^2 s^{-1}$ .

De posse dos números adimensionais de Rayleigh, Prandtl e Nusselt e do coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h$ ), determinou-se o a taxa de perda de calor por convecção por meio da Equação 53.

$$\dot{q} = \bar{h} A_s (T_s - T_{amb}) \quad (53)$$

em que:

- $\dot{q}$  = taxa de transferência ou perda de calor por convecção, W.

### 3.3.3 Uso de eletricidade

A energia elétrica demandada pelo motor do ventilador foi monitorada por meio de um amperímetro alicate digital. Foram medidos a potência elétrica e o tempo efetivo de operação em cada teste. As medições foram realizadas em intervalos regulares de 1.188 s.

### 3.3.4 Uso de combustível

O GLP foi armazenado em três tanques P-190 e transportado através de uma tubulação galvanizada até uma válvula reguladora de pressão (Figura 17).



**Figura 17** – Tanque P-190 com o combustível GLP.

O consumo de gás foi medido por meio de um rotâmetro, marca MATEC FLOW, Modelo RS – 375, instalado na linha de fluxo do gerador de gás quente (Figura 18).



**Figura 18** – Rotâmetro junto ao manômetro de pressão de gás.

Os resultados de consumo de GLP foram expressos em unidades de massa, considerando-se as medidas observadas em  $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$  e a massa específica, para a temperatura do gás, conforme as informações contidas no Balanço Energético Nacional (BRASIL, 2009) e por meio de informações da empresa distribuidora do combustível.

### **3.4 Análise dos gases de combustão do gerador de gás quente**

A monitoração dos gases de combustão foi feita por meio do medidor de gases TESTO 330-1. Este equipamento possui sensores internos que permitem a medição da concentração dos gases oxigênio ( $\text{O}_2$ ) e monóxido de carbono ( $\text{CO}$ ), enquanto que a concentração de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) é apenas calculada.

Foram obtidas as concentrações de oxigênio, para monitorar o excesso de ar e as concentrações de monóxido de carbono para monitorar a qualidade da combustão. Os gases de combustão foram monitorados em um ponto central da área transversal ao fluxo dos gases na saída do cone da câmara de combustão (Figura 19) e monitorados, também, na entrada do secador.



**Figura 19** – Sonda de medição dos gases de combustão inserida no ponto central na saída da câmara de combustão.

### **3.5 Monitoramento das variáveis experimentais**

#### **3.5.1 Umidade relativa**

A umidade relativa do ar ambiente foi monitorada por meio de um termohigrógrafo, instalado em um abrigo meteorológico, anexo à área experimental, conforme as normas estabelecidas pelo Instituto Nacional de Meteorologia – INMET/MAPA.

### 3.5.2 Tempo

Um relógio digital foi utilizado para monitorar a duração de cada teste que foi pré-estabelecido em 10.800 s e o tempo de coleta dos dados que foi feito em intervalos regulares de 1.188 s.

### 3.5.3 Temperatura

A temperatura do ar atmosférico foi monitorada por meio de termohigrógrafo, dotado de um termômetro bi-metálico, instalado em um abrigo meteorológico conforme as normas estabelecidas pelo INMET/MAPA.

A temperatura dos gases de combustão foi monitorada por meio do medidor de gases TESTO 330-1 no ponto central na seção final da câmara de combustão. O monitoramento de temperatura foi realizado continuamente, entretanto, foram considerados os valores registrados em intervalos regulares de 1.188 s.

### 3.5.4 Vazões de ar comburente e ar aquecido e pressão dinâmica do ar aquecido

O suprimento do ar primário e do ar secundário foi feito por meio de um ventilador centrífugo acoplado a um motor trifásico com potência igual a 3,68 kW. As velocidades do ar primário e secundário foram monitoradas por meio de um anemômetro digital de pás rotativas (Figura 20), modelo LCA 600 da marca Airflow, com resolução de  $0,1 \text{ m s}^{-1}$ . Com base na medição da área perpendicular à velocidade do ar, determinou-se a vazão volumétrica de ar conforme a Equação 54.

$$\dot{Q}_{ar} = A \cdot v_{ar} \quad (54)$$

em que:

- $\dot{Q}_{ar}$  = vazão volumétrica do ar primário ou secundário,  $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ ;
- $v_{ar}$  = velocidade do ar primário ou secundário,  $\text{m s}^{-1}$ ; e
- $A$  = área da seção transversal do duto,  $\text{m}^2$



**Figura 20** – Anemômetro digital de pás rotativas medindo as velocidades do ar primário (a) e do ar secundário (b).

As pressões dinâmicas e estáticas foram monitoradas, continuamente, em um ponto central da área transversal do duto perpendicular ao fluxo de ar, próximo à entrada do secador de leito fixo em leiras, utilizando-se um manômetro digital (Figura 21) e um manômetro de coluna de líquido com resolução de 0,001 mca (Figura 22). As leituras dessas pressões foram realizadas em intervalos regulares de 1.188 s.



**Figura 21** – Manômetro digital conectado ao tubo de pitot.



**Figura 22** – Manômetro de coluna de líquido.

De posse da pressão dinâmica, determinou-se a velocidade do ar aquecido (mistura do ar primário com ar secundário) na entrada do secador conforme a Equação 55.

$$v_{aq} = \sqrt{\frac{(2gP_d)}{\rho_{aq}}} \quad (55)$$

em que:

- $v_{ar}$  = velocidade do ar aquecido,  $m\ s^{-1}$ ;  
 $P_d$  = pressão dinâmica do ar, mmca; e  
 $\rho_{aq}$  = massa específica do ar quente,  $kg_{ar}\ m^{-3}$ ;

### 3.6 Delineamento experimental

Para a análise do gerador de gás quente realizou-se vários testes variando-se a temperatura do ar de secagem e o bico de gás. Foram realizados três testes por tratamento, sendo que cada teste teve duração de três horas. Os tratamentos foram:

Tratamento 1: Temperatura do ar de 60 °C e Bicos de 25° de inclinação (T60\_B25);

Tratamento 2: Temperatura do ar de 60 °C e Bicos de 45° de inclinação (T60\_B45);

Tratamento 3: Temperatura do ar de 100 °C e Bicos de 25° de inclinação (T100\_B25);

Tratamento 4: Temperatura do ar de 100 °C e Bicos de 45° de inclinação (T100\_B45);

Essas temperaturas (60 e 100 °C) foram escolhidas devido ao fato de serem temperaturas usuais para a secagem de grãos.

No início da execução dos testes foi realizado o controle da temperatura do ar de secagem regulando-se as vazões do combustível, do ar primário e do ar secundário, em função da leitura inicial de concentração mínima de monóxido de carbono na saída do gerador de gás quente. Essa regulação inicial foi realizada durante, aproximadamente, 5 minutos.

Para a execução dos testes, o gerador de gás quente foi conectado em um secador de leito fixo em leiras (Figura 23). O produto utilizado foi o milho com os valores médios do teor inicial de água e massa inicial iguais a 12% b.u. e 1980 kg, respectivamente. Objetivou-se, com isso, oferecer perda de carga em níveis reais de operação, já que a camada de milho oferecia resistência à passagem do ar e alterava a pressão estática, influenciando no modo de operação do gerador de gás quente.



**Figura 23** – Secador de leito fixo em leiras carregado com milho.

### **3.7 Análise estatística experimental**

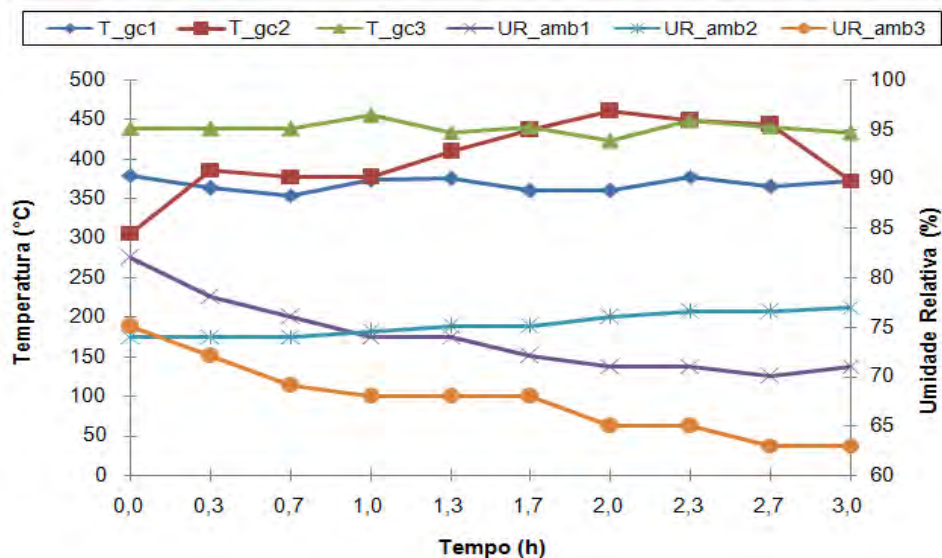
Para a análise estatística experimental considerou-se os dados referentes à eficiência energética do gerador de gás quente pelo método direto. Conforme a metodologia de Gomes (1985), realizou-se a análise de variância por meio do teste F de G. W. Snedecor e o teste de Tukey para comparar as diferenças entre as médias dos tratamentos 1 com 2 e 3 com 4.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

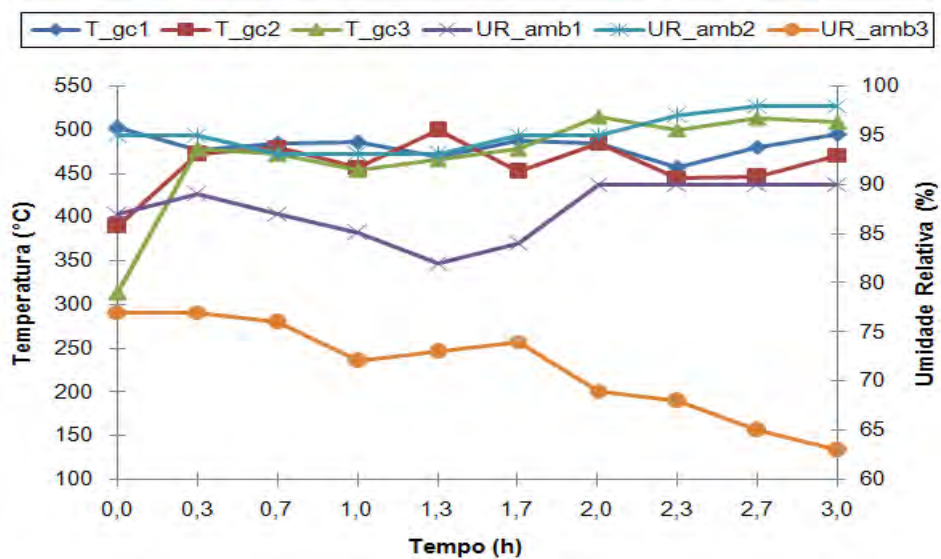
### 4.1 Temperaturas do ar ambiente, dos gases de combustão e do ar aquecido na entrada do secador e umidade relativa ambiente

A temperatura do ar ambiente não apresentou variações significativas durante a realização dos testes com o gerador de gás quente, sendo seu valor médio igual a 22,6 °C. Assim, as pequenas variações na temperatura ambiente produziram um efeito insignificante quanto à eficiência do gerador de gás quente.

