



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ**

**INSTITUTO DE TECNOLOGIA**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ADRIANO AKEL VASCONCELOS**

**INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA RAZÃO DE ALIMENTAÇÃO  
AR/SERRAGEM DE UM COMBUSTOR CICLÔNICO NA COMPOSIÇÃO  
DOS SEUS PRODUTOS GASOSOS**

**BELÉM**

**2008**



**ADRIANO AKEL VASCONCELOS**

**INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA RAZÃO DE ALIMENTAÇÃO  
AR/SERRAGEM DE UM COMBUSTOR CICLÔNICO NA COMPOSIÇÃO  
DOS SEUS PRODUTOS GASOSOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientador: Prof.º Dr. Manoel Fernandes Martins Nogueira, PhD

**BELÉM**

**2008**

**Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP) Biblioteca do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica/ UFPA, Belém, PA.**

V331i Vasconcelos, Adriano Akel

Influência da variação da razão de alimentação ar/serragem de um combustor ciclônico na composição dos seus produtos gasosos/ Adriano Akel Vasconcelos; orientador Manoel Fernandes Martins Nogueira. – Belém, 2008.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Pará. Instituto de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2008.

1. COMBUSTÃO. 2. COMBUSTOR CICLÔNICO. 3. COMBUSTÃO – Gases-Análise. 4. COMBUSTÃO-Biomassa. I. Nogueira, Manoel Fernandes Martins Nogueira, orientador. II. Título.

CDD 19 ed. 541.361

**ADRIANO AKEL VASCONCELOS**

**INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DA RAZÃO DE ALIMENTAÇÃO  
AR/SERRAGEM DE UM COMBUSTOR CICLÔNICO NA COMPOSIÇÃO  
DOS SEUS PRODUTOS GASOSOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovada em \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Manoel Fernandes Martins Nogueira, Dr. (UFPA)  
Orientador

---

Prof<sup>a</sup>. Danielle Regina da Silva Guerra, Dr<sup>a</sup>. (UFPA)  
Membro Interno

---

Prof. Waldir A. Bizzo, Dr. (UNICAMP)  
Membro Externo

---

Prof. Gonçalo Rendeiro, M. Sc. (UFPA)  
Convidado

## **Agradecimentos**

Agradecemos a toda equipe do EBMA da UFPa por seu empenho e contribuição a este trabalho, em especial aos amigos e colegas de trabalho Manoel F. M. Nogueira e Tiago da Silva Santos.

Aos familiares e demais amigos que deram todo o apoio possível para que este trabalho chegasse ao fim.

Às indústrias regionais do setor madeireiro, apesar de toda a dificuldade para cooperação, os nossos agradecimentos àquelas do setor que se dispuseram a doar um pouco de serragem para realização dos ensaios de queima no projeto “Câmara de Combustão Ciclônica para Resíduos das Indústrias Madeireiras” (Edital CT-Energ/CNPq 29/2004).

E ao CNPq por apoiar e financiar este projeto em todos os seus aspectos.

“Quem trabalha encontra meios de esclarecer, mas não tem tempo de discutir.”

Pelo espírito de André Luis, psicografado por Francisco Cândido Xavier.

## Resumo

Neste trabalho foi feita uma análise da combustão em um combustor ciclônico através de medidas experimentais da temperatura e concentração de gases na parede interna da câmara de combustão. Com o objetivo de encontrar parâmetros operacionais adequados para o projeto proposto, a alimentação de ar e serragem do combustor foi variada em razões de equivalência pobres (com excesso de ar) enquanto os dados experimentais eram computados. Os perfis encontrados foram confrontados com a teoria da combustão de sólidos e com os campos de temperatura e concentração de gases encontrados numericamente por Cunha (2005) através do software Fluent V.6.0. Nesta comparação foi possível encontrar boas concordâncias qualitativas entre as temperaturas medida e calculada, porém houve diferenças no quesito concentração de gases. Foi possível também identificar a razão de equivalência mínima para que o combustor ciclônico tivesse em seus produtos gasosos baixos teores de poluentes, como CO. Além disso, ao final deste trabalho foi proposta uma metodologia para o dimensionamento de combustores ciclônicos de acordo com a faixa de consumo de particulado que se deseja incinerar.

## **Abstract**

In this work it was made an analysis of the combustion in a cyclonic combustor through experimental measures of the temperature and gases concentration in the internal wall of the combustion chamber. With the objective of finding an appropriate operational parameters for the proposed design, the feeding of air and sawdust of combustor was varied in a poor equivalence ratio (with excess of air) while the experimental data were computed. The data profiles obtained were confronted with the theory of the combustion of solids and with the temperature fields and gases concentration founded by Cunha (2005) numerically in the code Fluent V.6.0. In this comparison it was possible to find good qualitative value among the temperatures measured and the one from calculations, however there were differences in the topic concentration of gases. It was possible also to identify the minimum equivalence rate that the cyclonic combustor had in their gaseous products low pollutant tenors, like CO. Besides, at the end of this work a methodology was proposed to find the appropriate size of a cyclonic combustor in agreement with the strip of sawdust consumption that it wants to incinerate.

## SUMARIO

<i>Agradecimentos</i> .....	<i>iv</i>
<i>Resumo</i> .....	<i>vi</i>
<i>Abstract</i> .....	<i>vii</i>
<i>SUMARIO</i> .....	<i>viii</i>
<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
<a href="#">1.1. Objetivos</a> .....	<a href="#">2</a>
<a href="#">1.2. Revisão Bibliográfica</a> .....	<a href="#">3</a>
<b>COMBUSTÃO DE BIOMASSA</b> .....	<b>7</b>
<a href="#">1.3. Combustão de hidrocarbonetos</a> .....	<a href="#">8</a>
<a href="#">1.4. Etapas da combustão de partículas sólidas</a> .....	<a href="#">9</a>
<a href="#">1.4.1. Secagem e aquecimento</a> .....	<a href="#">9</a>
<a href="#">1.4.2. Pirólise ou volatilização</a> .....	<a href="#">11</a>
<a href="#">1.4.3. Oxidação</a> .....	<a href="#">16</a>
<a href="#">1.5. Diagrama simplificado da combustão de biomassa</a> .....	<a href="#">24</a>
<b>ANÁLISE DOS GASES DA COMBUSTÃO</b> .....	<b>27</b>
<a href="#">1.6. Coeficiente de excesso de ar e coeficiente de oxidação parcial</a> .....	<a href="#">31</a>
<b>CARACTERIZAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DO COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>32</b>
<a href="#">1.7. Cálculo da razão estequiométrica</a> .....	<a href="#">35</a>
<a href="#">1.7.1. Definição de excesso de ar da alimentação</a> .....	<a href="#">36</a>
<a href="#">1.8. Tempo de residência</a> .....	<a href="#">37</a>
<b>APARATO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>40</b>
<a href="#">1.9. Descrição da câmara de combustão</a> .....	<a href="#">41</a>

1.10. Sistema de alimentação ar/serragem.....	44
1.11. Sistema de filtragem de particulado.....	47
1.12. Sistema de medida de temperatura.....	49
1.13. Sistema de tomada e análise dos gases de combustão.....	50
<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>51</b>
1.14. Objetivos.....	51
1.15. Cronograma de execução experimental.....	52
1.16. Aquisição de dados e estratégias de controle do experimento.....	53
1.16.1. Tomada de temperatura.....	53
1.16.2. Tomada de gases.....	55
1.16.3. Medida de vazão de serragem e de ar.....	59
1.16.4. Preparativos para os ensaios de queima.....	60
<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>64</b>
1.17. Caracterização da biomassa.....	64
1.18. Vazão de combustível (serragem).....	65
1.19. Vazão de oxidante (ar atmosférico).....	66
1.20. Perfis de temperatura.....	68
1.21. Perfis de tempo de residência.....	69
1.22. Perfis de excesso de ar de alimentação.....	71
1.23. Perfis de concentração de gases.....	72
<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS.....</b>	<b>76</b>

1.24. Análise geral dos ensaios E01 e E10.....	76
1.25. Análise de repetibilidade.....	78
1.25.1. Comparação qualitativa dos perfis de temperatura.....	80
1.26. Análise dos perfis de concentração de gases.....	82
1.26.1. Excesso de ar de alimentação máximo.....	85
<b>PARÂMETROS CONSTRUTIVOS DO COMBUSTOR CICLÔNICO.....</b>	<b>88</b>
1.27. Parâmetros de projeto.....	88
1.27.1. Vazão mássica total.....	88
1.27.2. Tempo de residência mínimo.....	89
1.27.3. Temperatura média da câmara.....	90
1.27.4. Número de Swirling.....	92
1.27.5. Potência do sistema de alimentação.....	95
1.28. Exemplo de dimensionamento através do método proposto.....	97
<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>99</b>
<i>REFERÊNCIAS.....</i>	<i>101</i>
<i>ANEXO 1.....</i>	<i>1</i>

## INTRODUÇÃO

É notável o grande número de serrarias e sua importância econômica dentre as atividades produtivas da Amazônia e em particular no Estado do Pará. No ano de 2002 a indústria de desdobramento gerou R\$ 5,4 bilhões e em 2004 foram exportados mais de um milhão de toneladas de produto acabado segundo a AIMEX (Padilha, 2006). Juntamente com essa atividade vem um problema sério que é a deposição dos resíduos inerentes às suas respectivas cadeias produtivas. Esses rejeitos, na maioria dos casos, quando não são queimados em fornalhas tradicionais, são queimados a céu aberto ou simplesmente amontoados em aterros, dentre outras alternativas pouco eficientes e ecologicamente impróprias, passíveis de taxaço pelos órgãos ambientais.

Uma alternativa para se livrar desses rejeitos, é sem duvida, a incineração. Porém, os projetos atuais de fornos apresentam-se muito custosos, muito grandes e ineficientes. Em contra partida, vem chamando a atenção fornos de queima de partículas em suspensão, chamados de “combustores ciclônicos” ou “câmara ciclônica de combustão”, por serem relativamente menores, mais barato e eficiente do que os fornos atuais. As Figura 1-1 (a) e (b) mostram, respectivamente, a foto de um forno tradicional usado nas madeireiras locais de 12m de altura por 15m de diâmetro e um forno ciclônico (como foi construído em sua primeira concepção no laboratório de Engenharia Mecânica da UFPa) com pouco mais de 4m de altura e 1,6m de diâmetro.



**Figura 1-1 - (a) Forno incinerador convencional; (b) combustor ciclônico do EBMA/UFPA.**

## **1.1. Objetivos**

Os combustores ciclônicos não são utilizados em larga escala por não ser ainda conhecido como dimensionar esse tipo de equipamento. Essa dificuldade decorre do fato de que o escoamento dentro da câmara é complexo (rotativo, bifásico, reativo, com altos gradientes de temperatura, etc) o que dificulta a definição de correlações entre a taxa de queima de biomassa com a distribuição de temperatura, perda de carga e dimensões físicas (diâmetro e altura).

O uso de ferramentas computacionais para o dimensionamento de combustores ciclônicos permite a obtenção de projetos otimizados. Mas, para que essa ferramenta possa ser empregada, é preciso confrontar os resultados dos cálculos numéricos com resultados experimentais. Uma vez validados os resultados computacionais, novas geometrias e condições de escoamento e reações químicas podem ser simulados e ao final, uma geometria apropriada para um escoamento específico é obtido.

O objetivo deste trabalho é obter dados experimentais para avaliar o desempenho do presente projeto através da medição do impacto da variação na razão ar/combustível na entrada do combustor ciclônico sobre a temperatura e concentração do gás monóxido de carbono (CO) na parede interna da câmara de combustão e na chaminé do mesmo, além de fazer uma comparação com dados obtidos a partir de cálculos numéricos obtidos

anteriormente no mesmo projeto. A proporção de alimentação ar/serragem será variada para razões de equivalência pobre (mistura com excesso de ar) e os efeitos dessa variação sobre parâmetros como temperatura e concentração de gases serão acompanhados em tempo real através dos equipamentos de leitura instalados no combustor. Com os perfis citados acima, obtidos em uma seção longitudinal na parede do combustor pretende-se obter parâmetros ótimos para a operação do incinerador, bem como propor uma metodologia para a construção de novos projetos de acordo com o nível de consumo de serragem que se pretende queimar.

## 1.2. Revisão Bibliográfica

A reação de combustão ou oxidação é o processo pelo qual um elemento combustível (que pode ser sólido, líquido ou gasoso), juntamente com um oxidante (geralmente o ar) reagem para formar os produtos, liberando calor e luz ou simplesmente calor (Webster, 2007), ou seja, transforma a energia armazenada nos laços químicos em energia que pode ser utilizada de outras formas (Turns, 2000).

No caso específico iremos trabalhar com a combustão de sólidos, mais precisamente serragem de madeira. Este combustível apresenta como característica mais relevante uma estrutura porosa e sua composição química elementar basicamente constituída de carbono, hidrogênio e oxigênio ( $C_{3,3-4,9}H_{5,1-7,2}O_{2,0-3,1}$ ), os quais combinados formam as cadeias moleculares que compõem a biomassa: celulose, hemicelulose e lignina. (Tillman, 1991).

A oxidação deste tipo de combustível pode ser dividida em 3 etapas: aquecimento e secagem; pirólise; e oxidação (Tillman, 1991). Na primeira etapa (por volta de 110°C) a madeira absorve calor sensível e perde água; na segunda fase (aproximadamente 450-500°C) a biomassa libera os voláteis e produz carvão (C); na fase de oxidação o carvão reage com o oxigênio para formar o monóxido e o dióxido de carbono, CO e CO<sub>2</sub> respectivamente (por volta de 800-1200°C) (Tillman, 1991). Estas etapas envolvem centenas de reações químicas elementares associadas à processos de troca de calor por condução, convecção e radiação entre as moléculas e o meio e as moléculas entre si. A

última etapa é a mais demorada, e por isso seu entendimento é fundamental, em alguns casos práticos (como o dimensionamento de uma câmara de combustão, por exemplo) o tempo que o carvão leva para ser consumido determina o tamanho do equipamento (Coelho e Costa, 2007).

O estudo deste fenômeno dentro de uma câmara ciclônica se torna algo ainda mais complexo, haja vista que, o escoamento nesse ambiente se apresenta turbulento, com velocidades relativas gás-partícula elevadas, altos coeficientes de troca de calor e massa e taxas de combustão volumétricas muito intensas (Ushima, 1999). Apesar desta complexidade, diversos tipos de combustores ciclônicos vêm sendo testados para várias aplicações, tanto no campo da simulação numérica quanto ensaios usando queimadores reais para obtenção de dados experimentais. Dentre os dados levantados então a eficiência da combustão, eficiência térmica, intensidade de combustão volumétrica, distribuição de temperatura, emissão de poluentes, etc.

Uma câmara de combustão ciclônica invertida de 40cm de diâmetro interno com 85cm de altura alcançou uma intensidade de combustão volumétrica de  $0,95\text{MW/m}^3$  queimando casca de arroz (Madhiyanon, Lapidattanakun *et al.*, 2006), como gaseificador uma câmara ciclônica foi usada para separar as cinzas e material particulado dos gases combustíveis, produzindo combustível para ser queimado com redução da emissão de  $\text{NO}_x$  em uma pequena planta de co-geração (Syred, Fick *et al.*, 2004).

No campo dos modelos matemáticos relacionados a combustão ciclônica um dos primeiros trabalhos baseia-se na solução de diferenças finitas de equações de conservação de quantidade de movimento, entalpia e espécies para descrever a queima de carvão em fornos ciclônicos (Boysan, Weber *et al.*, 1986), mais adiante o uso de modelos baseados na fluidodinâmica computacional (CFD) permitiram a resolução de problemas como escoamento bifásico reagente em fornalhas ciclônicas (Bockelie, Eddings *et al.*, 1998).

Um projeto implantado na Universidade Federal do Pará (UFPA) previu a construção de um combustor ciclônico para consumir serragem de madeira proveniente das indústrias madeireiras locais, neste projeto foi construído um protótipo devidamente

instrumentalizado para geração de dados que seriam confrontados com os resultados obtidos da simulação computacional feita para um modelo com características baseadas no equipamento real. Nesta simulação estavam previstos os perfis de temperatura, pressão, e concentração de algumas espécies gasosas no interior da câmara de combustão, bem como na chaminé para uma razão de equivalência de alimentação próxima à 1,0 (razão estequiométrica) (Cunha, 2005). Em Cunha (2005) as simulações através do modelo de turbulência das tensões de Reynolds e do modelo de radiação de ordenadas discretas foram os que tiveram melhores concordâncias com perfis de temperatura encontrados na época, porém tempos depois se verificou que os termopares usados no experimento poderiam estar descalibrados.

Além do possível problema com os instrumentos de medição de temperatura em Cunha (2005), ficou faltando o levantamento de dados sobre os perfis de pressão, velocidades e concentração dos gases da combustão no interior e na chaminé do combustor ciclônico. A correção e análise dos perfis de temperatura e a obtenção dos perfis de monóxido de carbono e oxigênio (ambos medidos) e de dióxido de carbono (calculado) para razões de alimentação pobres (excesso de ar) são as principais lacunas que este trabalho pretende preencher.

O trabalho começa com uma descrição simplificada do modelo teórico da combustão de biomassa no capítulo 2, apresentando as etapas e principais características de cada fase do mecanismo; em seguida é apresentada uma análise genérica feita a partir da composição dos gases provenientes da decomposição de um combustível sólido (capítulo 3), a qual, juntamente com os dados provenientes da caracterização do combustível, apresentada no capítulo seguinte (capítulo 4), serviram de bases para o tratamento de dados experimentais. No capítulo 5 é feita uma explanação detalhada do aparato experimental usado, dividindo o combustor ciclônico e sua instrumentação em sistemas. Na seqüência (capítulo 6) é descrita a metodologia experimental que foi usada para a execução das queimas e obtenção de dados. No capítulo 7 os dados mais relevantes são enumerados e no capítulo 8 são analisados. O trabalho então apresenta uma metodologia para encontrar

o dimensionamento de um combustor de acordo com a vazão de particulado que se deseja queimar (capítulo 9) com base nos parâmetros ótimos encontrados na análise anterior e nas equações desenvolvidas ao longo do mesmo. Um exemplo é demonstrado e o trabalho se finaliza com uma avaliação geral e sugestões para trabalhos futuros no capítulo 10.

## COMBUSTÃO DE BIOMASSA

A base de apoio deste trabalho se dá no entendimento e análise da combustão de biomassa e por isso é importante que a teoria que descreve este fenômeno esteja presente aqui. Para o estudo da química associada à combustão de líquidos e gases existe uma grande quantidade de literatura disponível que relatam a geração de radicais livres, a propagação e extinção de chamas além de apresentarem análises de inúmeras reações químicas importantes. Resumidamente, na presença de calor as moléculas de combustível nas fases sólida e líquida transformam-se em radicais e fragmentos que por sua vez reagem com o oxidante em uma seqüência de reações que criam e destroem componentes intermediários até chegarem às substâncias mais estáveis como  $CO_2$  e  $H_2O$ , e outros menos estáveis como  $NO$ ,  $CO$ , hidrocarbonetos, etc, os produtos (Tillman, 1991).

A combustão de combustíveis sólidos de uma forma genérica é naturalmente mais complexa do que no caso de sistema puramente a gás como, por exemplo, nos sistemas  $H_2/O_2$  ou  $CH_4/O_2$  onde reações em cadeia promovidas por radicais  $OH, H, O \dots$ , conduzem o caminho da combustão. Para um sistema heterogêneo envolvendo  $C/O_2$ , por exemplo, o processo principal de combustão se dá pela associação e dissociação na zona de carbono reativo, seguido pela fase homogênea de oxidação. No entanto, este processo também é razoavelmente bem definido.

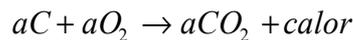
De modo geral dividimos a combustão de partículas sólidas em três etapas: primeiramente temos o aquecimento e secagem da partícula, em seguida o processo de pirólise onde são produzidos os voláteis combustíveis e não combustíveis e também carvão e finalmente a oxidação dos voláteis e do carvão produzidos anteriormente.

No estudo de um combustível sólido de origem vegetal podemos assumir algumas simplificações a partir de um modelo para um combustível sólido composto por hidrocarbonetos para entendermos o processo de oxidação desta biomassa.

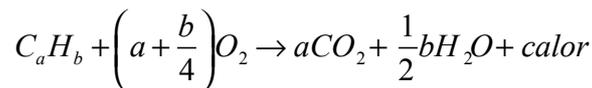
Para o bom entendimento do processo de combustão da biomassa passaremos por estudos teóricos que demonstram os mecanismos envolvidos neste fenômeno começando pela ilustração genérica da combustão de hidrocarbonetos que nos permitirá entender as simplificações que serão feitas posteriormente para um caso real, em seguida passaremos pela descrição das etapas físicas e químicas do processo de combustão de sólidos de modo geral e finalmente apresentaremos um tipo de análise prática para avaliação de casos reais de sistemas do tipo combustão de biomassa.

### 1.3. Combustão de hidrocarbonetos

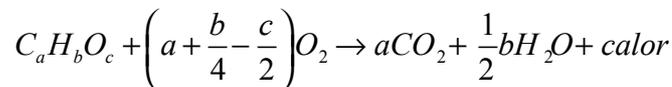
Estequiometricamente a combustão de combustíveis sólidos pode ser descrita como a seguir:



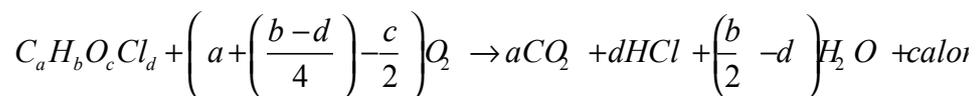
onde  $a$  representa um certo número de moles de carbono (como combustível), que será o mesmo número de moles de oxigênio diatômico (como oxidante) e dióxido de carbono produzido. Por outro lado, se estivermos trabalhando com um hidrocarboneto ao invés de carbono puro, então teríamos:



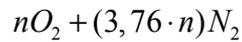
Caso o combustível ainda contenha oxigênio, a equação ficará:



Se o sólido apresentar, além do oxigênio, algum halogênio, como o cloro (ou flúor), por exemplo, teremos a seguinte equação:



Na maioria dos casos práticos o ar é a fonte de oxidante, e nestes casos para cada mol de  $O_2$  encontrado no ar será acrescido aos reagentes 3,76 moles de  $N_2$ , assim o ar como oxidante pode ser expresso por:



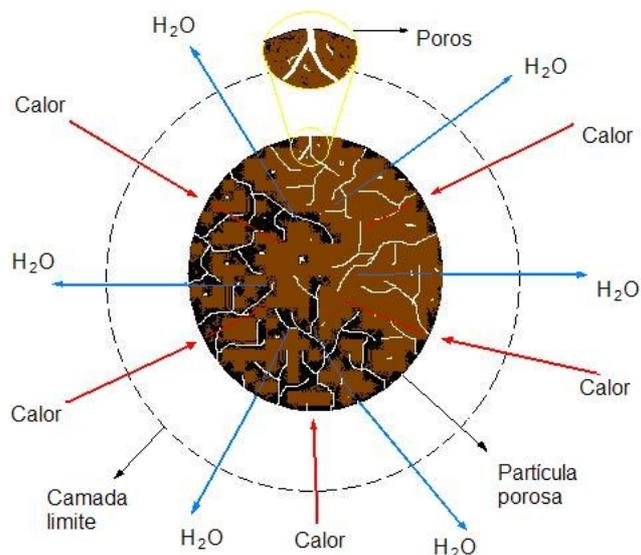
onde “ $n$ ” representa o número de moles de oxigênio.