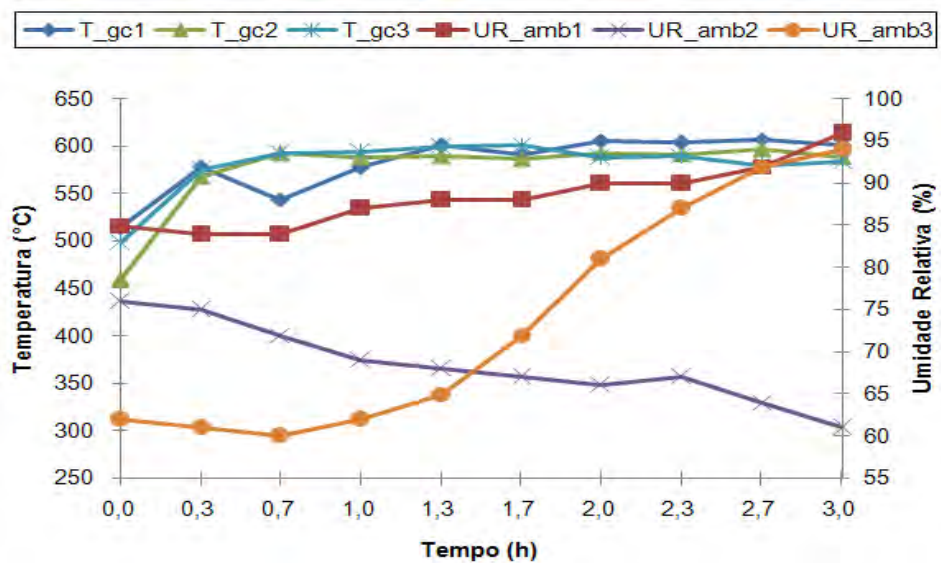
As variações das temperaturas dos gases de combustão e da umidade relativa do ar ambiente estão representadas nas Figuras 24, 25, 26 e 27, para os testes 1, 2 e 3, dos tratamentos 1 a 4.



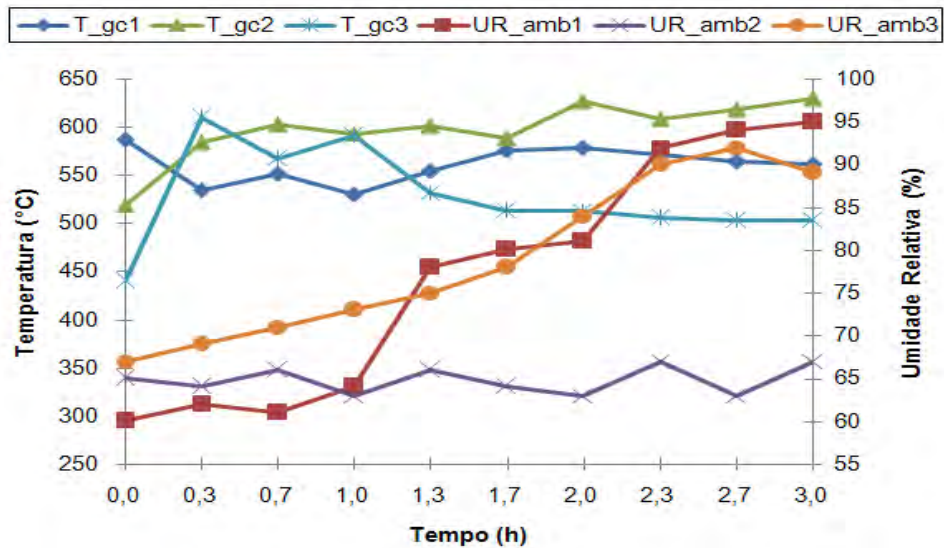
**Figura 24** – Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 1.



**Figura 25** – Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 2.



**Figura 26** – Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 3.



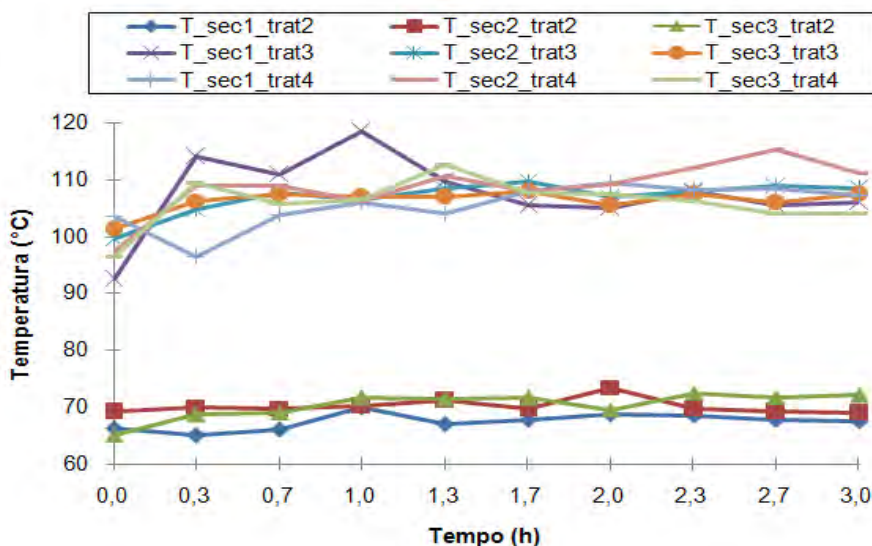
**Figura 27** – Temperatura dos gases de combustão e umidade relativa do ar ambiente em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 4.

Observa-se, nas Figuras 24 a 27, que os valores médios da umidade relativa do ar ambiente foram 72,3; 84,6; 76,8 e 73,4% nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

A temperatura dos gases de combustão variou durante a realização dos testes. Observa-se, nas Figuras 24 a 27, que os valores médios de temperatura dos gases de combustão foram 402,6; 471,3; 579,6 e 561,5 °C, respectivamente, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4. Comparando os resultados do tratamento 3 com os do 4, observa-se que a temperatura dos gases de combustão foi, em média, 3,2% maior quando se utilizou o bico de 25°. Esse fato se deve ao maior consumo mássico de combustível para esse injetor, que foi de 3,8%. Já na comparação entre os tratamentos 1 e 2, observa-se que a temperatura dos gases de combustão foi, em média, 17,1% maior para o bico de 45°. Essa percentagem foi mais elevada devido o consumo mássico de combustível ter sido 16,7% maior que a obtida com o bico de 25°.

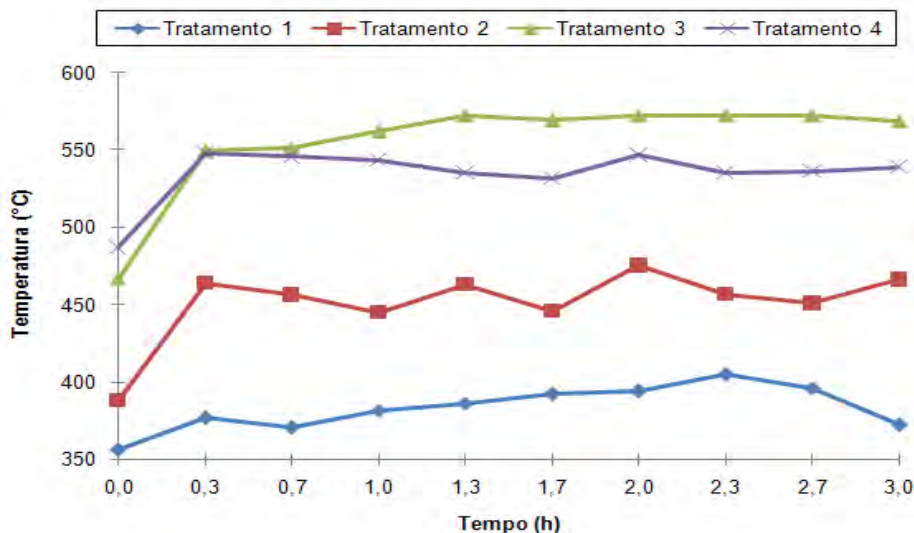
Ilustra-se, na Figura 28, a variação da temperatura do ar aquecido na entrada do secador de leito fixo em leiras, nos tratamentos 2 a 4. Os valores médios dessa temperatura foram iguais a 69,3; 106,9 e 106,7 °C, nos tratamentos 2, 3 e 4, respectivamente. Observa-se, nos tratamentos 3 e 4, que as temperaturas médias do ar aquecido foram praticamente iguais. Analisando-se o perfil da temperatura do ar aquecido, em todos os tratamentos, verifica-se um comportamento de tendência à estabilidade. A facilidade de se alcançar mais rapidamente a estabilidade da temperatura é uma das vantagens de se operar um gerador de calor a gás para a secagem de grãos. Além disso, a temperatura do ar de secagem constante

concomitante com o revolvimento periódico da massa de grãos assegura uma secagem mais uniforme dos grãos.



**Figura 28** – Temperatura do ar aquecido na entrada do secador em função do tempo, nos testes 1, 2 e 3, dos tratamentos 2 a 4.

Analisando-se a variação de temperatura na Figura 29, observa-se que após a primeira hora de operação do gerador de gás quente, a temperatura dos gases de combustão tendeu à estabilidade. Esse ponto, conhecido como tempo de inércia térmica, pode ser caracterizado como o ponto de transição, ou seja, o período compreendido na faixa 0 a 1 h, como regime transiente e o período superior a 1 h, como regime permanente. É importante destacar que essa estabilidade foi atingida mais rapidamente em comparação com os sistemas de aquecimento de ar que utilizam o combustível sólido como as fornalhas. Na análise de uma fornalha para biomassa polidispersa, realizada por Magalhães (2007), constatou-se que o regime permanente foi atingido de 4 a 5 horas após o funcionamento do equipamento. Deve-se ressaltar que, atingir com maior rapidez a estabilidade pode ser um indicativo de maior eficiência do sistema de aquecimento.



**Figura 29** – Variação da temperatura média dos gases medidos em relação à temperatura ambiente em função do tempo de operação do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 a 4.

#### 4.2 Dimensionamento do gerador de gás quente

Para o dimensionamento do gerador de gás quente considerou-se a composição volumétrica do GLP como sendo de 25% propano e 75% butano. Assim, obteve-se a equação estequiométrica balanceada (Eq. 11), descrita no item 2.1.4.2.

Após os cálculos de dimensionamento do gerador de gás quente chegou-se aos resultados dos diâmetros dos bicos de gás, que foram iguais a 0,5 mm. Depois de alguns testes preliminares verificou-se a necessidade de aumentar o diâmetro do bico de gás devido à vazão de combustível ter sido insuficiente para elevar a temperatura complementar do ar de secagem que foram pré-definidas em 60 °C e 100 °C. Essas temperaturas do ar de secagem foram atingidas com os diâmetros dos bicos de gás (cada bico) iguais a 0,794 mm (broca de 1/32") e 1,5875 mm (broca de 1/16"), respectivamente. É importante salientar que para o dimensionamento do gerador de gás quente considerava-se o uso de um ventilador com vazão de ar inferior ao que foi utilizado no experimento. Esse ventilador, com vazão de ar média de  $0,63 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ , possui a capacidade de atender dois secadores simultaneamente, por isso foi necessário um ajuste da vazão de gás.

### 4.3 Desempenho do gerador de gás quente

Para o desempenho do gerador de gás quente foram analisados os parâmetros de eficiência térmica, perdas de calor, as características da chama e a qualidade dos gases de combustão.

#### 4.3.1 Análise da eficiência térmica do gerador de gás quente

Para o cálculo da eficiência térmica e das perdas de energia do gerador de gás quente considerou-se o calor específico dos gases de combustão (Tabela 1) para a temperatura média de 503,7 °C e a temperatura média do ar ambiente de 22,6 °C. A pressão atmosférica local foi considerada igual a 94,00 kPa. A massa molar do GLP foi ponderada a partir das massas molares do propano e do butano. O PCI do GLP foi informado pela distribuidora do produto.

**Tabela 1.** Propriedades do GLP, do ar e dos gases de combustão

Gases	Propriedades		
	Calor específico (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	Poder calorífico inferior (kJ kg <sup>-1</sup> )	Massa molar (kg kg <sub>mol</sub> <sup>-1</sup> )
Ar	1,006		28,8
GLP	1,502	46.470,0 *	54,5
O <sub>2</sub>	1,051		32,0
CO <sub>2</sub>	1,164		44,0
N <sub>2</sub>	1,12		28,0
H <sub>2</sub> O	2,133		18,0

Fonte: Van Wylen (2003); \* Minasgás (2010).

##### 4.3.1.1 Eficiência térmica do gerador de gás quente obtida pelo método indireto

Constam, nas Tabelas 2 e 3 e na Figura 30, as perdas de calor e a eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método indireto, respectivamente.