Para o estudo em questão utilizaremos posteriormente como base estequiométrica a equação juntamente com a consideração feita na equação , além disso, será considerada a presença de água na composição do combustível.

## 1.4. Etapas da combustão de partículas sólidas

### 1.4.1. Secagem e aquecimento

Naturalmente os combustíveis sólidos apresentam alguma fração de umidade em sua estrutura física sob condições atmosféricas normais. Quando este combustível entra em um ambiente como uma câmara de combustão, recebe calor sensível que aquece a partícula e, naturalmente, a água que nela está contida. Em determinado instante esta água passa a absorver calor latente e evapora, deixando a partícula através dos poros de sua superfície como vemos na Figura 2-2



**Figura 2-2 - Secagem e aquecimento de uma partícula sólida.**

Uma série de mudanças físicas ocorre nesta fase. A partícula encolhe devido a perda de água e essa redução de tamanho depende do teor inicial de umidade e do tipo de combustível, para madeira, por exemplo, esse encolhimento fica entre 7 e 17% do volume inicial (Haygreen e Bowyer, 1982). Assim também temos redução da área de superfície e dos poros que chegam a medir 5 a 10 ângstrons de diâmetro (Skaar, 1972).

Com aberturas menores na superfície o vapor produzido internamente na partícula encontra maior dificuldade de deixá-la e começa a gerar pressão interna, o que acaba por produzir fissuras e/ou ruptura da partícula. Sendo este segundo fenômeno mais comum em ambientes com maior gradiente de temperatura.

Os processos de secagem e aquecimento são endotérmicos e controlados por fenômenos de transferência de calor, a quantidade de energia necessária para isso é uma função da quantidade de umidade e carvão contidos na partícula, suas dimensões bem como suas propriedades termofísicas tais como poder calorífico, difusividade e condutibilidade térmica (Tillman, 1991).

A secagem ocorre quando a temperatura da partícula alcança cerca de 105°C à pressão de 1atm, ou seja, quando a umidade da partícula vaporiza e migra para fora formando uma camada limite de vapor saturado a qual permanecerá ao redor da partícula enquanto a mesma continuar recebendo calor latente e ainda apresentar água para vaporizar. Geralmente a partícula perde água primeiramente na superfície que é a região que recebe diretamente energia térmica por radiação e/ou condução do ambiente e da camada limite de vapor. Conforme o combustível vai secando da superfície para dentro, a camada limite de vapor tende a se aproximar da superfície e/ou até apresentar diâmetro menor do que o da partícula.

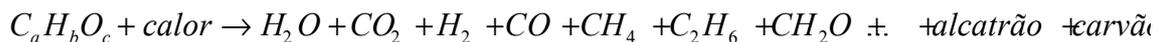
Dentro da partícula o processo de secagem é basicamente um mecanismo de transferência de calor por condução (Tillman, 1991), o qual pode ser representado pela equação a seguir:

$$q = kA[(T_1 - T_2) / x]$$

onde  $q$  é o fluxo de calor,  $k$  é a condutividade térmica do combustível,  $A$  é a área da superfície da partícula,  $T_1$  e  $T_2$  são as temperaturas da superfície e do centro da partícula, respectivamente, e  $x$  é o raio da partícula.

### 1.4.2. Pirólise ou volatilização

Pirólise é a decomposição de qualquer substância devido ao calor sem haver necessariamente a presença de um elemento oxidante. Para um combustível sólido esse fenômeno pode ser representado pela seguinte equação geral:



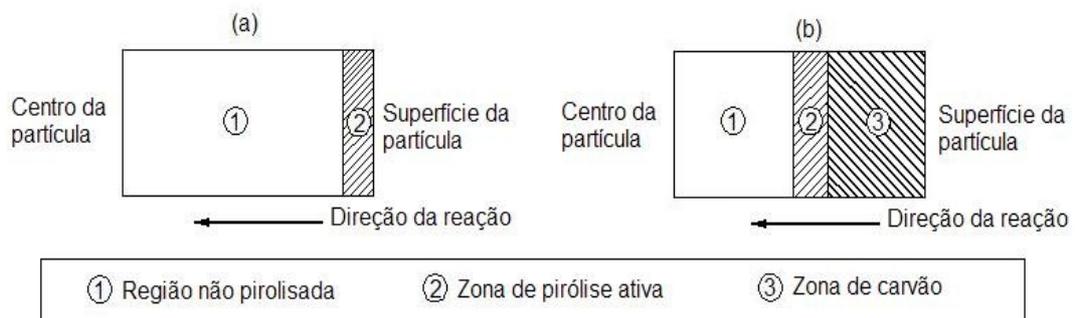
Os produtos da volatilização são então divididos em três grupos: os voláteis que podem ou não apresentarem-se na fase condensada sob condições ambientes, porém sob condições severas como de uma câmara de combustão normalmente estão na fase gasosa; o alcatrão, um grupo que inclui uma grande quantidade de substâncias que passam por diversas transformações durante o processo de pirólise, geralmente hidrocarbonetos com elevado peso molecular e razão atômica da ordem de  $H/C \geq 1,0$ ; e o carvão, que é uma substância rica em carbono e uma pequena fração de hidrogênio, oxigênio e mais alguns elementos presentes na sua estrutura porosa (Tillman, 1991).

Pode haver algumas reações exotérmicas durante a pirólise, porém este fenômeno é predominantemente endotérmico. Uma vez alcançada a temperatura de reação da partícula sólida de combustível, começa a pirólise e com ela a produção de voláteis, alcatrão e carvão, sendo a temperatura típica para o início da decomposição para o carvão mineral em torno de 350 a 400°C e para biomassa de modo geral começa em torno de 200 a 260°C.

Admiti-se que para ambos, tanto carvão mineral quanto biomassa, a 400°C é onde se iniciam as mais profundas mudanças químicas e físicas (Coelho e Costa, 2007).

A quantidade de material volátil liberado tem ganho significativo proporcional à taxa de aquecimento da partícula até 10<sup>4</sup>K/s (Kelven por segundo), e acima deste valor passa a não ter grande variação (Saxena, 1990). A temperatura final da partícula também tem papel importante no volume de material volátil produzido, tanto para o carvão (Suuber e Peters, 1979) quanto para biomassa (Sjostrom e Bjornbom, 1994), sendo em ambos os casos o fator tempo de permanência a esta temperatura final é importantíssimo para o aumento da produção de voláteis (Saxena, 1990) e, além de tudo, o valor percentual de material volátil liberado sob condições severas como as de uma câmara de combustão é geralmente maior do que o valor encontrado em testes de caracterização imediata em um laboratório sob condições controladas (Coelho e Costa, 2007).

Assim como na secagem, na pirólise se forma uma “camada limite” onde as reações de degradação da partícula sólida ocorrem. Porém, na verdade não se trata exatamente de uma linha que define esta camada e sim uma região de pirólise que começa na superfície da partícula e se encaminha para o centro, como uma função do gradiente de temperatura entre estes dois extremos, esta faixa é chamada de zona de pirólise ativa (Tillman, 1991). A Figura 2-3 mostra a trajetória da zona de pirólise.

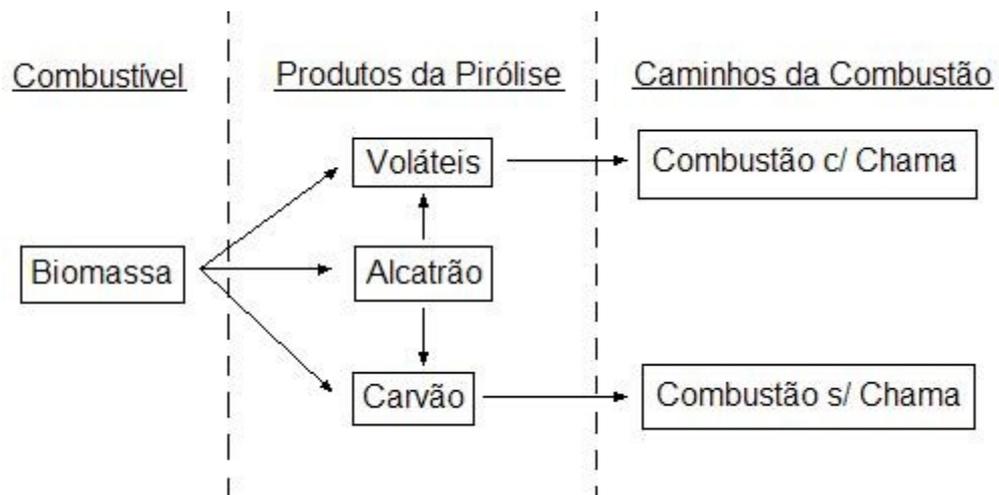


**Figura 2-3 - Trajetória da zona de pirólise ativa (Tillman, 1991).**

A Figura 2-3 (a) representa o início da trajetória e a Figura 2-3 (b) mostra um segundo momento posterior onde a partícula liberou uma considerável fração de voláteis

condensáveis e não-condensáveis, como compostos de baixo peso molecular e/ou grande moléculas como naftaleno ou outros hidrocarbonetos poli aromáticos - PAH's (polyaromatic hydrocarbons).

O alcatrão produzido inicialmente, chamado alcatrão primário, é composto por moléculas muito grandes, as quais sofrem várias transformações para originarem mais voláteis e carvão como mostrado na Figura 2-4 (Shafizadeh, 1982).



**Figura 2-4 – Caminhos da combustão (Shafizadeh, 1982).**

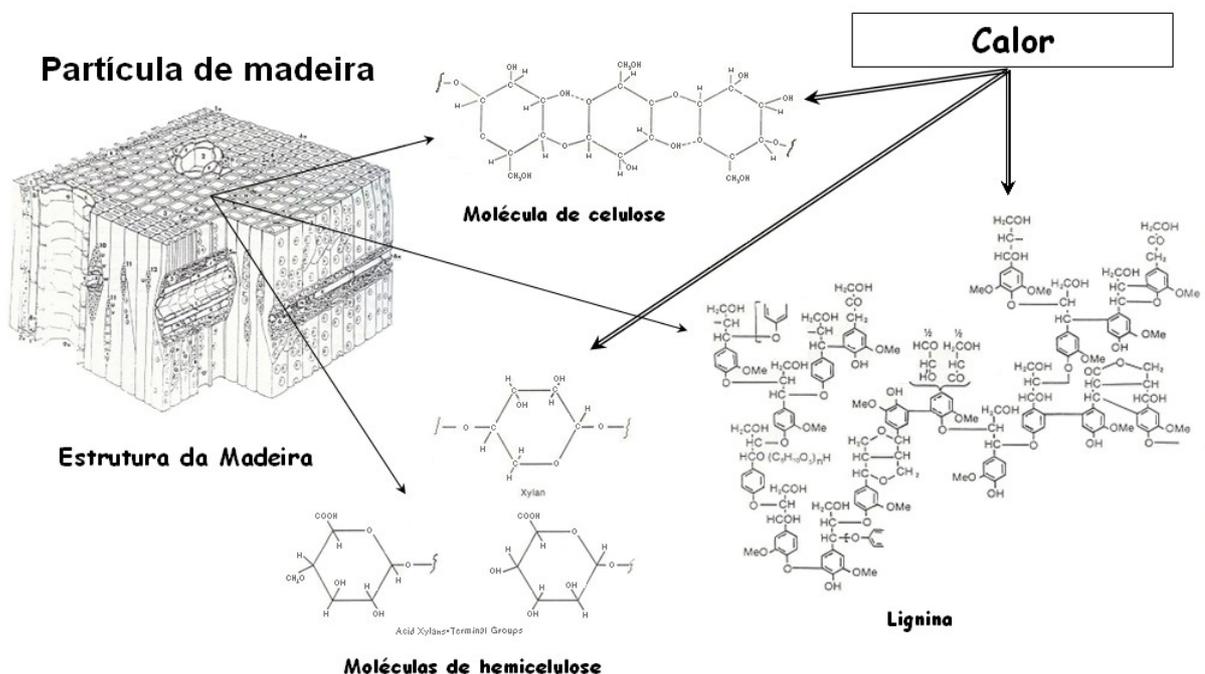
O craqueamento do alcatrão é um processo complexo que envolve de centenas a milhares de reações subsequentes, porém para o contexto da combustão, estas reações apresentam baixa relevância, haja vista que, sob condições de calor extremo como de uma câmara de combustão, sua decomposição é relativamente rápida e seu papel final será incrementar a produção de voláteis e carvão (Hertzberg, Zlochower *et al.*, 1988).

Uma partícula de combustível pode produzir uma ou mais partículas de carvão. Assim como na secagem, na pirólise o transporte de voláteis do interior da partícula para a superfície enfrenta várias barreiras como reações secundárias, obstrução dos poros pelo alcatrão e outros motivos que geram pressão interna a qual pode romper uma partícula em várias outras, deixando então a mostra novas superfícies que anteriormente faziam parte do interior da partícula de origem. Estas novas superfícies são imediatamente submetidas às

condições severas das quais estavam protegidas anteriormente, o que gera novas zonas de tensão e novas rupturas dependendo das condições do ambiente.

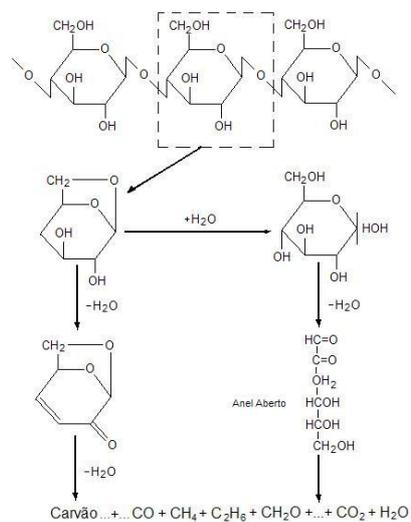
A estrutura atômica das partículas dos combustíveis sólidos pode ser vista como uma série de anéis conectados formando cadeias como uma coluna vertebral. Essas conexões são formadas geralmente por átomos de carbono, ou acoplamentos de éter, ou ainda pontes de enxofre ou estruturas similares chamados de hetero-átomos (por exemplo, nitrogênio, cloro, dentre outros). A celulose, a hemicelulose e a lignina são exemplos dessas estruturas vertebrais que constituem os principais componentes da madeira como pode ser visto na Figura 2-5.

A proporção desses elementos varia de acordo com o tipo de madeira. A celulose pode variar de 45 a 50% na madeira mole ou de 45 a 55% na madeira dura; a hemicelulose pode variar de 25 a 35% na madeira mole e de 24 a 40% na dura; já a lignina pode ir de 25 a 35% na madeira mole ou de 18 a 25% na madeira dura (Reed, 2002).



**Figura 2-5 – Estrutura microscópica da madeira e moléculas das principais substâncias que a compõe (Shafizade e Degroot, 1976).**

Existem vários mecanismos associados com a volatilização de partículas sólidas, no entanto, de modo geral, a decomposição de combustíveis sólidos envolve primeiramente a quebra dos anéis de carbono ou pontes de enxofre, éter, etc, o que rompe as cadeias atômicas mostradas na Figura 2-5 e dá origem a outras estruturas. Em cada caso mecanismos subsequentes envolvem quebras dos anéis aromáticos ou não, perda ou acréscimo de água, etc, até finalmente a formação dos voláteis e do carvão como mostra a Figura 2-6.



**Figura 2-6 – Pirólise da celulose (Shafizade e Degroot, 1976).**

Para descrever as taxas de pirólise de partículas sólidas existem, convencionalmente dois modelos: o de cinética química e o de transferência de calor, embora as evidências indiquem que o segundo seja o mais apropriado para a maior parte dos casos (Tillman, 1991).

O modelo de cinética química foi primeiramente proposto para pirólise de combustíveis sólidos por vários autores e segue a convencional equação de Arrhenius:

$$k = K_0 \exp(-E_a / R_u T)$$

onde  $k$  é a taxa de reação;  $K_0$  é o fator pré-exponencial que inclui o efeito dos termos que multiplicam o fator de Boltzmann;  $E_a$  é o valor mínimo de energia que possibilita a reação

entre as espécies químicas, a energia de ativação;  $R_u$  é a constante universal dos gases; e  $T$  a temperatura absoluta do sistema.

Este modelo apresenta limitações pois não abrange toda a cinética da pirólise além de esbarrar em vários empecilhos, por exemplo, fica subentendido que a partícula se comporta isotermicamente e uniformemente independente de suas dimensões, porosidade, razão área superficial/massa, zona de pirólise ativa e outras características do combustível. Segundo Tillman (1991) este modelo talvez se aplique apenas a sistemas que utilizem carvão pulverizado.

Por outro lado, assim como no aquecimento e secagem de combustível sólido, a pirólise pode ser encarada como um processo de transferência de calor. A energia é inicialmente transferida por radiação e convecção da câmara para a superfície da partícula e a partir daí a transferência se dá basicamente por condução em direção ao centro da mesma, expulsando os voláteis em direção contrária, ou seja, para fora. A interface que divide a zona interna não pirolisada e a zona de pirólise ativa da partícula é chamada de frente de reação da pirólise (Tillman, 1991), a qual é marcada pela temperatura de início das reações.

### **1.4.3. Oxidação**

A última etapa da combustão de partículas sólidas é a oxidação a qual se dá em duas frentes, como foi visto no diagrama de Shafijadeh (1982) (Figura 2-4), a fase homogênea, com a oxidação dos voláteis e a fase heterogênea com a oxidação do carvão.

I) Oxidação dos voláteis - Segundo Hertzberg et. al. (1988) a cinética química da volatilização é suficientemente rápida a ponto de quando a frente de reação da pirólise atingisse a temperatura necessária para reagir então a mesma seria imediatamente consumida, sendo assim o processo ficaria muito mais limitado pela transferência de calor do que pela cinética química.

O modelo de Hertzberg et. al. (1988) abrange tamanhos diferentes de partículas, bem como vários tipos de combustíveis, pois leva em conta propriedades como poder

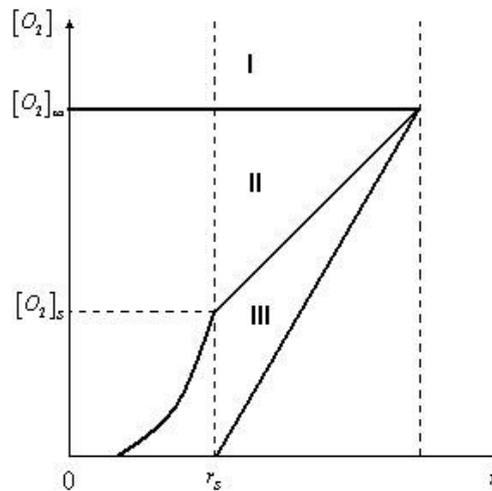
calorífico do material. Desta forma se adapta bem tanto para carvão quanto para biomassa, por exemplo.

Os voláteis que deixam a partícula levam consigo certa quantidade de energia, o que mantém estável a temperatura na frente de reação enquanto houver produção de gases suficiente para tal, além disso, nesta etapa os voláteis oxidam em reações homogêneas na fase gasosa, consumindo todo o oxigênio que se aproxima da partícula mantendo a concentração próxima a zero ao redor da superfície do combustível sólido até que a produção de voláteis chegue a limites insignificantes, dando início a oxidação do carvão em uma reação heterogênea gás-sólido (Tillman, 1991). A Figura 2-7 mostra uma partícula suspensa envolta por gases em processo de combustão.



**Figura 2-7 – Partícula envolta por voláteis em combustão (Google/Imagens).**

II) Oxidação do resíduo carbonoso - nesta etapa o material sólido poroso composto essencialmente de carbono e cinzas com pequenas quantidades de hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre (Laurendeau, 1978) participa de uma reação com o oxigênio apresentado na fase gasosa. Esta reação pode ser controlada pela cinética química e/ou pela difusão, e é muito mais lenta que a volatilização. Segundo vários estudos (ver Tillman 1991; Turns 2000; Coelho e Costa 2007) são considerados três zonas de temperatura que determinam os mecanismos de controle deste tipo de oxidação. A Figura 2-8 a seguir mostra a distribuição de oxigênio ao redor e dentro da partícula volatilizada para as três situações.



**Figura 2-8 – Concentração de oxigênio na vizinhança e no interior do resíduo carbonoso para as três zonas (Coelho e Costa, 2007).**

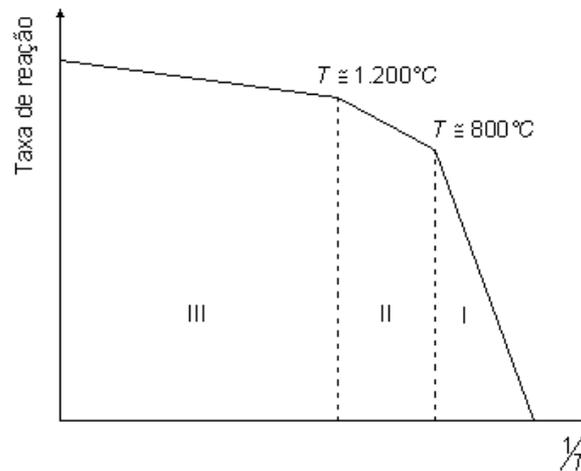
Na zona I a temperatura é relativamente baixa e a combustão é controlada pela cinética química, porém a taxa de reação é baixa. Muitas moléculas de oxigênio conseguem difundir-se para o interior da partícula e saem sem sofrerem reação e as poucas que reagem são rapidamente substituídas por alguma existente na vizinhança, mantendo a concentração praticamente inalterada.