**Tabela 2.** Perdas percentuais de energia térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 e 2

Variáveis	Perdas de energia térmica no gerador de gás quente, %					
	Tratamento 1			Tratamento 2		
	T60_B25 *			T60_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	3	1	2	3
Radiação térmica	14,0	16,6	17,4	18,5	18,6	20,1
Convecção natural	3,5	4,0	3,9	4,0	4,2	4,5
Total	17,5	20,7	21,4	22,5	22,8	24,6
Média total	19,9			23,3		
Desvio padrão total	2,0			1,1		

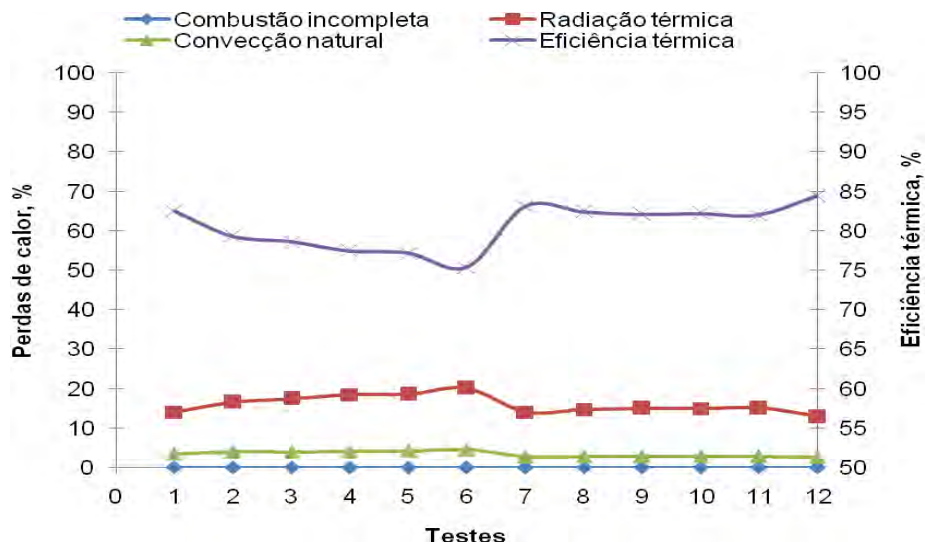
\* T60\_B25 referem-se à temperatura do ar de secagem de 60 °C e bico de 25 graus

**Tabela 3.** Perdas percentuais de energia térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 3 e 4

Variáveis	Perdas de energia térmica no gerador de gás quente, %					
	Tratamento 3			Tratamento 4		
	T100_B25 *			T100_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	1	2	1	2
Radiação térmica	14,0	14,7	15,0	14,9	15,1	12,9
Convecção natural	2,8	2,9	2,9	2,9	2,8	2,6
Total	16,8	17,6	17,9	17,8	18,0	15,5
Média total	17,4			17,1		
Desvio padrão total	0,5			1,4		

\* T100\_B25 referem-se à temperatura do ar de secagem de 100 °C e bico de 25 graus

Observa-se, nas Tabelas 2 e 3, que a perda de calor mais significativa foi àquela devido à radiação térmica, que contribuiu, em média, com 16,0% da perda total de energia térmica. Já as perdas devido à convecção natural foram, em média, 3,4% e esses valores estão próximos das perdas relativas de calor com o arrefecimento externo de geradores de vapor, citadas por Vlassov (2001), que são da ordem de 0 a 2,2%, dependendo da potência da caldeira.



**Figura 30** – Eficiência térmica e perdas de calor do gerador de gás quente à gás, nos testes 1, 2 e 3, tratamento 1; testes 4, 5 e 6, tratamento 2; testes 7, 8 e 9, tratamento 3; testes 10, 11 e 12, tratamento 4.

Verifica-se, na Figura 30, que as perdas de calor devido à combustão incompleta foram praticamente nulas. Isso indica que o dimensionamento do gerador de gás quente foi adequado, ou seja, a câmara de combustão proporcionou o tempo e a turbulência necessários para que houvesse a queima completa do combustível, proporcionando uma mínima concentração de monóxido de carbono na saída dos gases de combustão.

As eficiências térmicas do gerador de gás quente pelo método indireto foram, em média, 80,1; 76,7; 82,6 e 82,9%, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Essas eficiências térmicas estão de acordo com os valores encontrados na literatura. Por exemplo, Magalhães (2007), avaliando o desempenho de uma fornalha com a queima de lenha para aquecimento direto do ar, obteve, em média, a eficiência térmica de 96,5% e, quando analisou a combustão da lenha associada à palha de café, a eficiência térmica foi de 63,6%.

Comparando os tratamentos 1 com 2 e 3 com 4, observou-se que a eficiência térmica foi 4,5 e 0,4% superiores nos tratamentos 1 e 4, respectivamente. Essas porcentagens entre os tratamentos foram baixas, considerando-se que as variações ambientais como temperatura e umidade relativa, poderiam proporcionar essas pequenas diferenças percentuais.

#### 4.3.1.2 Eficiência térmica do gerador de gás quente obtida pelo método direto

As Tabelas 4 e 5 apresentam a eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método direto.

**Tabela 4.** Eficiência térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 1 e 2

Parâmetros	Tratamento 1			Tratamento 2		
	T60_B25			T60_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	3	1	2	3
Energia que entra no sistema, W	8.557	7.587	7.077	6.746	6.691	6.367
Energia gerada no sistema, W	19.054	19.054	22.307	25.560	22.772	21.843
Energia que sai do sistema, W	20.434	19.071	18.457	18.804	18.128	17.460
Eficiência, %	74,0	71,6	62,8	58,2	61,5	61,9

**Tabela 5.** Eficiência térmica do gerador de gás quente, nos tratamentos 3 e 4

Parâmetros	Tratamento 3			Tratamento 4		
	T100_B25			T100_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	3	1	2	3
Energia que entra no sistema, W	10.517	9.651	9.331	9.676	9.767	10.648
Energia gerada no sistema, W	46.473	44.150	44.150	41.361	46.009	42.756
Energia que sai do sistema, W	33.069	29.669	28.804	29.074	30.444	30.856
Eficiência, %	58,0	55,1	53,9	57,0	54,6	57,8

A eficiência térmica do gerador de gás quente pelo método direto foi, em média, 69,5; 60,5; 55,7 e 56,5%, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Esses valores representam, em média, 24,9% da eficiência média calculada pelo método indireto. Magalhães (2007) observou uma diferença de apenas 6% entre as eficiências calculadas pelos métodos direto e indireto. O autor avaliou o desempenho de uma fornalha a fogo direto com a queima de lenha para aquecimento do ar e obteve a eficiência térmica média de 89,7%.

A Gasnet (2010) citou que as termelétricas a gás natural de ciclo combinado podem alcançar uma eficiência térmica de 56,0%, enquanto que para as usinas mais antigas a eficiência é de cerca de 47,0%. A eficiência térmica média do gerador de gás quente, 60,5%, foi 8,04% superior aos valores informados pela Gasnet (2010) para as usinas novas e 28,72% para as antigas.

Constam, nas Tabelas 6 e 7, os resultados da análise estatística.

**Tabela 6.** Análise de variância da eficiência térmica do gerador de gás quente

Causa de variação	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	Desvio padrão
Tratamentos	3	360,08	120,03	10,41*	3,40
Resíduo	8	92,23	11,53		
Total	11	452,31			

\* $F_{5\%}(3,8) = 4,07$ ; \*\* $F_{1\%}(3,8) = 7,59$ ;

**Tabela 7.** Resultados do teste de Tukey

Parâmetros	Nível de probabilidade		G.L		Contraste ( $Y_i$ )	
	5%	1%	$n_1$	$n_2$	$m_1 - m_2$	$m_4 - m_3$
q	4,53	6,2	4	8	8,9	0,6
$\Delta$	8,9	12,2				

Analisando-se a Tabela 6, verifica-se que o valor de F calculado ( $F=10,41$ ) foi maior que os valores de F obtido das tabelas para os níveis de 5% (4,07) e 1% (7,59) de probabilidade. Isso implica que a hipótese de nulidade não é válida, ou seja, os tratamentos não são equivalentes. Dessa forma, o resultado é significativo ao nível de 1%, o que indica que há uma probabilidade superior a 99% de que exista pelo menos um contraste entre os tratamentos que difere de zero.

Sendo assim, realizou-se o teste de Tukey para descobrir quais os contrastes entre duas médias eram diferentes.

Pelos resultados apresentados na Tabela 7, comparando os tratamentos 1 com 2 e 3 com 4, verificou-se que nenhum dos valores estimados para os contrastes excederam os valores de  $\Delta$  para os níveis de 5% e 1% de probabilidade. Embora o valor de  $q = 8,9$  seja igual ao valor do limite de  $\Delta = 8,9$  para uma probabilidade de 5%, ainda assim, não é significativo. Dessa maneira, pode-se afirmar que não houve diferenças significativas entre as médias de eficiência térmica pelo teste de Tukey para os dois bicos de gás testados.

Em relação às conclusões do teste F de que haveria uma probabilidade de 99% de existir pelo menos um contraste significativo entre os tratamentos, pode-se afirmar que o único contraste significativo foi aquele obtido entre as médias dos tratamentos 1 e 3. Nesse contraste a diferença entre as médias é de 13,8. Porém, a comparação entre esses tratamentos não era de interesse da pesquisa, pois o objetivo era testar os dois bicos de gás, para a mesma temperatura do ar de secagem, o que não será possível caso se compare os tratamentos mencionados acima.

Os resultados da análise estatística mostraram que as médias entre os tratamentos 1 e 2 e, 3 e 4 não diferiram. Apesar disso, comparando os tratamentos 1 com 2 e 3 com 4, verificou-se que a eficiência térmica foi 14,8% e 1,4% superior nos tratamentos 1 e 4, respectivamente.

### 4.3.2 Análise da chama

Os resultados do cálculo do comprimento de chama estão apresentados nas Tabelas 8 e 9. Para esses cálculos, considerou-se a temperatura adiabática de chama em ar para o GLP igual 2.245,7 K. Esse valor foi ponderado dos valores de temperatura de chama adiabática do propano e do butano informados por Costa (2010) e o Gas Engineers Handbook/SINDE citado por Gasnet (2010). A massa específica e a massa molecular do GLP foram 2,35 kg m<sup>-3</sup> e 54,5 kg kmol<sup>-1</sup>, respectivamente.

**Tabela 8.** Comprimento de chama (L) calculado para o gerador de gás quente nos tratamentos 1 e 2

Parâmetros	Tratamento 1			Tratamento 2		
	T60_B25			T60_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	3	1	2	3
<b>Fórmula de GUENTHER</b>						
*Relação L/d, adimensional	286,4	285,5	287,3	288,6	290,2	290,0
Diâmetro do bico, mm	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
Comprimento da chama, mm	227	227	228	229	230	230
<b>Fórmula de HAWTHORNE et al.</b>						
Relação L/d, adimensional	276,8	276,9	274,9	275,6	276,2	276,0
Diâmetro do bico, mm	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
Comprimento da chama, mm	220	220	218	219	219	219

\*L e d referem-se ao comprimento de chama e diâmetro do bico, respectivamente.

**Tabela 9.** Comprimento de chama (L) calculado para o gerador de gás quente nos tratamentos 3 e 4

Parâmetros	Tratamento 3			Tratamento 4		
	T100_B25			T100_B45		
	Testes			Testes		
	1	2	3	1	2	3
<b>Fórmula de GUENTHER</b>						
*Relação L/d, adimensional	285,9	285,4	286,0	295,0	294,5	290,7
Diâmetro do bico, mm	1,59	1,59	1,59	1,59	1,59	1,59
Comprimento da chama, mm	454	453	454	468	468	462
<b>Fórmula de HAWTHORNE et al.</b>						
Relação L/d, adimensional	275,7	273,8	273,6	273,0	272,4	273,5
Diâmetro do bico, mm	1,59	1,59	1,59	1,59	1,59	1,59
Comprimento da chama, mm	438	435	434	433	432	434

\*L e d referem-se a comprimento de chama e diâmetro do bico, respectivamente.

Carvalho Junior & Macquay (2007), comentando sobre a utilização da fórmula de Guenther, explicam que a massa específica média da chama é um parâmetro difícil de determinar e crítico, pois modifica o resultado do comprimento de chama. Os autores verificaram, para uma chama turbulenta de metano, com relação estequiométrica ar/combustível de 17,16 e massa específica média da chama de  $204 \text{ g m}^{-3}$ , uma variação de 15% da relação comprimento/diâmetro (L/d) para a temperatura média da chama variando entre 1200 e 1600 °C.

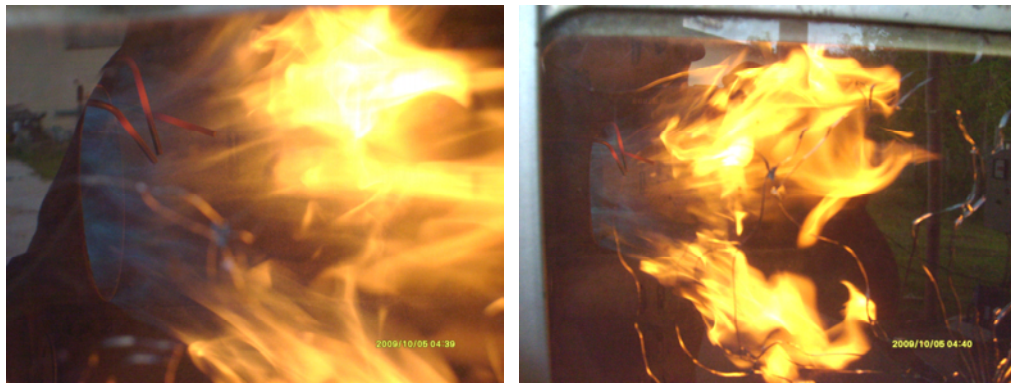
Os comprimentos médios da chama, considerando a fórmula de Guenther, foram iguais a 227; 230; 454 e 466 mm e considerando a fórmula de Hawthorne et al., foram iguais a 219; 219; 436 e 433 mm, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Observa-se que os valores do comprimento de chama foram bem próximos com a utilização das duas fórmulas apresentadas.

É importante relatar que o maior comprimento de chama calculado (468 mm) corresponde a, aproximadamente, 34% do comprimento total da câmara de combustão que é de 1.400 mm, constituído de um cilindro de 1.000 mm e um cone de 400 mm. Essa relação mostra que a câmara de combustão possui o volume suficiente para que ocorram reações químicas completas. Além disso, deve-se ressaltar que o comprimento da câmara, dependendo do diâmetro, em caso de câmara cilíndrica, deve ser bem maior que o comprimento da chama, pois, no processo de combustão do combustível gasoso ocorre grande expansão no volume dos gases gerados.

Estão ilustradas, nas Figuras 31 e 32, as chamas formadas dentro da câmara de combustão do gerador de gás quente, quando se testou os bicos de 25° e 45° nos testes com a temperatura do ar de secagem de 100 °C.



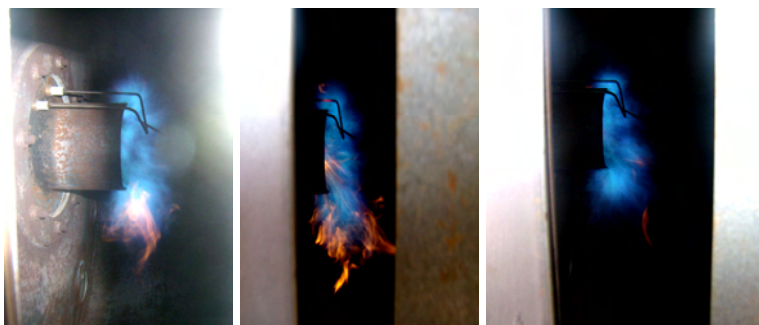
**Figura 31** – Chamas formadas no gerador de gás quente com o bico de 45 graus.



**Figura 32** – Chamas formadas no gerador de gás quente com o bico de 25 graus.

Em relação à cor da chama, visualiza-se a formação de chamas azuladas na sua base, próximas ao bico de gás e o restante da chama com coloração amarelada. A cor azul celeste, na base da chama, indica a ocorrência de uma combustão ideal. Deve-se mencionar, conforme Vlassov (2001), que a zona luminosa de uma chama é menor que 1 mm e é nessa faixa que efetivamente ocorre a reação química. Embora seja visualizada essa coloração amarelada, que, segundo a literatura, ocorre devido à combustão de partículas de carbono sólido e indicando uma mistura muito rica, ou seja, excesso de combustível, as concentrações de monóxido de carbono medidas na saída da câmara de combustão foram mínimas ou nulas.

Outro fato relevante, que foi constatado com relação à cor amarelada da chama, foi que a utilização de um acessório instalado na entrada de ar primário para possibilitar a medição da vazão de ar promoveu a sua diminuição. Esse fato foi verificado ao término dos testes com o gerador de gás quente. A Figura 33 contém imagens de chamas formadas sem a utilização do acessório de medição de vazão. Nota-se a presença de chamas com coloração mais azulada em relação às chamas ilustradas nas Figuras 31 e 32. Isto se deve ao fato da maior entrada de ar primário no gerador de gás quente. Durante o registro dessas chamas regulou-se o gerador de gás quente com uma vazão de gás semelhante à que foi utilizada para a obtenção das Figuras 31 e 32.



**Figura 33** – Chamas formadas sem a utilização do acessório de medição de vazão.

### 4.3.3 Análise dos gases de combustão

Encontram-se, nas Tabelas 10 e 11, os parâmetros calculados referentes à combustão e os medidos nos gases de combustão.

**Tabela 10.** Parâmetros medidos e calculados referentes à combustão

Parâmetros	Unidades	Tratamento 1			Tratamento 2		
		Testes			Testes		
		1	2	3	1	2	3
Vazão de ar primário	kg s <sup>-1</sup>	0,027	0,022	0,020	0,017	0,018	0,018
Vazão de combustível	kg s <sup>-1</sup>	0,0004	0,0004	0,0005	0,0006	0,0005	0,0005
Volume de gases secos	m <sup>3</sup> <sub>gas</sub> m <sup>3</sup> <sub>cb</sub>	24,8	24,8	24,3	24,1	24,3	24,3
Volume total de gases	m <sup>3</sup> <sub>gas</sub> m <sup>3</sup> <sub>cb</sub>	26,7	26,6	26,2	26,0	26,2	26,1
Concentração média dos gases de combustão							
O <sub>2</sub>	% Vol.	18,0	17,8	17,1	16,5	17,0	16,9
CO <sub>2</sub>	% Vol.	2,0	2,2	2,6	3,0	2,7	2,8
CO	ppm	12,8	3,4	0,6	1,4	0,0	0,4
Excesso de ar	% Vol.	6,1	5,9	4,5	3,7	4,3	4,2

**Tabela 11.** Parâmetros medidos e calculados referentes à combustão

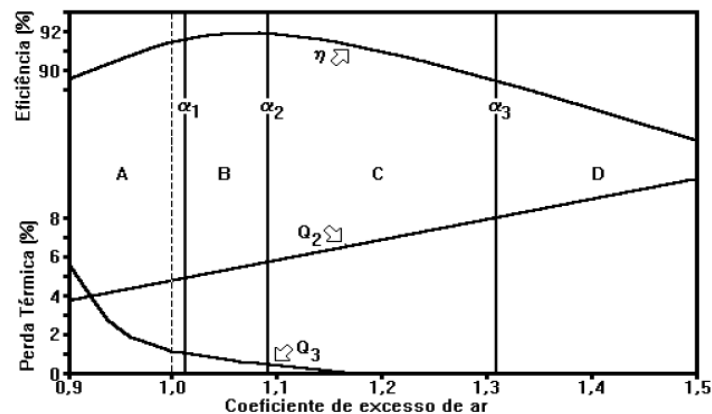
Parâmetros	Unidades	Tratamento 3			Tratamento 4		
		Testes			Testes		
		1	2	3	1	2	3
Vazão de ar primário	kg s <sup>-1</sup>	0,031	0,026	0,025	0,028	0,027	0,030
Vazão de combustível	kg s <sup>-1</sup>	0,001	0,0009	0,0009	0,0009	0,001	0,0009
Volume de gases secos	m <sup>3</sup> <sub>gas</sub> m <sup>3</sup> <sub>cb</sub>	23,7	23,8	24,8	27,9	23,7	24,0
Volume total de gases	m <sup>3</sup> <sub>gas</sub> m <sup>3</sup> <sub>cb</sub>	25,7	25,6	25,7	29,8	25,6	25,8
Concentração média dos gases de combustão							
O <sub>2</sub>	%	15,2	14,9	15,2	15,5	14,9	15,9
CO <sub>2</sub>	%	3,9	4,1	3,9	3,7	4,1	3,4
CO	ppm	0,3	0,2	0,2	0,0	0,0	0,6
Excesso de ar	%	2,6	2,4	2,7	2,8	2,5	3,2

Os resultados apresentados nas Tabelas 10 e 11 indicam que as concentrações médias de monóxido de carbono (CO) na saída da câmara de combustão foram mínimas ou nulas. Isso prova que houve combustão completa ou quase perfeita para os dois injetores de gás testados, demonstrando o dimensionamento adequado do gerador de gás quente.

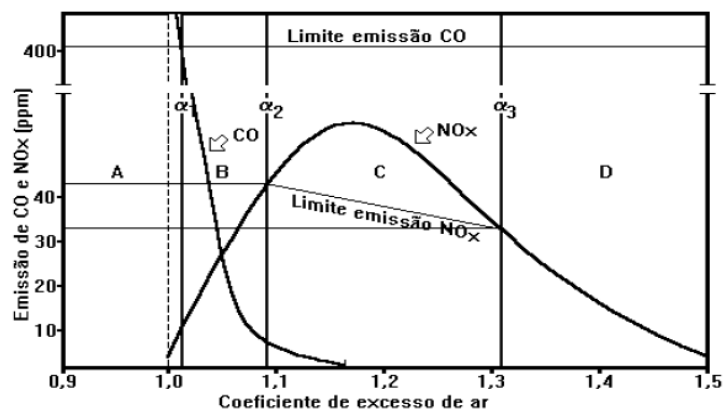
Outro fator que pode ter influenciado a eficiência da queima foi a temperatura de ignição do monóxido de carbono, que de acordo com o Gas Engineers Handbook /

SINDE citado pela Gasnet (2010), é igual a 609 °C. A temperatura média dos gases medida na saída da câmara de combustão, considerando todos os testes, foi igual a 503,7 °C. Porém, essa temperatura foi medida na saída da câmara e com certeza ela é maior nas regiões anteriores. Deve-se enfatizar que a câmara de combustão e a chama possuem, respectivamente, comprimentos de 1.400 mm e 447 mm (média dos tratamentos 3 e 4) restando, portanto, um elevado comprimento de câmara em que não foi medida a temperatura em seu interior.

Nas Figuras 34 e 35 ilustram-se a relação entre a eficiência energética, as perdas térmicas, a emissão de poluentes e o coeficiente de excesso de ar. Verifica-se que a eficiência energética máxima ocorre na faixa B ( $1 \leq \alpha \leq 1,1$ ), onde a concentração de monóxido de carbono é baixa e, conseqüentemente, a perda térmica por combustão química incompleta ( $Q_3$ ), também, é pequena. Os resultados médios do coeficiente de excesso de ar medidos no gerador de gás quente nos Tratamentos 1, 2, 3 e 4 foram, respectivamente, 1,055; 1,040; 1,026 e 1,028, ou seja, dentro do intervalo de máxima eficiência energética. Esses coeficientes de excesso de ar indicam que o gerador de gás quente funcionou de modo adequado.



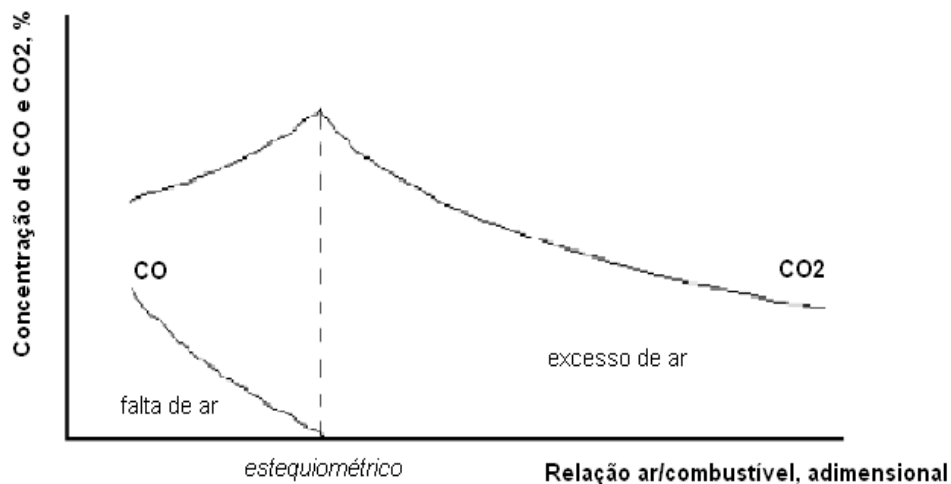
**Figura 34** – Balanço térmico da combustão (PINHEIRO & VALE, 1995).