Com o aumento da temperatura passamos para a zona II onde a taxa de reação é controlada simultaneamente pela cinética química e pela difusão do oxigênio para a superfície e interior da partícula. O processo de oxidação passa a ser mais rápido do que na primeira situação.

Na zona III estamos vendo um cenário de altas temperaturas onde as reações na superfície se tornam muito intensas a ponto de consumir praticamente todo oxigênio que toca na partícula e por isso a taxa de reação fica dependente da difusão do oxidante.

Em Tillman (1991) encontramos um gráfico que relaciona a taxa de reação com o inverso da temperatura, neste gráfico podemos ver que a taxa de reação cresce com o

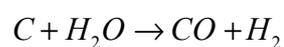
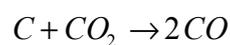
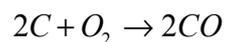
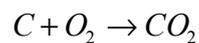
aumento da temperatura em todas as zonas, porém é mais significativo para zonas I e II do que para zona III. A Figura 2-9 a seguir mostra como se comporta essa relação.



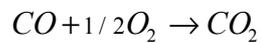
**Figura 2-9 – Relação da temperatura com a taxa de reação (Tillman, 1991).**

Podemos dividir as reações heterogêneas em cinco etapas: a primeira retrata o transporte das moléculas do oxidante até a superfície do combustível por convecção e/ou por difusão; na etapa seguida essas moléculas são associadas; na terceira etapa várias reações elementares ocorrem envolvendo moléculas associadas e a própria superfície com moléculas na fase gasosa; na quarta etapa há a dissociação dos produtos formados na superfície; e por fim estes produtos são levados para longe da superfície por convecção e/ou difusão (Coelho e Costa, 2007).

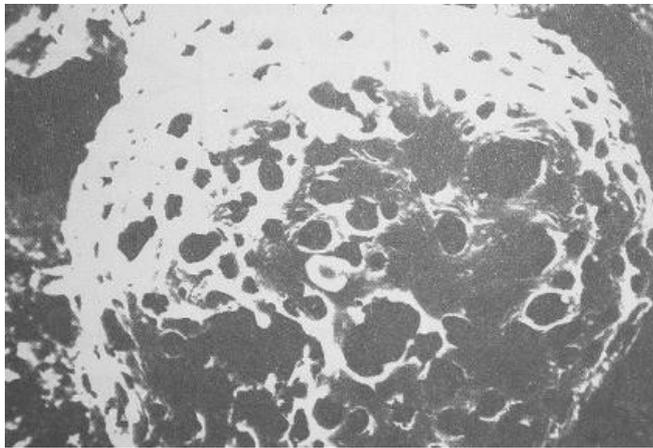
Dependendo da temperatura na superfície da partícula, os reagentes  $O_2$ ,  $CO_2$  ou  $H_2O$ , podem reagir com o carbono conforme as seguintes reações heterogêneas:



O produto principal desse processo é o monóxido de carbono que deixa a partícula por difusão através da camada limite reagindo com o oxigênio que migra em direção contrária. A reação global homogênea é a seguinte:



Um dos grandes problemas para se resolver as equações de conservação de massa, energia e espécies químicas, estando definidas as reações elementares, reside no fato de ser um pouco complicado estabelecer fronteiras para a oxidação do resíduo carbonoso, haja vista que as partículas são porosas.



**Figura 2-10 – Partícula de carvão ampliada em 2000 vezes (Coelho e Costa, 2007).**

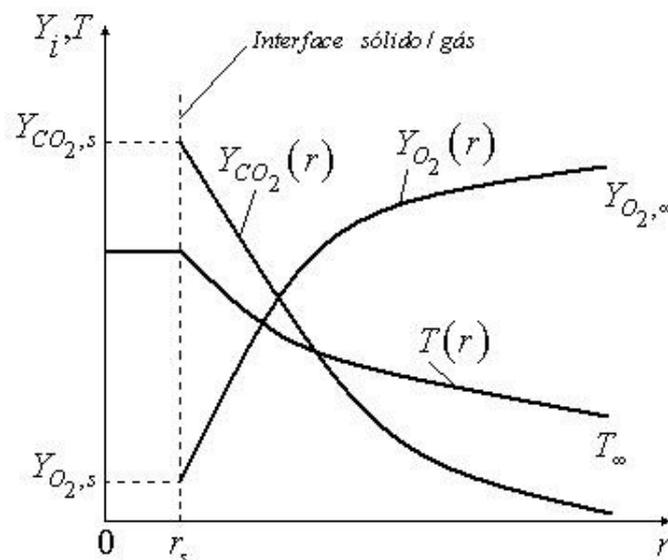
As simplificações teóricas em busca de um modelo satisfatório para o problema passam muitas vezes por admitir que a superfície da partícula seja impermeável à difusão e que as reações globais do carbono passem a se resumir nas equações a (Coelho e Costa, 2007). As hipóteses admitidas na cinética química na superfície e na fase gasosa dividem os modelos em três grupos: os de uma camada; duas camadas; e modelo de camada contínua. Este último não será abordado neste trabalho.

#### **Modelo de uma camada:**

- O processo de combustão é quase estacionário;

- A partícula é esférica e o meio onde ocorre a combustão se encontra em repouso com dimensões infinitas contendo apenas oxigênio em um gás inerte. Ignora-se as interações com as demais partículas e os efeitos convectivos;
- Na superfície da partícula ocorre apenas a reação , ou seja,  $C + O_2 \rightarrow CO_2$
- Na fase gasosa encontram-se apenas o dióxido de carbono que migra na direção oposta à partícula, o oxigênio que difunde-se em direção a partícula e o gás inerte;
- Propriedades termofísicas do gás como condutibilidade térmica ( $\lambda_g$ ), calor específico a pressão constante ( $c_{p,g}$ ) e o produto volume específico vezes o coeficiente de difusão médio ( $\rho D^M$ ) são considerados constantes, além disso assume-se que o número de Lewis é unitário, isto é,  $Le = \lambda_g / (\rho c_{p,g} / D^M) = 1$ ;
- A partícula é impermeável por isso não há difusão gasosa para seu interior;
- A partícula apresenta temperatura uniforme e irradia como um corpo cinzento para a vizinhança e o meio é transparente à radiação.

A Figura 2-11 a seguir ilustra as simplificações enunciadas em um gráfico que relaciona os perfis de temperatura e concentração das espécies ao longo da coordenada radial.



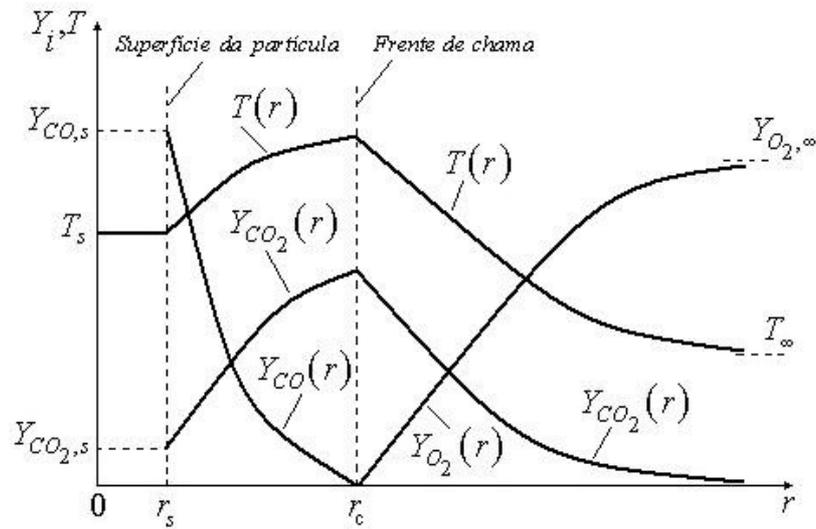
**Figura 2-11 – Perfis de temperatura e concentrações de  $O_2$ ,  $CO$  e  $CO_2$  para o modelo de uma camadas da combustão de carbono (Turns, 2000).**

Observamos que a fração mássica de dióxido de carbono ( $\gamma_{CO_2}$ ) é máxima na superfície ( $r_s$ ) e mínimo no meio afastado da partícula ( $r$ ); já a concentração de oxigênio ( $\gamma_{O_2}$ ) sofre efeito inverso, chegando à concentração mínima na superfície onde é então consumido. A temperatura ( $T(r)$ ) é máxima onde ocorre a combustão, ou seja, na superfície e tenta alcançar o equilíbrio com o meio onde ela é menor.

Resolvendo as equações de conservação de massa, energia e espécies, a partir destas considerações, podemos determinar a taxa de combustão da partícula ( $\dot{m}_C$ ), e a temperatura na superfície ( $T_s$ ). Outras variáveis como frações mássicas de oxigênio e dióxido de carbono também podem ser calculadas. Porém se trata de cálculos iterativos e os mesmos não serão abordados neste trabalho.

**Modelo de duas camadas:**

- Este modelo de duas camadas tem com base os mesmos princípios do modelo de uma camada visto anteriormente, porém tenta tornar um pouco mais realista o processo de combustão.
- Ao invés de considerar uma única etapa na combustão representar o processo completo, como representada pela equação ( $CO + 1/2O_2 \rightarrow CO_2$ ), este modelo apresenta duas etapas, divididas por uma chama de espessura infinitesimal como mostrado na Figura 2-12.
- Por fim, neste modelo é assumido que a taxa de reação é infinita, deste modo todo  $CO$  e  $O_2$  que chegam à chama são consumidos, levando suas concentrações mássicas à zero.



**Figura 2-12 - Perfis de temperatura e concentrações de  $CO_2$  e  $O_2$  para o modelo de duas camadas da combustão de carbono (Turns, 2000).**

Na Figura 2-12 percebemos que na frente de chama o dióxido de carbono produzido difundi-se em duas direções: rumo à superfície da partícula onde reage com o carbono seguindo a equação  $(C + CO_2 \rightarrow 2CO)$ ; e/ou difunde-se na direção oposta onde será diluído no meio afastado da reação.

Na superfície da partícula o  $CO$  produzido, segundo a reação heterogênea citada anteriormente, migra para frente de chama onde reage com o oxigênio proveniente do meio, formando mais  $CO_2$ , conforme a reação homogênea mostrada na equação  $(CO + 1/2O_2 \rightarrow CO_2)$ .

Além desses mecanismos a Figura 2-12 mostra o perfil de temperatura que apresenta o valor máximo na chama, diminuindo tanto em direção ao meio quanto em direção a superfície da partícula, onde assume valor constante no interior da mesma.

Hoje em dia é comum o uso de ferramentas computacionais para a resolução de cálculos de combustão. A cinética química da combustão de sólidos resolvidos por estes cálculos é baseada nos modelos demonstrados anteriormente. O grande problema para o caso de estudos com biomassa, por exemplo, é que a composição química do combustível



A temperatura de cerca de 200°C (para os compostos mais complexos e menos estáveis) e cerca de 500°C (para os mais simples e mais estáveis) o craqueamento inicia-se formando radicais. Estes radicais podem sofrer recombinação e formarem combinações gasosas (provavelmente condensáveis) tais como cadeias de hidrocarbonetos  $C_nH_m$ , sendo possível incluir alguns radicais, e ainda, por conter oxigênio, a biomassa produz nesta etapa uma fração de espécies de oxidação parcial (como  $CO$ ,  $H_2$ ) e oxidação completa ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ); e ainda dá origem a produtos sólidos ricos em carbono, o coke ou carvão ( $CH_x$ ).