**Figura 35** – Emissão de gases poluentes na combustão (PINHEIRO & VALE, 1995).

Pinheiro & Vale (1995) comentaram que a eficiência do sistema de combustão é mais dependente do método operacional do que propriamente do gerador de gás quente e de equipamentos auxiliares e, também, que essa eficiência está diretamente relacionada com a precisão de ajuste do excesso de ar de combustão.

Por meio da Figura 36 explica-se a relação entre as concentrações de CO e CO<sub>2</sub> e o excesso de ar. Por meio desta análise dos produtos da combustão observa-se que a concentração de CO<sub>2</sub> é máxima e a de CO é mínima quando a combustão ocorre para uma relação ar/combustível estequiométrica. Bizzo (2003) explicou que a concentração de CO<sub>2</sub> deve ser mais baixa que a estequiométrica, pois é necessário utilizar ar em excesso para que se tenha uma combustão completa. O autor informou alguns valores típicos de concentrações de CO<sub>2</sub> em função do tipo de combustível - Gases (0 a 10%); Líquidos (2 a 30%); e, Sólidos ( $\geq 50\%$ ). As concentrações médias de CO<sub>2</sub> medidas no gerador de gás quente foram 2,2; 2,8; 4,0 e 3,7% nos Tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Portanto, esses valores ficaram dentro da faixa esperada para gases.



**Figura 36** – Concentração de CO e CO<sub>2</sub> nos gases de exaustão (BIZZO, 2003).

O Gas Engineers Handbook / SINDE, citado por Gasnet (2010), informou a composição dos gases de exaustão para a combustão perfeita, sem excessos de ar, de diversos gases hidrocarbonetos parafinados na Tabela 12. Conforme os dados contidos na Tabela 12 e ponderando a queima completa do GLP contendo 25% de propano e 75% de butano, observa-se que a proporção volumétrica de CO<sub>2</sub> nos produtos de combustão é igual a 3,8. As concentrações médias de CO<sub>2</sub> medidas no gerador de gás quente foram 2,2; 2,8; 4,0 e 3,7% nos Tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Comparando esses valores, verifica-se que, nos tratamentos 3 e 4, a combustão se aproximou mais de uma combustão estequiométrica conforme os

valores recomendados na literatura. Deve-se levar em conta que a queima de GLP foi realizada com excesso de ar e, conforme ilustrado na Figura 36, o elevado excesso de ar tende a diminuir a concentração de CO<sub>2</sub>. É importante salientar que uma análise adequada de um sistema de combustão deve relacionar não só a concentração de CO<sub>2</sub>, mas também as concentrações de CO e O<sub>2</sub> nos produtos da combustão.

**Tabela 12.** Produtos da combustão estequiométrica de gases hidrocarbonetos

Substância	Proporção em Volume (m <sup>3</sup> <sub>produto</sub> /m <sup>3</sup> <sub>combustível</sub> )				Ponto de Orvalho (°C)	Proporção em Massa (kg <sub>produto</sub> /kg <sub>combustível</sub> )				Proporção de CO <sub>2</sub> Volume b. s. (%)
	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	Total		CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	Total	
Metano	1,0	2,0	7,53	10,53	59	2,74	2,25	13,28	18,27	11,73
Etano	2,0	3,0	13,18	18,18	57	2,93	1,80	12,39	17,12	13,18
Propano	3,0	4,0	18,82	25,82	55	2,99	1,63	12,07	16,70	13,75
Butano	4,0	5,0	24,47	33,47	54	3,03	1,55	11,91	16,49	14,05
Pentano	5,0	6,0	30,11	41,11	53	3,05	1,50	11,81	16,35	14,24
Hexano	6,0	7,0	35,76	48,76	53	3,06	1,46	11,74	16,27	14,37
Heptano	7,0	8,0	41,40	56,40	53	3,07	1,44	11,69	16,20	14,46
Octano	8,0	9,0	47,05	63,05	53	3,08	1,42	11,65	16,15	14,80

Fonte: Gas Engineers Handbook / SINDE citado pela Gasnet (2010).

Essas informações são reforçadas por Branco (2010) ao afirmar que medir os gases da combustão é mais seguro para se ajustar os queimadores a gás e cita alguns valores ideais de CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO e fuligem nos gases de combustão para diferentes combustíveis, conforme a Tabela 13. O autor comentou que o menor excesso de ar a ser adotado é quando o CO ou a fuligem não excederem à faixa de ajuste ideal.

**Tabela 13.** Produtos da combustão estequiométrica de alguns combustíveis

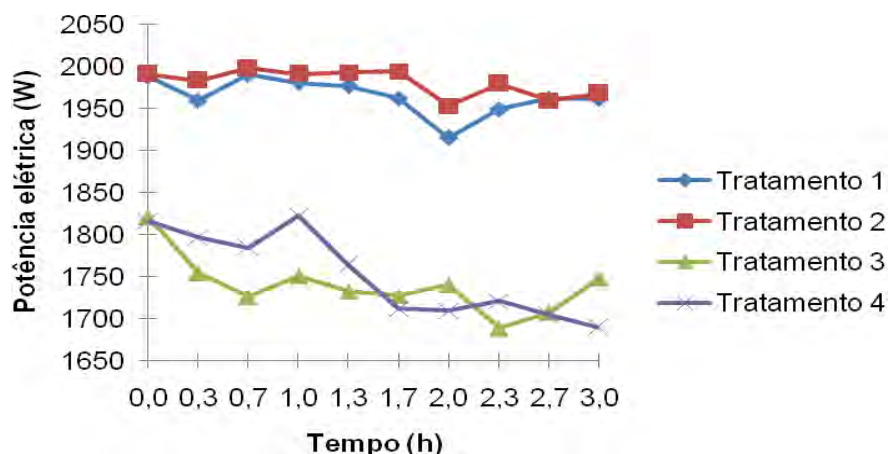
Tipo de combustível	Faixa de ajuste ideal			
	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (ppm)	Fuligem
Óleos pesados	12 a 14	3 a 5	< 30	3
Gás natural	9 a 11	3 a 4	< 20	0
GLP	10 a 12	2 a 4	< 20	0
Lenha	11 a 13	9	< 200	4

Fonte: Branco (2010)

Comparando os valores dos produtos da combustão estequiométrica para o GLP da Tabela 13 com os parâmetros contidos nas Tabelas 10 e 11, considerando-se todos os testes, verifica-se que a concentração média de CO, 1,7 ppm, se encontra dentro da faixa de ajuste ideal recomendada.

#### 4.4 Uso de energia elétrica

Os resultados da variação da potência elétrica média demandada pelo ventilador em função do tempo de operação do gerador de gás quente estão ilustrados pela Figura 37. Observa-se, na Tabela 14, que os valores médios de potência elétrica e consumo de energia elétrica foram 1,96; 1,98; 1,74 e 1,75 kW e 5,89; 5,94; 5,22 e 5,26 kWh, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Os maiores valores de potência elétrica demandada pelo ventilador foram obtidos para os tratamentos 1 e 2, ou seja, nos testes utilizando a temperatura do ar de secagem de 60 °C.



**Figura 37** – Potência elétrica média em função do tempo de operação do ventilador do gerador de gás quente.

**Tabela 14.** Valores médios de potência elétrica e consumo de energia elétrica

Parâmetros	Tratamento 1			Tratamento 2			Tratamento 3			Tratamento 4		
	Teste			Teste			Teste			Teste		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Potência elétrica (kW)	1,9	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,7	1,7	1,8	1,8	1,8	1,7
Consumo de energia elétrica (kWh)	5,7	5,9	6,1	6,1	5,9	5,9	5,1	5,2	5,4	5,3	5,3	5,2

#### 4.5 Uso de combustível

Constam, na Tabela 15, os valores do consumo de combustível do gerador de gás quente. Observa-se que os consumos médios de combustível foram 4,7; 5,5; 10,4 e 10,1 kg, nos tratamentos 1, 2, 3 e 4, respectivamente. Esses valores mostram que o consumo de combustível foi superior quando se utilizou a temperatura do ar de secagem de 100 °C, ou seja, nos tratamentos 3 e 4.

**Tabela 15.** Consumo médio de combustível do gerador de gás quente

Parâmetros	Tratamento 1			Tratamento 2			Tratamento 3			Tratamento 4		
	Teste			Teste			Teste			Teste		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Consumo de combustível (kg)	4,4	4,4	5,2	6,0	5,3	5,1	10,8	10,3	10,3	9,7	10,7	9,9

#### 4.6 Custo operacional do gerador de gás quente

Na Tabela 16, são apresentados os valores do custo operacional do gerador de gás quente. Observa-se que o custo médio operacional foi 16,7 e 3,8% superior nos tratamentos 2 e 3. Isto ocorreu porque o consumo de combustível foi maior nesses tratamentos.

**Tabela 16.** Custo operacional do gerador de gás quente

Parâmetros	Tratamento 1			Tratamento 2			Tratamento 3			Tratamento 4		
	Teste			Teste			Teste			Teste		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Vazão de combustível (kg h <sup>-1</sup> )	1,5	1,5	1,7	2,0	1,8	1,7	3,6	3,4	3,4	3,2	3,6	3,3
Custo operacional * (R\$ h <sup>-1</sup> )	4,1	4,1	4,8	5,6	4,9	4,8	10,1	9,6	9,6	9,0	9,9	9,2
Média	4,4			5,1			9,7			9,4		

\* Considerou-se o preço médio do GLP igual R\$ 2,80 / kg (MINASGAS, 2010).

#### 4.7 Potencial do gerador de gás quente para a secagem de grãos

De acordo com os resultados apresentados para a eficiência térmica, temperatura e vazão do ar de secagem e qualidade dos gases de combustão, identificou-se o potencial do gerador de gás quente para a secagem grãos.

Uma característica importante observada com o gerador de gás quente foi o baixo tempo de inércia térmica, que foi de aproximadamente 1 hora. Com isso, o regime permanente foi alcançado de forma rápida. Além disso, como a vazão de combustível foi constante, a combustão se desenvolveu de forma regular e contínua.

## 5. CONCLUSÕES

Considerando-se os resultados obtidos e as condições em que foi realizado o experimento, pode-se concluir que:

- a) A metodologia utilizada é adequada para o dimensionamento de um gerador de gás quente, considerando-se as características do protótipo experimental;
- b) Pelo teste de Tukey, ao nível de 1% de probabilidade, não houve diferenças significativas entre as médias de eficiência térmica pelo método direto para os dois bicos de gás testados.
- c) As concentrações de monóxido de carbono medidas indicaram que a combustão foi completa e que o gerador de gás quente foi operado de maneira correta;
- d) As chamas formadas no gerador de gás quente demonstraram que a combustão se desenvolveu de forma estável e regular;
- e) O gerador de gás quente teve eficiência térmica coerente com os valores encontrados na literatura; e
- f) O gerador de gás quente possui potencial para disponibilizar ar com qualidade para a secagem de grãos e de outros produtos, sem o risco de contaminação.

## SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS

São apresentadas algumas sugestões objetivando-se otimizar a eficiência térmica do gerador de gás quente desenvolvido:

1. Melhorar o isolamento térmico diminuindo as perdas de calor para o ambiente;
2. Desenvolver um sistema de controle automático para as vazões de ar e combustível com base na relação ar/combustível de modo a operar o gerador de gás quente com o mínimo de excesso de ar;
3. Analisar o desempenho do gerador de gás quente com a queima de outros combustíveis como o biogás e o gás natural; e
4. Analisar o desempenho do gerador de gás quente testando-se diversos tipos de injetores de gás com diferentes ângulos de inclinação.
5. Simular o gerador de gás quente utilizando-se um software de fluidodinâmica computacional.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRADE, E.B.; SASSERON, J.L.; OLIVEIRA FILHO, D. Princípios sobre combustão e fornalhas. Viçosa: CENTREINAR, 1983. 21 p. (Notas de aula).

BHOI, P. R.; CHANNIWALA, S. A. Optimization of producer gas fired premixed burner. **Renewable Energy**, v.33, n.6, p.1209-1219, 2008. Disponível em URL: <http://www.sciencedirect.com>. Consulta realizada em 05 de janeiro de 2008.

BIZZO, W. A. **EM 722 - Geração, distribuição e utilização de vapor**. 30 de setembro de 2003. 128 p. Notas de aulas. Impresso. Disponível em URL: <http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP0.pdf>. Consulta realizada em 02 de abril de 2006.

BRANCO, W. Melhorando o rendimento de queimadores. Disponível em: <http://www.confor.com.br>. Consulta realizada em 02 de abril de 2010.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Balanco energético nacional – 2009**. Brasília: MME 153p;

CARDOSO SOBRINHO, J. Simulação e avaliação de sistemas de secagem de café. Viçosa: UFV, 2001. 112p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2001.

CARINHANA JUNIOR, D. Determinação de temperatura de chama por espectroscopia de emissão. Campinas: UNICAMP, 2006. 126p. Tese (Doutorado em Físico-Química) – Universidade Federal de Campinas, 2006.

CARVALHO JUNIOR, J. A.; MCQUAY, M. Q. **Princípios de combustão aplicada**. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2007. 176p.  
ÇENGEL, Y. A., BOLLES, M. A. **Termodinâmica**. Ed. McGraw-Hill. 5ª ed. São Paulo – SP. 2007. 740p.

COSTA, D. R. **Análise técnica e econômica da secagem de milho em secadores rotativos**. Viçosa: UFV, 2006. 64p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2006.

COSTA, F. Fundamentos sobre gases combustíveis. Disponível em: <http://www.krona.srv.br/display05.htm>. Consulta realizada em fevereiro de 2010.

ELEKTOR. **Medidor de CO<sub>2</sub>: Alerta de ar impróprio para respirar**. In: Revista Elektor eletrônica e microinformática Barueri – SP. N° 74, p.58-63. 2008. Disponível: <http://www.elektorbrasil.com.br>. Consulta realizada em agosto de 2008.

FAIRES, V. M. **Termodinâmica**. Rio de Janeiro: Ed. Sociedade Editora e Gráfica LTDA, 1966. 879p.

FIGARO. **TGS 4160 - for the detection of Carbon Dioxide**. Disponível: <http://www.figaro.co.ip>. Consulta realizada em agosto de 2008.

FIGARO. **TGS 5042 - for the detection of Carbon Monoxide**. Disponível: <http://www.figaro.co.ip>. Consulta realizada em agosto de 2008.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; P. J. PRITCHARD. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Editora LTC. 7ª ed. 2010. 736p.

FREITAS, F. C. G. **Análises termográficas na queima de carâmica vermelha, em fornos intermitentes a gás glp, da região de Ceará-Mirim**. Natal: UFRN, 2003. 104p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2003.

GALLETTI, C.; PARENTE, A.; TOGNOTTI, L. Numerical and experimental investigation of a mild combustion burner. **Combustion and Flame**, v. 151, n.4, p.649-664, 2007. Disponível em URL: <http://www.sciencedirect.com>. Consulta realizada em 02 de março de 2008.

GASNET, O Site do Gás Natural. Disponível em: <http://www.gasnet.com.br>. Consulta realizada em 02 de abril de 2010.

GILL, W.; CARVALHO, J. A.; BASTOS-NETTO, D. Termodinâmica da combustão. São José dos Campos. São Paulo: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Publicação Interna, INPE-4244-RPI/175, 1987. Disponível em: <http://www.INPE.com.br>. Consulta realizada em janeiro de 2011.

GOMES, F. P. **Curso de estatística experimental**. Ed. Livraria Nobel. 11ª ed. Piracicaba – SP. 1985. 466p.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 665p.

JOSÉ, H.J. Combustão e combustíveis. Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC. 2004. 45 p. Florianópolis – SC. Material didático (Apostila de Química Tecnológica Geral).

KUO, K. K. **Principles of combustion**. Wyley-Interscience publication. John Wiley & Sons, 1986. 810p.

LORA, E. S., ZAMPIERI, M. Balanço de massa e energia nos processos de combustão. In: CORTEZ, L. A. B. e LORA, E. S. Tecnologia de conversão energética de biomassa. Sistemas energéticos II. Manaus: EDUA/EFEI, 2006. 817p.

MAFRA, M. R. Estudo da influência do número de rotação na formação de NO<sub>x</sub> em uma câmara de combustão cilíndrica. 2000. 119p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, 2000.

MAGALHÃES, E. A. **Desenvolvimento e análise de uma fornalha para aquecimento direto e indireto de ar utilizando biomassa polidispersa.** Viçosa: UFV, 2007. 168p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 2007.

MINASGÁS. Disponível em: <http://www.minasgas.com.br>. Consulta realizada em outubro de 2010.

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.

PORTELLA, J. A.; EICHELBERGER, L. **Uso de gás liquefeito de petróleo na secagem estacionária de milho em secador de leito fixo.** Passo Fundo: Embrapa Trigo, 2001. 4p. html. (Embrapa Trigo Comunicado Técnico Online, 64). Disponível: [http://www.cnpt.embrapa.br/biblio/p\\_co64.htm](http://www.cnpt.embrapa.br/biblio/p_co64.htm). Consulta realizada em junho de 2006.

PORTELLA, J. A.; EICHELBERGER, L. **Uso de gás liquefeito de petróleo na secagem estacionária de milho em secador de leito fixo.** Passo Fundo: Embrapa Trigo, 2001. 4p. html. (Embrapa Trigo Comunicado Técnico Online, 64). Disponível: [http://www.cnpt.embrapa.br/biblio/p\\_co64.htm](http://www.cnpt.embrapa.br/biblio/p_co64.htm). Consulta realizada em junho de 2008.

SARLEJ, M.; PETR, P.; HÁJEK, J.; STEHLÍK, P. Computational support in experimental burner design optimization. **Applied Thermal Engineering**, v.27, n.16, p.2727-2731, 2007. Disponível em URL: <http://www.sciencedirect.com>. Consulta realizada em 02 de março de 2008.

SCHMIDT, F. W., HENDERSON, R. E., WOLGEMUTH, C. H. **Introdução às ciências térmicas: termodinâmica, mecânica, dos fluidos e transferência de calor.** Ed. Edgard Blucher Ltda. 2ª ed. São Paulo – SP. 2004. 466p.

SILVA, J. N., LOPES, R. P., SILVA, J. de S. Alternativas Energéticas para secagem de café de qualidade. In: ZAMBOLIM, L. **Produção integrada de café.** Viçosa, MG: UFV; DPF, 2003. 709p.

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 câmaras de combustão.** Curitiba: Editora da UFPR, 2001. 185 p.

VOIT, C. **Sensor de qualidade do ar**. In: Revista Elektor eletrônica e microinformática. Ed. Ferreira & Bento do Brasil Ltda. Barueri – SP. N° 41, p.26-30. 2005.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. Ed. McGraw-Hill. 4ª ed. São Paulo – SP. 2002. 570p.

## APÊNDICE

Quadro 1A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 1, do tratamento 1

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade ar primário (m/s)	Vazão de ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão de ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0,00	82	17	12,6	17,60	49,50	27,5	0,65	2,4	0,022	0,52	7,87	0,01	14,20	0,03	1,60	0,85	1,48	1913,0
0,33	78	17	-	17,50	46,80	27,5	0,65	2,3	0,022	0,51	7,50	0,01	14,20	0,03	1,60	0,85	1,48	1889,7
0,67	76	18	-	17,60	46,50	27,6	0,65	2,6	0,025	0,50	5,60	0,01	14,50	0,03	1,60	0,85	1,48	1963,9
1,00	74	18	10,9	17,50	46,20	27,3	0,65	2,6	0,025	0,50	5,90	0,01	14,60	0,03	1,60	0,85	1,48	1876,4
1,33	74	19	-	17,70	45,90	27,0	0,64	2,7	0,025	0,50	6,10	0,01	14,30	0,03	1,60	0,85	1,48	1872,0
1,67	72	19	-	16,70	43,90	26,6	0,63	2,5	0,023	0,51	5,80	0,01	14,80	0,03	1,60	0,85	1,48	1909,2
2,00	71	19	10,5	17,60	44,50	27,3	0,65	2,6	0,024	0,52	6,00	0,01	14,90	0,03	1,60	0,85	1,48	1873,0
2,33	71	19	-	17,90	44,90	26,8	0,64	2,5	0,023	0,50	5,70	0,01	14,50	0,03	1,60	0,85	1,48	1916,3
2,67	70	19	-	17,50	45,30	27,5	0,65	2,2	0,021	0,52	6,50	0,01	14,90	0,03	1,60	0,85	1,48	1925,6
3,00	71	19	10,3	18,00	46,50	26,6	0,63	2,4	0,023	0,52	6,30	0,01	14,80	0,03	1,60	0,85	1,48	1890,0

Quadro 2A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 2, do tratamento 1

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade ar primário (m/s)	Vazão de ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão de ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vaz. real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	74	19	8,2	17,10	46,30	28,3	0,67	2,5	0,02	0,58	9,20	0,03	11,50	0,03	1,60	0,85	1,48	1947,8
0,33	74	19	-	17,70	46,50	27,7	0,66	2,5	0,02	0,61	10,10	0,03	11,70	0,03	1,60	0,85	1,48	1935,2
0,67	74	19	-	17,50	46,70	27,8	0,66	2,5	0,02	0,61	10,60	0,03	11,30	0,03	1,60	0,85	1,48	1996,2
1	75	19	7,0	19,70	53,20	29,3	0,69	2,0	0,02	0,60	10,50	0,03	11,00	0,03	1,60	0,85	1,48	2016,8
1,33	75	19	-	19,70	49,00	28,4	0,67	1,9	0,02	0,62	10,70	0,03	11,60	0,03	1,60	0,85	1,48	2006,1
1,67	75	19	-	19,10	52,00	29,2	0,69	1,9	0,02	0,60	10,50	0,03	11,00	0,03	1,60	0,85	1,48	1991,0
2	76	18	7,3	18,40	50,20	29,4	0,70	2,0	0,02	0,62	11,50	0,03	11,00	0,03	1,60	0,85	1,48	1949,1
2,33	76,5	17,5	-	19,10	51,80	29	0,69	2,1	0,02	0,61	11,00	0,03	11,10	0,03	1,60	0,85	1,48	1933,2
2,67	76,5	17,5	-	18,70	52,00	29,2	0,69	2,2	0,02	0,63	11,20	0,03	11,40	0,03	1,60	0,85	1,48	1965,7
3	77	17	7,2	18,50	51,20	29,4	0,70	1,8	0,02	0,63	11,40	0,03	11,50	0,03	1,60	0,85	1,48	1993,8

Quadro 3A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 3, do tratamento 1.