- Os produtos da pirólise sofrem então a primeira fase da oxidação ao reagirem com o oxigênio primário. A mistura gasosa (fase homogênea) desenvolve reações em cadeia cujos radicais são os responsáveis em transportar os elementos ativos para a chama se os limites de flamabilidade forem atendidos. A estrutura da chama depende da formação dos gases combustíveis e da localização do oxigênio. Já o carvão necessita absorver oxigênio através da zona ativa da superfície porosa da partícula; nesta etapa heterogênea temos a formação de  $CO$  que é posteriormente dissociado para queimar na fase gasosa.

Se a proporção de oxigênio for insuficiente então será produzido gases pirolisados residuais ou produtos da oxidação parcial sobre baixa temperatura. Além destes, encontraremos hidrocarbonetos ( $CH_{0,2}$ ) e sólidos de longas cadeias de carbono que formam fuligem sinterizadas quando o combustível é exposto a alta temperatura sem oxigênio suficiente.

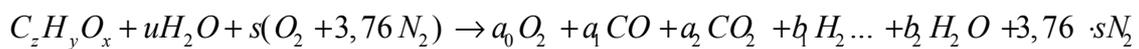
- O carbono contido nos produtos sólidos resultantes da carência de oxigênio pode reagir com os produtos da oxidação total ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ), na etapa da redução formando  $CO$  e  $H_2$ . Se a temperatura for suficiente a fase sólida pode desaparecer, dando lugar a uma fase gasosa.

- Quando há a formação de gases combustíveis primários uma nova etapa de oxidação se faz necessário, utilizando oxigênio adicional secundário para obter a combustão

completa e conseguir converter em calor todo o poder calorífico do combustível. Para que assim seja algumas condições básicas devem ser atendidas: os produtos gasosos da pirólise devem formar uma mistura inflamável como o ar, esta mistura deve ser aquecida (local e globalmente) até a temperatura de ignição; além disso, se esta mistura estiver com carência de oxigênio, um ar secundário deve ser adicionado sem q haja resfriamento do sistema para completa combustão dos gases emergentes do combustível.

## ANÁLISE DOS GASES DA COMBUSTÃO

Outro aspecto importante para o desenvolvimento deste trabalho é o esclarecimento dos processos de transformações químicas envolvidas nas etapas da combustão. As equações encontradas neste capítulo permitem fazer uma análise dos gases encontrados ao longo da câmara de combustão. A princípio, admiti-se que a combustão de biomassa leve apenas a produtos gasosos, que as condições de flamabilidade dos gases da pirólise estão asseguradas e que nenhuma partícula de carbono esteja passando através do sistema, pode-se escrever a equação estequiométrica da combustão (incluindo a umidade), como a seguir:



As equações da conservação das espécies podem ser escritas:

Conservação do carbono:

$$a_1 + a_2 = z$$

Conservação do hidrogênio:

$$b_1 + b_2 = \frac{y}{2} + u$$

Conservação do oxigênio:

$$2a_0 + a_1 + 2a_2 + b_2 = 2s + x + u$$

Pela combinação das equações e , e conservando a equação temos o seguinte sistema:

$$a_1 + a_2 = z$$

$$b_1 - 2a_0 - a_1 - 2a_2 + 2s = \frac{y}{2} - x$$

Os coeficientes estequiométricos  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  e  $s$  estão relacionados com as frações volumétricas  $([X]')$  do gás seco obtido a partir das relações:

$$[O_2]' = \frac{a_0}{\Sigma}, [CO]' = \frac{a_1}{\Sigma}, [CO_2]' = \frac{a_2}{\Sigma}, \dots, \text{sendo:}$$

$$\Sigma = a_0 + a_1 + a_2 + b_1 + 3,76s$$

Por conseguinte, o sistema anterior pode ser reescrito como a seguir:

$$[CO]' + [CO_2]' = \frac{z}{\Sigma}$$

$$[H_2]' - [CO]' - 2[CO_2]' - 2[O_2]' + \frac{2}{3,76}[N_2]' = \frac{y-2x}{2\Sigma}$$

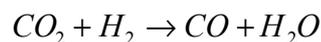
Eliminando  $\Sigma$  e substituindo  $[N_2]'$  pela equação seguinte:

$$[N_2]' = 1 - [O_2]' - [CO]' - [CO_2]' - [H_2]'$$

Obtemos a equação linear a seguir, chamada de equação da compatibilidade entre as frações volumétricas dos gases secos da chaminé:

$$4,76[O_2]' + \left(2,88 + 3,76 \frac{y-2x}{4z}\right)[CO]' + \left(4,76 + 3,76 \frac{y-2x}{4z}\right)[CO_2]' - 0,88 [H_2]' = 1$$

Considerando as espécies gasosas  $CO$ ,  $H_2$ ,  $CO_2$  e  $H_2O$  apenas existindo localmente sobre alta temperatura sem  $O_2$ , o equilíbrio químico seguinte deve ser levado em conta:



E então este equilíbrio se torna "frio", onde a temperatura cai a baixo de  $850^\circ\text{C}$  aproximadamente, ao passo que:

$$\frac{[CO][H_2O]}{[CO_2][H_2]} \approx 2$$

Considerando os coeficientes  $a_1$  e  $b_1$  normalmente pequenos comparativamente à  $a_2$  e  $b_2$ , podemos escrever as equações e na forma apropriada:

$$a_2 \cong z \text{ e } b_2 \cong \frac{y}{2} + u$$

O que nos permite escrever a “equação do equilíbrio frio”:

$$\frac{[CO][H_2O]}{[CO_2][H_2]} = \frac{a_1 b_2}{a_2 b_1} \cong \frac{1}{z} \left( \frac{y}{2} + u \right) \frac{a_1}{b_1} = \frac{1}{z} \left( \frac{y}{2} + u \right) \left[ \frac{CO}{H_2} \right] \cong 2$$

De onde tiramos a razão entre  $[H_2]'$  e  $[CO]'$ :

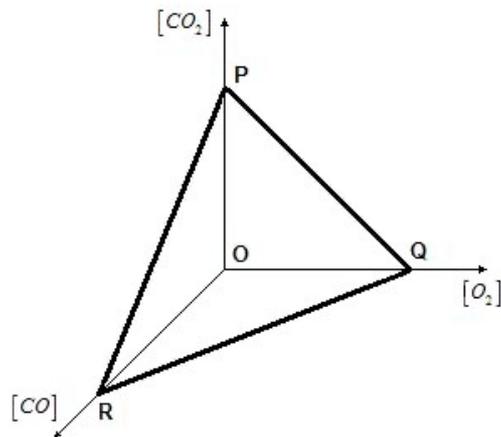
$$\frac{[H_2]'}{[CO]'} = \left( \frac{y + 2u}{4z} \right)$$

Reescrevendo então a equação podemos assim considerar uma relação linear entre três parâmetros independentes  $[O_2]'$ ,  $[CO]'$  e  $[CO_2]'$ :

$$4,76[O_2]' + \left[ 2,88 + 3,76 \left( \frac{y - 2x}{4z} \right) - 0,88 \left( \frac{y + 2u}{4z} \right) \right] [CO]' + \left[ 4,76 + 3,76 \left( \frac{y - 2x}{4} \right) \right] [CO_2]' =$$

esta relação linear descreve o plano  $(i^2)$  das possíveis combinações no espaço

$(i^3) \{ [O_2]' [CO]' [CO_2]' \}$ , como ilustrado na Figura 3-14 a seguir:



**Figura 3-14 – Combinações no  $(\mathbb{R}^3) \{ [O_2]' [CO]' [CO_2]' \}$**

O cume das coordenadas das composições planas são as seguintes:

$$[CO_2]_p = \frac{1}{4,76 + 3,76 \left( \frac{y-2x}{4z} \right)}$$

$$[O_2]_q = \frac{1}{4,76}$$

$$[CO]_r = \frac{1}{2,88 + 3,76 \left( \frac{y-2x}{4z} \right) - 0,88 \left( \frac{y+2u}{4z} \right)}$$

O uso da compatibilidade da equação torna possível determinar qualquer uma das três frações volumétricas sabendo-se as outras duas. Assim, é possível obter um diagnóstico completo da combustão de um combustível de parâmetros x, y e z conhecidos graças à medida de duas de suas três frações.

No passado, o diagnóstico de sistema de combustão usava aparatos químicos baseados na absorvidade seletiva, ou instrumentos mais caros baseados em propriedades físicas para medir  $[O_2]'$  e  $[CO_2]'$  ou  $[CO]'$  e  $[CO_2]'$ . A eletrônica tornou possível o desenvolvimento de equipamentos não muito caros que usam células eletroquímicas para medir valores de  $[O_2]'$  e  $[CO]'$ . Estes sistemas de medidas incluem micro chips que possibilitam o cálculo da quantidade de  $[CO_2]'$  através da medida direta das concentrações dos outros dois, cabendo ao usuário definir previamente os valores de x, y e z, ou o tipo de combustível.

### 1.6. Coeficiente de excesso de ar e coeficiente de oxidação parcial.

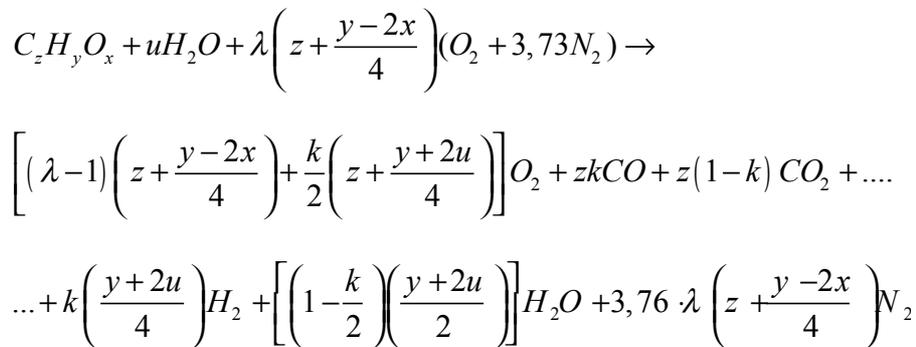
A razão entre os coeficientes de ar da combustão estequiométrica real ( $s$ ) pelo coeficiente de ar da combustão estequiométrica teórica  $\left(z + \frac{y-2x}{4}\right)$  é o chamado coeficiente de excesso de ar:

$$\lambda \equiv \frac{s}{\left(z + \frac{y-2x}{4}\right)}$$

Similarmente. O coeficiente de oxidação parcial ( $k$ ) pode ser definido pela razão:

$$k \equiv \frac{[CO]'}{[CO]' + [CO_2]'} = \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

Usando estas definições e as equações de conservação e , podemos reescrever a equação geral como a seguir:



A partir da equação podemos escrever a seguinte expressão:

$$\frac{[O_2]'}{[CO_2]' + [CO]'} = \frac{(\lambda - 1) \left(1 + \frac{y-2x}{4}\right) + \frac{k}{2z} \left(1 + \frac{y+2z}{4}\right)}{z}$$

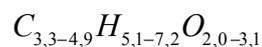
a qual pode ser reescrita usando-se o coeficiente de oxidação parcial ( $k$ ) da equação :

$$\lambda - 1 = \frac{z[O_2]' - \frac{1}{2} \left( z + \frac{y+2u}{4} \right) [CO]'}{\left( z + \frac{y-2x}{4} \right) ([CO_2]' + [CO]')}$$

A determinação precisa do coeficiente de excesso de ar por meio da equação necessita da medida das três frações volumétricas  $[O_2]'$ ,  $[CO]'$ ,  $[CO_2]'$  de forma independente, porém com a obtenção de apenas duas das três frações é possível calcular  $\lambda$  obtendo-se a terceira fração volumétrica a partir da equação .