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)							Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
														1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	75	21	10,7	19,10	28,6	0,68	2,0	0,02	0,59	9,80	0,026	11,40	0,030	1,95	0,85	1,80	2105,0
0,33	72	21	-	19,50	28,4	0,67	2,0	0,02	0,60	10,00	0,026	11,50	0,030	1,95	0,85	1,80	2054,0
0,67	69	22	-	19,10	28,7	0,68	2,0	0,02	0,60	10,20	0,026	11,40	0,030	1,85	0,85	1,71	2011,0
1	68	22	10,6	19,10	29,1	0,69	2,2	0,02	0,59	10,10	0,026	11,10	0,030	1,85	0,85	1,71	2049,4
1,33	68	23	-	18,90	28,5	0,68	2,1	0,02	0,61	10,80	0,026	11,10	0,030	1,85	0,85	1,71	2052,0
1,67	68	23	-	18,80	28,8	0,68	2,1	0,02	0,59	10,30	0,026	10,90	0,030	1,85	0,85	1,71	1986,6
2	65	23	10,4	18,90	28,3	0,67	2,0	0,02	0,63	11,80	0,026	11,00	0,030	1,85	0,85	1,71	1923,7
2,33	65	23,5	-	18,90	29,4	0,70	1,9	0,02	0,62	11,20	0,026	11,30	0,030	1,85	0,85	1,71	1998,1
2,67	63	24	-	19,50	28,8	0,68	1,9	0,02	0,62	11,20	0,026	11,10	0,030	1,85	0,85	1,71	1995,6
3	63	24	9,2	18,60	28,3	0,67	1,9	0,02	0,62	11,00	0,026	11,50	0,030	1,85	0,85	1,71	2000,0

Quadro 4A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 1, do tratamento 2

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)							Vazão		Pressão	Vazão real	Pot. elétrica			
										1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	kg/h	kgf/cm <sup>2</sup>	kg/h	W
0	87	21,0	10,8	19,4	29,0	0,69	1,8	0,02	0,52	10,8	0,021	11,7	0,025	2,10	0,90	1,99	2035,0
0,33	87	21,0	-	19,0	28,9	0,68	2,0	0,02	0,50	11,0	0,021	10,8	0,025	2,10	0,90	1,99	2021,0
0,67	89	21,0	-	19,3	29,3	0,69	2,0	0,02	0,52	11,5	0,021	11,0	0,025	2,10	0,90	1,99	2071,0
1	87	20,5	10,6	19,2	29,2	0,69	2,0	0,02	0,51	11,2	0,021	11,1	0,025	2,10	0,90	1,99	2030,0
1,33	85	21,0	-	19,3	28,8	0,68	2,1	0,02	0,50	10,8	0,021	11,0	0,025	2,10	0,90	1,99	2037,0
1,67	82	21,5	-	19,1	28,8	0,68	2,0	0,02	0,49	11,2	0,021	10,3	0,025	2,10	0,90	1,99	2029,0
2	84	21,0	10,4	18,9	29,5	0,70	1,9	0,02	0,50	10,8	0,021	11,0	0,025	2,10	0,90	1,99	1954,0
2,33	90	21,0	-	19,5	28,7	0,68	2,0	0,02	0,49	10,6	0,021	10,7	0,025	2,10	0,90	1,99	2025,0
2,67	90	21,0	-	19,0	28,7	0,68	2,1	0,02	0,50	10,8	0,021	10,9	0,025	2,10	0,90	1,99	1981,0
3	90	20,5	9,9	19,7	28,9	0,68	1,8	0,02	0,51	11,1	0,021	11,2	0,025	2,10	0,90	1,99	2018,0

Quadro 5A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 2, do tratamento 2

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)							Vazão		Pressão	Vazão real	Pot. elétrica			
										1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	kg/h	kgf/cm <sup>2</sup>	kg/h	W
0	95	20,0	9,4	18,7	28,6	0,68	1,8	0,02	0,57	12,4	0,022	12,2	0,024	1,85	0,90	1,76	1952,0
0,33	95	20,0	-	18,6	28,2	0,67	2,1	0,02	0,59	13,4	0,022	12,4	0,024	1,85	0,90	1,76	1944,0
0,67	93	20,0	-	18,3	28,0	0,66	2,0	0,02	0,56	12,6	0,022	11,9	0,024	1,85	0,90	1,76	1924,0
1	93	20,0	9,0	18,2	29,1	0,69	1,9	0,02	0,56	12,3	0,022	12,1	0,024	1,85	0,90	1,76	1983,0
1,33	93	20,0	-	18,1	29,1	0,69	1,8	0,02	0,57	12,3	0,022	12,4	0,024	1,85	0,90	1,76	1940,0
1,67	95	20,0	-	18,8	28,4	0,67	1,9	0,02	0,57	12,9	0,022	12,0	0,024	1,85	0,90	1,76	1943,0
2	95	20,0	8,8	18,5	29,1	0,69	2,0	0,02	0,56	12,5	0,022	12,0	0,024	1,85	0,90	1,76	1939,0
2,33	97	19,0	-	18,9	29,2	0,69	2,2	0,02	0,56	12,0	0,022	12,1	0,024	1,85	0,90	1,76	1992,0
2,67	98	19,0	-	18,7	28,4	0,67	2,1	0,02	0,58	12,3	0,022	12,8	0,024	1,85	0,90	1,76	1955,0
3	98	19,0	7,9	18,9	29,0	0,69	2,1	0,02	0,57	12,5	0,022	12,2	0,024	1,85	0,90	1,76	1944,0

Quadro 6A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 3, do tratamento 2

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)							Vazão kg/h	Pressão kgf/cm <sup>2</sup>	Vazão real kg/h	Pot. elétrica W				
	1	A1 (m <sup>2</sup> )	2											A2 (m <sup>2</sup> )			
0	77	19,0	10,9	18,5	28,3	0,67	1,9	0,02	0,58	14,6	0,017	13,4	0,025	1,80	0,90	1,71	1985,0
0,33	77	19,0	-	18,2	28,6	0,68	1,8	0,02	0,57	13,5	0,017	13,4	0,025	1,80	0,90	1,71	1985,0
0,67	76	19,5	-	18,9	29,0	0,69	2,0	0,02	0,56	13,6	0,017	13,0	0,025	1,80	0,90	1,71	1998,0
1	72	20,0	9,9	18,8	28,5	0,68	2,1	0,02	0,55	11,9	0,021	12,1	0,025	1,80	0,90	1,71	1960,0
1,33	73	20,0	-	18,6	28,1	0,67	1,9	0,02	0,56	12,2	0,021	12,2	0,025	1,80	0,90	1,71	2001,0
1,67	74	20,0	-	18,5	28,3	0,67	1,8	0,02	0,57	12,4	0,021	12,5	0,025	1,80	0,90	1,71	2011,0
2	69	20,0	9,1	18,6	27,8	0,66	1,9	0,02	0,58	13,0	0,021	12,3	0,025	1,80	0,90	1,71	1966,0
2,33	68	20,5	-	18,4	28,2	0,67	2,0	0,02	0,60	13,1	0,021	13,0	0,025	1,80	0,90	1,71	1922,0
2,67	65	22,0	-	18,3	28,5	0,68	1,7	0,02	0,58	12,8	0,021	12,5	0,025	1,80	0,90	1,71	1942,0
3	63	21,0	8,1	18,6	28,4	0,67	1,8	0,02	0,58	12,6	0,021	12,7	0,025	1,80	0,90	1,71	1942,0

Quadro 7A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 1, do tratamento 3

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	85	21,5	5,7	14,0	33,0	24,0	0,57	2,9	0,03	0,51	20,4	0,013	20,8	0,012	3,60	0,85	3,32	1789,0
0,33	84	21,8	-	12,0	27,0	21,7	0,51	3,4	0,03	0,383	22,0	0,017	-	-	3,95	0,85	3,64	1643,0
0,67	84	21,8	-	12,0	26,0	21,3	0,51	3,2	0,03	0,384	22,1	0,017	-	-	3,95	0,85	3,64	1652,0
1	87	22,0	4,2	12,0	26,0	21,3	0,51	3,0	0,03	0,473	22,2	0,021	-	-	3,95	0,85	3,64	1678,0
1,33	88	21,4	-	13,0	29,0	22,5	0,53	3,2	0,03	0,439	19,9	0,022	-	-	3,95	0,85	3,64	1744,0
1,67	88	21,0	-	14,0	28,0	22,1	0,52	3,5	0,03	0,435	19,7	0,022	-	-	3,95	0,85	3,64	1720,0
2	90	20,5	3,9	15,0	30,0	22,9	0,54	2,9	0,03	0,478	18,4	0,026	-	-	3,95	0,85	3,64	1744,0
2,33	90	20,0	-	14,0	31,0	23,3	0,55	3,0	0,03	0,483	18,6	0,026	-	-	3,95	0,85	3,64	1672,0
2,67	92	19,5	-	14,0	31,0	23,3	0,55	3,1	0,03	0,481	18,5	0,026	-	-	3,95	0,85	3,64	1674,0
3	96	19,0	3,4	15,0	30,0	22,9	0,54	3,0	0,03	0,476	18,3	0,026	-	-	3,95	0,85	3,64	1768,0

Quadro 8A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 2, do tratamento 3

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica	1		2	
															A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	kg/h	kgf/cm <sup>2</sup>
0	76	23,5	6,1	13,0	37,0	24,6	0,58	2,9	0,03	0,46	17,7	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1790,0
0,33	75	23,0	-	13,0	36,0	24,2	0,57	2,8	0,03	0,48	18,5	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1809,0
0,67	72	24,5	-	12,0	37,0	24,6	0,58	2,8	0,03	0,47	18,3	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1737,0
1	69	24,5	5,0	13,0	37,0	24,6	0,58	3,0	0,03	0,48	18,5	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1762,0
1,33	68	25,0	-	12,0	36,0	24,2	0,57	2,8	0,03	0,47	18,2	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1678,0
1,67	67	25,0	-	12,0	35,0	23,9	0,57	2,9	0,03	0,46	17,8	0,026	-	-	3,60	0,90	3,42	1698,0
2	66	25,0	4,4	13,0	38,0	24,9	0,59	2,7	0,02	0,51	17,9	0,028	-	-	3,60	0,90	3,42	1743,0
2,33	67	26,0	-	14,0	36,0	24,2	0,57	2,8	0,03	0,49	17,2	0,028	-	-	3,60	0,90	3,42	1677,0
2,67	64	25,5	-	13,0	37,0	24,6	0,58	2,6	0,02	0,50	17,5	0,028	-	-	3,60	0,90	3,42	1642,0
3	61	27,0	4,1	13,0	37,0	24,6	0,58	2,9	0,03	0,51	17,8	0,028	-	-	3,60	0,90	3,42	1704,0

Quadro 9A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 3, do tratamento 3

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	62	27,0	8,6	13,0	38,0	24,9	0,59	2,8	0,03	0,56	18,9	0,017	18,9	0,012	3,60	0,90	3,42	1885,0
0,33	61	27,0	-	13,0	37,0	24,6	0,58	2,7	0,02	0,53	17,9	0,017	18,1	0,012	3,60	0,90	3,42	1812,0
0,67	60	27,0	-	14,0	37,0	24,6	0,58	2,8	0,03	0,53	17,9	0,017	17,8	0,012	3,60	0,90	3,42	1790,0
1	62	27,3	8,0	14,0	36,0	24,3	0,58	2,6	0,02	0,54	18,2	0,017	18,0	0,012	3,60	0,90	3,42	1812,0
1,33	65	26,6	-	14,0	36,0	24,3	0,58	2,8	0,03	0,54	18,4	0,017	17,8	0,012	3,60	0,90	3,42	1777,0
1,67	72	26,0	-	13,0	36,0	24,3	0,58	2,7	0,02	0,53	18,2	0,017	17,9	0,012	3,60	0,90	3,42	1766,0
2	81	25,0	6,7	13,0	37,0	24,6	0,58	2,6	0,02	0,52	18,1	0,017	17,2	0,012	3,60	0,90	3,42	1734,0
2,33	87	23,0	-	14,0	38,0	24,9	0,59	2,9	0,03	0,53	18,0	0,017	17,8	0,012	3,60	0,90	3,42	1718,0
2,67	92	22,0	-	14,0	37,0	24,6	0,58	2,8	0,02	0,53	18,1	0,017	17,3	0,012	3,60	0,90	3,42	1808,0
3	94	21,0	6,0	13,0	37,0	24,6	0,58	2,9	0,03	0,52	17,7	0,017	17,6	0,012	3,60	0,90	3,42	1772,0

Quadro 10A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 1, do tratamento 4