## CARACTERIZAÇÃO DA COMPOSIÇÃO DO COMBUSTÍVEL

Outro tópico de fundamental importância para completar a base teórica deste trabalho é o levantamento da composição química do combustível em questão, assim como algumas características físicas do mesmo. Partimos das considerações de Tillman (1991) que assume as biomassas lenhosas como sendo materiais parcialmente oxigenados que apresentam a seguinte fórmula química empírica:



Para um estudo rotineiro de combustão de madeira costuma-se utilizar valores médios de carbono, hidrogênio e oxigênio obtidos em expressões como a da equação ou outras sugeridas por outros autores. No entanto, os melhores resultados são obtidos quando

se faz um teste laboratorial de análise elementar para se determinar a composição química mais próxima do combustível real.

Uma análise feita pela Associação Brasileira de Cimento Portland (Portland, 2007) mostra entre várias espécies a composição elementar do material cedro (amostra 93979), o qual foi utilizado como combustível nos ensaios experimentais deste trabalho.

Para os ensaios de caracterização Portland (2007) usou as seguintes normas:

Norma PO-GT-6012 – Rer. 0, para determinação de enxofre no equipamento;

Norma PO-GT-6013 – Rer. 0, para determinação de carbono, hidrogênio e nitrogênio;

Norma PO-GT-6014 – Rer. 0, para a determinação do poder calorífico superiores e inferior;

Norma NBR 8290/83 – Carvão Mineral, para determinação de materiais voláteis; e

Norma NBR 8289/83 – Carvão Mineral, para a determinação do teor de cinzas.

Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 4.1) a seguir:

**Tabela 4.1 – Análise elementar do Cedro feita pela Associação Brasileira de Cimento Portland, 2007.**

<b>Composição química</b>	<b>Unidade</b>	<b>Amostra 93979</b>
Enxofre (S)	% (massa)	0,01
Carbono (C)	% (massa)	45,77
Hidrogênio (H)	% (massa)	6,47
Nitrogênio (N)	% (massa)	0,10
Cinzas (Z)	% (massa)	0,64
Materiais Voláteis (MV)	% (massa)	81,37
Teor de umidade inicial	% (massa)	23,32

Para encontrarmos a porcentagem mássica de oxigênio, temos:

$$(O) [\%] = 100 - [(C) + (H) + (S) + (N) + (Z)]$$

Considerando que as quantidades de enxofre, nitrogênio e cinzas são muito pequenas em relação aos demais elementos, elas serão desprezadas neste cálculo. Assim a equação fica:

$$(O)[\%] = 100 - [(C) + (H)]$$

Pelos dados apresentados na Tabela 4.1), podemos encontrar facilmente a porcentagem de oxigênio na madeira cedro, que é  $(O) = 47,76\%$ .

Desta forma estamos assumindo que o combustível que será utilizado nos ensaios seja do tipo  $C_c H_h O_o$ .

Para cada 100kg de combustível teríamos então:

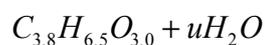
- 45,77kg de carbono ou aproximadamente 3,8 kmol (o que significa que  $c \cong 3,8$ );
- 6,47 kg de hidrogênio ou aproximadamente 6,5 kmol (ou seja,  $h \cong 6,5$ ); e
- 47,76 kg de oxigênio ou cerca de 3,0 kmol (ou seja,  $o \cong 3,0$ ).

Assim concluímos que a molécula de combustível que representará o cedro nos cálculos deste trabalho será:



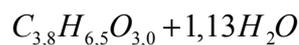
Pelos ensaios realizados pelo EBMA (Anexo 1 – Tabela A.1) e pela Associação Brasileira de Cimento Portland, o teor de umidade do cedro variou entre 11,18% na amostra com menor umidade à 23,32% na amostra com maior teor percentual. O valor médio extraído entre 4 amostras foi de 17,26%, que para efeito de cálculo será arredondado para 17%.

Desta forma o combustível úmido ( $Comb_{(u)}$ ) será representado pela seguinte expressão:



onde  $u$  é o número de mols de água associadas a cada mol de combustível seco ( $Comb_{(s)}$ ).

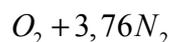
O peso molecular de  $C_{3,8}H_{6,5}O_{3,0}$  é  $M_{Comb_{(s)}} = 100,1 \text{ kg/kmol}$  e da água é  $M_{H_2O} = 18 \text{ kg/kmol}$ . Pelo teor de umidade médio do cedro teríamos que para cada 100kg de combustível úmido, 83kg seriam de combustível seco e 17kg de água ou, em termos de números de mols, teríamos aproximadamente 0,83mol de  $C_{3,8}H_{6,5}O_{3,0}$  com o equivalente a 0,94mol de  $H_2O$ . Assim, para cada mol de combustível seco teríamos 1,13mols de água e a representação mais adequada do combustível *in natura* seria:



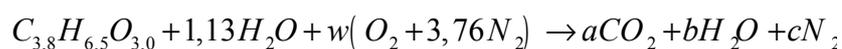
A equação está representando a composição do combustível úmido usado nos ensaios experimentais deste trabalho admitindo-se as simplificações que foram citadas anteriormente.

### 1.7. Cálculo da razão estequiométrica

Sabemos que o ar atmosférico é composto por muitas substâncias as quais se apresentam tanto na fase gasosa, quanto líquida e até mesmo na fase sólida. Porém, nos estudos de combustão, quando o ar é usado como elemento oxidante do processo, admiti-se que sua composição média seja de 21% de oxigênio ( $O_2$ ) e 79% de nitrogênio ( $N_2$ ), pois esses dois elementos juntos, na realidade, compõem mais de 98% do ar atmosférico (Coelho e Costa, 2007). Dessa forma equação que representa o ar é:



Assim a reação global do processo de combustão do cedro úmido com o ar atmosférico pode ser escrita da seguinte forma:



Fazendo o balanço químico da equação teremos os índices  $w, a, b$  e  $c$  como a seguir:



Estequiometricamente, em base molar, para cada mol de combustível úmido seriam necessários 3,93 mols de ar atmosférico. Já em base mássica, definimos a relação entre combustível e ar da seguinte forma:

$$\left( \frac{m_{Comb_{(u)}}}{m_{ar}} \right)_{st} = \frac{n_{C_{3,8}H_{6,5}O_{3,0}} M_{C_{3,8}H_{6,5}O_{3,0}} + n_{H_2O} M_{H_2O}}{n_{O_2} M_{O_2} + n_{N_2} M_{N_2}}$$

Substituindo os números de moles e das massas atômicas na equação, teremos a razão estequiométrica:

$$\left( \frac{m_{Comb_{(u)}}}{m_{ar}} \right)_{st} = 0,22 \text{ kg}_{Comb_{(u)}} / \text{kg}_{ar} \quad \text{ou} \quad \left( \frac{m_{ar}}{m_{Comb_{(u)}}} \right)_{st} = 4,55 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{Comb_{(u)}}$$

### 1.7.1. Definição de excesso de ar da alimentação

A relação entre a quantidade de oxidante e combustível reagindo em um processo de combustão pode ser comparada a razão ideal ou estequiométrica destes elementos através de uma razão excesso de ar ( $\lambda_{ar}$ ) como a seguir:

$$\lambda_{ar} = \frac{\frac{m_{ox}}{m_{comb}}}{\left( \frac{m_{ox}}{m_{Comb}} \right)_{st}}$$

onde  $m_{Comb}$  é a massa de combustível e  $m_{ox}$  é a massa de oxidante.

Neste estudo estamos trabalhando com fluxos de biomassa úmida (pó de serragem) como combustível e de ar como oxidante, assim, reescrevemos a definição como uma razão de equivalência global:

$$\lambda_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}} \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}} \right)_{st}$$

A equação só pode ser usada para fluxos de combustível e ar constantes ou médios em determinado período de tempo.

### 1.8. Tempo de residência

A idéia de definir um tempo de residência neste trabalho, surgiu na necessidade de se encontrar um parâmetro que relacionasse os fluxos de entrada de ar e combustível no combustor ciclônico com o volume da câmara de combustão. Com esse parâmetro pretende-se encontrar uma relação entre a variação desses elementos com os perfis de temperatura e concentração de gases medidos durante os ensaios. Este tempo de residência seria usado apenas como parâmetro qualitativo de comparação entre os experimentos e não representaria o tempo real de permanência da partícula, haja vista que não faz referência ao escoamento dentro da câmara de combustão.

Assim, partimos pela definição de fluxo de massa ( $\dot{m} = m/t$ ), temos:

$$m = \rho V$$

Logo,

$$\dot{m} = \frac{\rho V}{t}$$

De modo geral então, definimos o tempo de residência ( $t_{rs}$ ) como:

$$t_{rs} = \frac{\rho V}{\dot{m}}$$

Assumiremos que em um processo de combustão de um material particulado como a serragem de madeira, o combustível sofre uma rápida volatilização e que, por isso, dentro da câmara de combustão encontramos predominantemente material gasoso. Além disso,

admitiremos que este material se comporta como um gás ideal e utilizaremos as equações de estado de um gás de Clayperon:

$$PV = nRT \quad \text{ou} \quad PV = \frac{m}{M}RT$$

Substituindo a equação na equação e reorganizando-a, temos:

$$\rho = \frac{MP}{RT}$$

Por sua vez, substituindo a equação na equação, encontramos:

$$t_{rs} = \frac{1}{\dot{m}T} \frac{MPV}{R}$$

Sabemos que no combustor ciclônico só existe uma entrada por onde é injetado ar e serragem. Por tanto, o fluxo de massa total ( $\dot{m}$ ) pode ser calculado como:

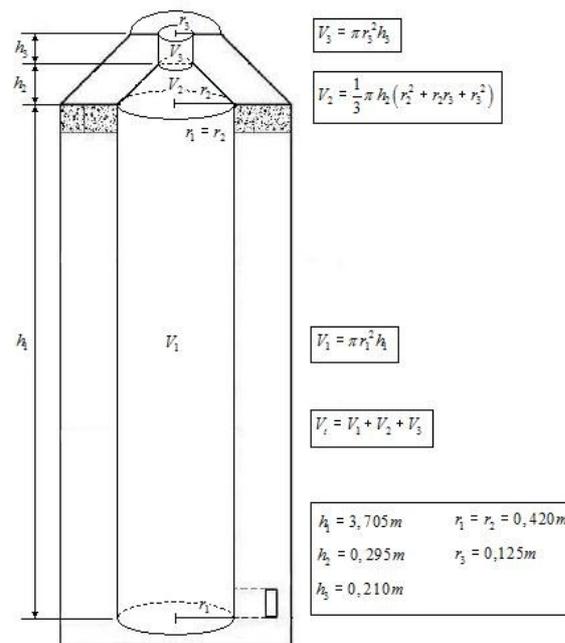
$$\dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right] = \dot{m}_{Comb(u)} + \dot{m}_{ar}$$

A temperatura ( $T$ ) é um elemento que apresenta variação de ponto a ponto dentro do incinerador (Cunha, 2005). Sendo assim, para o cálculo do tempo de residência será adotado um valor médio ( $T_{méd}$ ) obtido a partir dos dados experimentais representado pela seguinte equação:

$$T [K] = T_{méd} = \frac{\sum T_{\text{experimentais}}}{\text{n}^{\circ} \text{ de pontos de medida}}$$

O valor de  $T_{méd}$  não representa de fato a média da temperatura no interior da câmara, uma vez que a mesma apresenta um processo termo-químico complexo percorrendo em um fluxo turbulento em três dimensões num ambiente de grande volume. Porém ele será um parâmetro necessário para este tipo de cálculo aproximado.