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)							1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	Vazão kg/h	Pressão kgf/cm <sup>2</sup>	Vazão real kg/h	Pot. elétrica W
	0	60	28,5							11,7	13,4	24,5	0,58	2,8	0,03	0,50	20,7
0,33	62	28,9	-	13,6	25,0	0,59	3,1	0,03	0,50	20,5	0,013	20,3	0,012	3,48	0,85	3,20	1788,0
0,67	61	28,5	-	14,2	24,6	0,58	3,0	0,03	0,49	20,4	0,013	19,8	0,012	3,48	0,85	3,20	1777,0
1	64	28,0	12,3	14,0	25,4	0,60	2,8	0,03	0,49	20,0	0,013	19,8	0,012	3,48	0,85	3,20	1815,0
1,33	78	27,5	-	13,7	24,8	0,59	2,9	0,03	0,49	20,3	0,013	19,9	0,012	3,48	0,85	3,20	1853,0
1,67	80	27,0	-	13,9	24,4	0,58	2,8	0,03	0,49	20,1	0,013	19,9	0,012	3,48	0,85	3,20	1778,0
2	81	25,0	12,1	13,9	25,1	0,59	2,7	0,02	0,49	19,8	0,013	19,8	0,012	3,48	0,85	3,20	1756,0
2,33	92	24,8	-	14,1	24,8	0,59	2,8	0,03	0,49	20,0	0,013	19,8	0,012	3,48	0,85	3,20	1774,0
2,67	94	23,8	-	14,0	24,4	0,58	2,9	0,03	0,48	19,9	0,013	19,5	0,012	3,48	0,85	3,20	1762,0
3	95	23,0	11,0	14,1	24,8	0,59	3,0	0,03	0,48	19,8	0,013	19,5	0,012	3,48	0,85	3,20	1735,0

Quadro 11A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 2, do tratamento 4

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	65	27,0	10,9	13,0	41,0	27,1	0,64	2,9	0,03	0,49	20,1	0,013	20,2	0,012	3,85	0,85	3,55	1854,0
0,33	64	27,5	-	13,0	38,0	26,1	0,62	2,8	0,02	0,49	20,0	0,013	19,5	0,012	3,85	0,85	3,55	1805,0
0,67	66	27,6	-	12,0	39,0	26,4	0,63	2,9	0,03	0,49	19,8	0,013	20,0	0,012	3,85	0,85	3,55	1780,0
1	63	28,0	6,8	12,0	36,0	25,4	0,60	2,8	0,02	0,49	20,1	0,013	19,9	0,012	3,85	0,85	3,55	1782,0
1,33	66	28,0	-	13,0	38,0	26,1	0,62	3,0	0,03	0,49	19,8	0,013	19,9	0,012	3,85	0,85	3,55	1797,0
1,67	64	28,5	-	13,0	38,0	26,1	0,62	2,8	0,03	0,49	19,8	0,013	20,0	0,012	3,85	0,85	3,55	1685,0
2	63	28,0	8,6	13,0	37,0	25,7	0,61	2,9	0,03	0,48	19,8	0,013	19,7	0,012	3,85	0,85	3,55	1710,0
2,33	67	28,5	-	13,0	38,0	26,1	0,62	2,8	0,02	0,48	19,9	0,013	19,5	0,012	3,85	0,85	3,55	1689,0
2,67	63	27,5	-	13,0	37,0	25,7	0,61	2,9	0,03	0,48	19,4	0,013	19,8	0,012	3,85	0,85	3,55	1691,0
3	67	28,5	6,2	12,0	37,0	25,7	0,61	3,0	0,03	0,49	19,9	0,013	19,6	0,012	3,85	0,85	3,55	1723,0

Quadro 12A. Representação dos dados coletados do ar ambiente, dos grãos, do ar de combustão, do combustível, do ventilador e de dados calculados do ar de combustão e do combustível, no teste 3, do tratamento 4

Tempo (h)	Ambiente		Grãos	Pressão estática (mmca)	Pressão dinâmica (mmca)	Velocidade do ar de saída (m/s)	Vazão do ar de saída (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar primário (m/s)	Vazão do ar primário (m <sup>3</sup> /s)	Vazão do ar secundário (m <sup>3</sup> /s)	Velocidade do ar secundário (m/s)				Combustível			Ventilador
	UR (%)	Tbs (°C)	Teor de água (% b.u.)								Vazão	Pressão	Vazão real	Pot. elétrica				
															1	A <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	2	A <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )
0	67	28,0	7,8	13,0	38,0	26,0	0,62	3,2	0,03	0,50	20,4	0,013	20,2	0,012	3,85	0,90	3,65	1853,0
0,33	69	27,5	-	12,0	38,0	26,0	0,62	2,8	0,03	0,49	20,2	0,013	19,5	0,012	3,85	0,90	3,65	1798,0
0,67	71	27,0	-	12,0	39,0	26,3	0,62	2,9	0,03	0,49	19,8	0,013	20,0	0,012	3,85	0,90	3,65	1797,0
1	73	26,5	5,7	13,0	37,0	25,6	0,61	3,1	0,03	0,49	20,2	0,013	19,9	0,012	3,85	0,90	3,65	1871,0
1,33	75	25,5	-	11,0	35,0	24,9	0,59	3,0	0,03	0,38	21,9	0,017	-	-	3,35	0,90	3,18	1643,0
1,67	78	25,0	-	12,0	38,0	26,0	0,62	3,0	0,03	0,45	20,3	0,022	-	-	3,35	0,90	3,18	1674,0
2	84	24,8	5,6	11,0	35,0	24,9	0,59	3,0	0,03	0,45	20,4	0,022	-	-	3,35	0,90	3,18	1664,0
2,33	90	24,2	-	12,0	35,0	24,9	0,59	3,0	0,03	0,45	20,1	0,022	-	-	3,10	0,90	2,94	1701,0
2,67	92	24,0	-	11,0	34,0	24,6	0,58	3,2	0,03	0,45	20,3	0,022	-	-	3,10	0,90	2,94	1660,0
3	89	22,5	4,0	12,0	35,0	24,9	0,59	3,0	0,03	0,45	20,3	0,022	19,6	-	3,10	0,90	2,94	1611,0

Quadro 1B. Representação de dados coletados dos gases de combustão na saída do gerador de gás quente, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 1

Tempo	Teste 1					Teste 2					Teste 3				
	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar
(h)	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%
0	379,3	18,0	11,0	2,0	6,0	306,1	18,6	2	1,60	7,80	438,70	17,50	2,00	2,37	4,95
0,33	363,0	18,1	12,0	2,0	6,2	385,9	18,1	4	1,94	6,26	437,80	17,30	1,00	2,46	4,74
0,67	353,7	18,1	16,0	1,9	6,3	377,2	18,0	5	2,00	6,05	438,30	17,10	1,00	2,61	4,41
1	373,0	18,1	15,0	1,9	6,3	377,0	18,0	4	2,00	6,04	454,20	16,60	1,00	2,98	3,72
1,33	375,1	18,0	24,0	2,0	6,0	409,0	16,9	7	2,77	4,10	433,40	17,20	0,00	2,52	4,59
1,67	359,4	18,1	33,0	1,9	6,3	436,0	16,8	3	2,79	4,05	440,20	17,20	1,00	2,54	4,56
2	359,2	18,2	5,0	1,9	6,5	460,4	17,0	3	2,69	4,25	422,00	17,10	0,00	2,60	4,43
2,33	377,5	17,9	4,0	2,1	5,8	448,5	17,0	2	2,67	4,27	448,20	17,20	0,00	2,55	4,53
2,67	364,4	17,9	4,0	2,1	5,8	443,4	19,2	0	1,23	10,42	440,10	17,20	0,00	2,60	4,41
3	372,1	17,9	4,0	2,1	5,9	372,1	17,9	4	2,05	5,88	432,20	17,00	0,00	2,68	4,26

Quadro 2B. Representação de dados coletados dos gases de combustão na saída do gerador de gás quente, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 2

Tempo	Teste 1					Teste 2					Teste 3				
	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar
(h)	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%
0	521,5	16,10	2	3,26	3,32	389,5	17,60	0	2,31	5,11	313,3	18,1	2	1,94	6,27
0,33	501,7	16,6	2	3,10	3,5	472,0	16,9	0	2,78	4,06	478,1	16,9	1	2,73	4,17
0,67	477,1	16,60	2	2,93	3,82	480,2	16,70	0	2,88	3,90	471,8	16,9	1	2,72	4,18
1	483,7	16,60	2	2,97	3,75	457,2	17,00	0	2,72	4,19	453,9	17,1	0	2,63	4,36
1,33	484,9	16,50	1	2,99	3,71	499,6	17,00	0	2,69	4,25	465,1	17,1	0	2,64	4,34
1,67	469,5	16,60	1	2,98	3,73	451,6	17,10	0	2,64	4,34	477,7	17,0	0	2,70	4,22
2	487,8	16,50	1	3,03	3,65	483,8	16,60	0	2,98	3,82	514,9	16,5	0	3,01	3,68
2,33	484,7	16,30	1	3,12	3,51	445,2	17,20	0	2,52	4,59	500,0	16,3	0	3,15	3,48
2,67	456,1	16,60	1	2,93	3,81	446,1	17,10	0	2,62	4,38	512,3	16,5	0	3,05	3,62
3	480,0	16,60	1	2,94	3,80	471,0	16,90	0	2,75	4,12	508,2	16,4	0	3,06	3,60

Quadro 3B. Representação de dados coletados dos gases de combustão na saída do gerador de gás quente, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 3

Tempo	Teste 1					Teste 2					Teste 3				
	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar
(h)	° C	%	ppm	%	%	° C	%	ppm	%	%	° C	%	ppm	%	%
0	514,4	15,1	1	3,99	2,53	459,8	15,5	1	3,72	2,79	498,4	15,4	2	3,75	2,76
0,33	578,6	15,4	0	3,77	2,74	568,0	14,9	1	4,08	2,45	575,1	15,3	0	3,85	2,66
0,67	544,2	15,8	0	3,50	3,03	592,3	14,8	0	4,18	2,37	592,1	15,1	0	3,99	2,53
1	578,2	15,6	1	3,63	2,89	588,4	14,6	0	4,27	2,30	593,7	14,9	0	4,08	2,46
1,33	601,3	15,1	0	3,95	2,57	589,9	14,9	0	4,13	2,42	599,6	15,4	0	3,76	2,75
1,67	591,1	15,1	1	3,95	2,57	587,0	14,9	0	4,08	2,45	601,9	15,0	0	4,01	2,51
2	606,3	14,8	0	4,15	2,40	593,2	14,6	0	4,28	2,30	588,6	15,2	0	3,88	2,64
2,33	604,6	14,8	0	4,13	2,41	591,8	14,9	0	4,09	2,45	590,2	15,3	0	3,85	2,67
2,67	607,9	15,0	0	4,06	2,47	596,9	14,8	0	4,15	2,40	579,9	15,4	0	3,77	2,74
3	601,0	15,0	0	4,03	2,49	589,1	14,9	0	4,08	2,46	584,4	15,4	0	3,78	2,73

Quadro 4B. Representação de dados coletados dos gases de combustão na saída do gerador de gás quente, nos testes 1, 2 e 3, do tratamento 4

Tempo	Teste 1					Teste 2					Teste 3				
	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar	T	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	Excesso de ar
(h)	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%	°C	%	ppm	%	%
0	586,2	15,1	2	3,96	2,56	518,8	15,9	1	3,45	3,09	439,6	16,0	1	3,37	3,18
0,33	533,9	16,1	0	3,32	3,25	583,5	14,8	0	4,16	2,39	609,8	15,1	0	3,94	2,58
0,67	551,2	15,4	0	3,73	2,78	601,8	14,8	0	4,14	2,41	567,1	15,3	0	3,84	2,67
1	530,0	15,8	0	3,48	3,05	593,1	14,8	0	4,15	2,40	590,5	15,1	0	3,93	2,59
1,33	553,5	15,7	0	3,58	2,94	601,1	15,0	0	4,03	2,50	531,9	15,9	0	3,42	3,12
1,67	575,0	15,3	0	3,83	2,68	587,5	14,9	0	4,07	2,47	512,6	16,2	0	3,23	3,37
2	578,4	15,1	0	3,96	2,56	626,2	14,7	0	4,24	2,33	513,3	16,3	0	3,13	3,50
2,33	571,3	15,3	0	3,82	2,69	607,6	14,5	0	4,34	2,25	505,4	16,3	1	3,16	3,46
2,67	563,4	15,5	0	3,72	2,79	617,9	14,6	0	4,31	2,27	502,2	16,4	3	3,12	3,52
3	560,6	15,5	0	3,67	2,84	628,8	14,9	0	4,12	2,43	502,3	16,5	1	3,02	3,67