O volume total da câmara de combustão ( $V_t$ ) pode ser obtido a partir das dimensões reais disponíveis no projeto, conforme ilustrado na Figura 4-15 a seguir:



**Figura 4-15 – Dados para o calculo do volume da câmara de combustão.**

$V_t$  é composto pela somatória dos volumes da câmara de combustão ( $V_1$ ); o cume do combustor ( $V_2$ ); e um pequeno pedaço do tubo da chaminé ( $V_3$ ). Logo:

$$V_t = 2,138\text{ m}^3$$

Como o combustor apresenta sua saída aberta para a atmosfera, admitimos que sua pressão seja igual pressão atmosférica:

$$P = 1\text{ atm} = 101,325\text{ kPa}$$

$R$  é a constante universal dos gases:

$$R = 8,314 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

O grande problema para encontrarmos o tempo de residência é estabelecer o valor de  $M$  (massa molar), haja vista que as substâncias químicas presentes na câmara de combustão se apresentam em estados físicos diferentes e estão em pleno processo de transformação. Exceto o nitrogênio ( $N_2$ ), que é um gás inerte dentro do processo de combustão, ou seja, não participa da reação. Além disso, ele representa a maior fração

mássica durante toda a combustão ( $\gamma_{N_2} \cong 62\%$  pelo balanço da equação ), por isso, assumiremos que:

$$M = M_{N_2} = 28kg / kmol$$

Sendo assim, os únicos parâmetros pendentes para o cálculo efetivo do tempo de residência são as vazões mássicas de ar e combustível e a temperatura média do combustor, os quais serão encontrados durante os ensaios experimentais.

## **APARATO EXPERIMENTAL**

O projeto “Câmara de Combustão Ciclônica para Resíduos das Indústrias Madeireiras” (Edital CT-Energ/CNPq 29/2004), coordenado pelo Prof. Dr. Manoel F. M. Nogueira, deu prosseguimento ao projeto “Geração de Energia a Partir de Resíduos

Agrícolas” coordenado pelo Prof. Dr. Severiano da Silva L. Filho, e teve o projeto construtivo idealizado com grande contribuição pelo Prof. M.Sc. Gonçalo Rendeiro.

Compõe este projeto uma câmara de combustão ciclônica devidamente instrumentalizada para medidas de temperatura e captação de gases ao longo da parede interna da câmara e em sua chaminé, além de um sistema de alimentação de ar/serragem controlado por inversores de frequência, e um sistema de filtragem de particulado para os gases de exaustão.

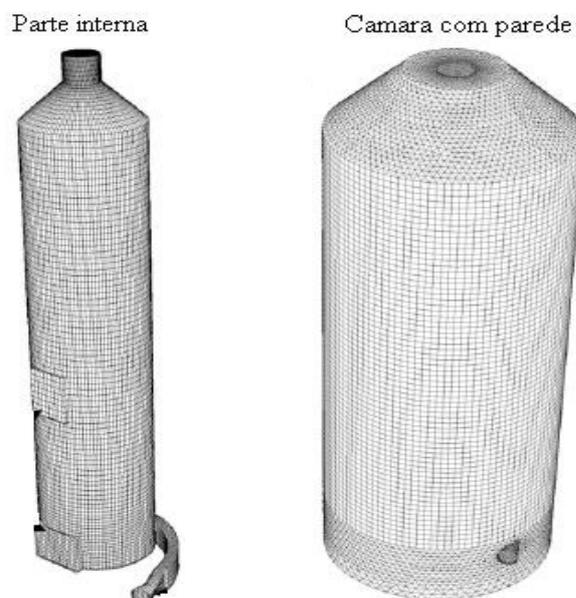
Para contribuir na abrangência do estudo proposto, também foram usados outros equipamentos para caracterização imediata da serragem usada na queima, porém estes não serão abordados neste trabalho.

### **1.9. Descrição da câmara de combustão**

A câmara de combustão é basicamente constituída por uma torre de tijolos maciços de argila fixados por uma argamassa de cimento refratário, cimento comum, barro e areia. Esta estrutura apresenta-se em geometria cilíndrica com 840mm de diâmetro interno e 1660mm de diâmetros externo. Em sua base existe um pequeno túnel elíptico por onde passa a mistura ar/serragem; e aproximadamente no centro está, atualmente, uma pequena janela por onde entra o material para a ignição e/ou para ocasional inspeção do interior da câmara. A parte interna da câmara é oca e está representada na Figura 5-16 (a), onde é possível visualizar o duto de entrada de ar/serragem na parte inferior direita da mesma figura (entrada a qual atravessa a parede de tijolos e liga o sistema de alimentação à câmara de combustão). Na Figura 5-16 (b) está representada a torre, como ela seria vista por fora, com um orifício de entrada na parte de baixo e um de saída dos gases no topo. Estas imagens foram geradas pelo software Gambit e representam as malhas, feitas em escala, para simulação computacional do combustor descrita por Cunha (2005).

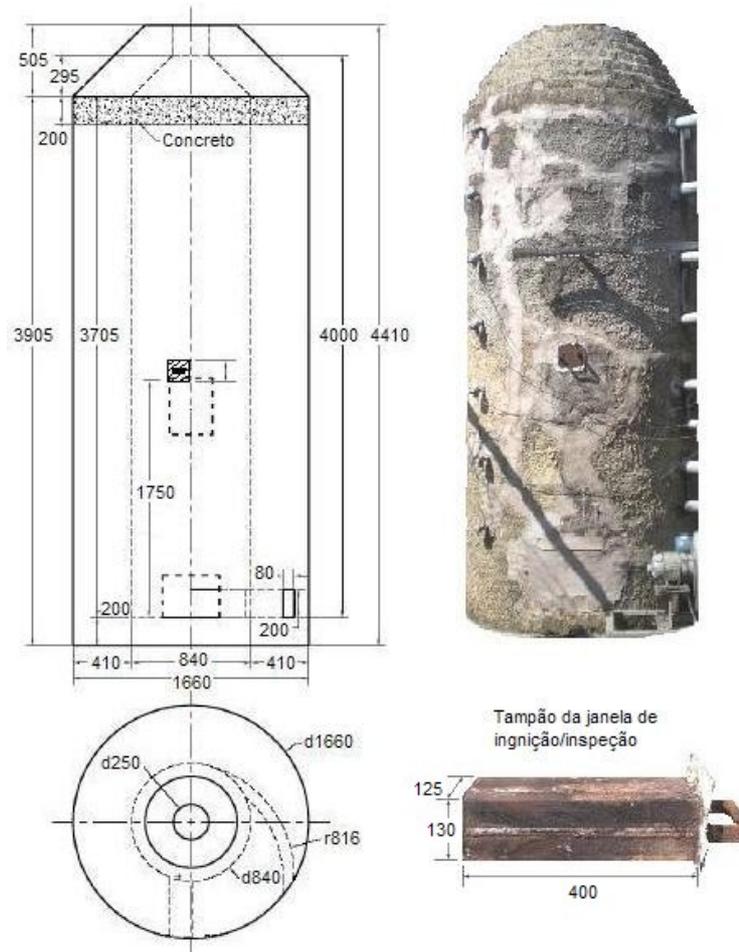
(a)

(b)



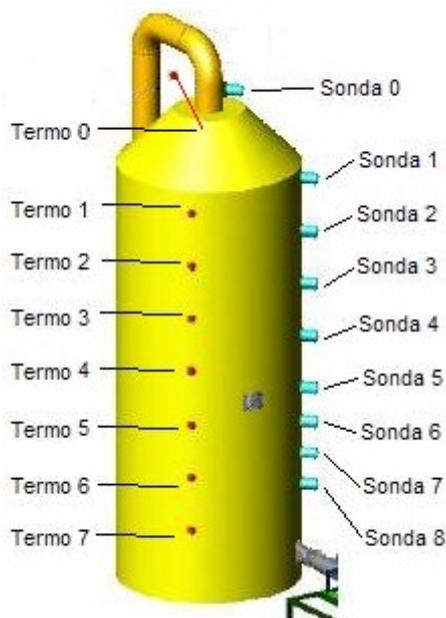
**Figura 5-16 – Malhas representativas do volume interno (a) e parede do combustor (b) (Cunha, 2005).**

No desenho do projeto do combustor é possível ver a câmara em corte longitudinal com mais detalhes sobre suas dimensões no lado esquerdo superior da Figura 5-17, logo abaixo desta imagem está a representação da entrada de ar/serragem em corte axial. Ainda na primeira imagem (Figura 5-17), é possível notar, próximos a base e ao centro do combustor, 2 desenhos quadráticos tracejados os quais representam as posições das antigas janelas de inspeção, fechadas com alvenaria e atualmente substituídas por uma única janela menor próximo ao centro. No lado superior direito da Figura 5-17 está a imagem real da torre de combustão com os cabeçotes dos termopares do lado esquerdo, o tampão da janela de ignição/inspeção ao centro e a as sondas resfriadas a água do lado direito da imagem. O tampão atravessa toda a parede do combustor e foi feito de chapas de 7mm de ferro fundido soldadas para formar um bloco retangular oco, o qual tem sua secção transversal ligeiramente menores do que o furo na torre, assim é vedado na parede externa era feito com malha de amianto, como pode ser visto canto inferior direito da Figura 5-17. Para auxiliar na colocação e na retirada do tampão, uma barra retorcida de ferro fundido foi soldada na chapa externa do mesmo.



**Figura 5-17 – Dimensões do combustor.**

Ao longo da parede do combustor estão dispostos 7 orifícios onde estão alocados 7 termopares tipo “S” representados pelos pontos vermelhos na Figura 5-18, numerados de cima para baixo de 1 à 7 (Termo 1 à Termo 7), além de um oitavo termopar, com as mesmas características dos demais, posicionado na parte de trás do tubo da chaminé chamado de “termopar 0” ou “Termo 0” ou ainda termopar da chaminé. Na Figura 5-18 o termopar 0 tem sua posição simbolicamente representada no topo da imagem.



**Figura 5-18 – Esquema de numeração dos instrumentos de medição do combustor.**

Os nove cilindros azuis na Figura 5-18 representam a posição das sondas resfriadas a água de tomada de gases, numeradas de cima para baixo de 0 à 8.

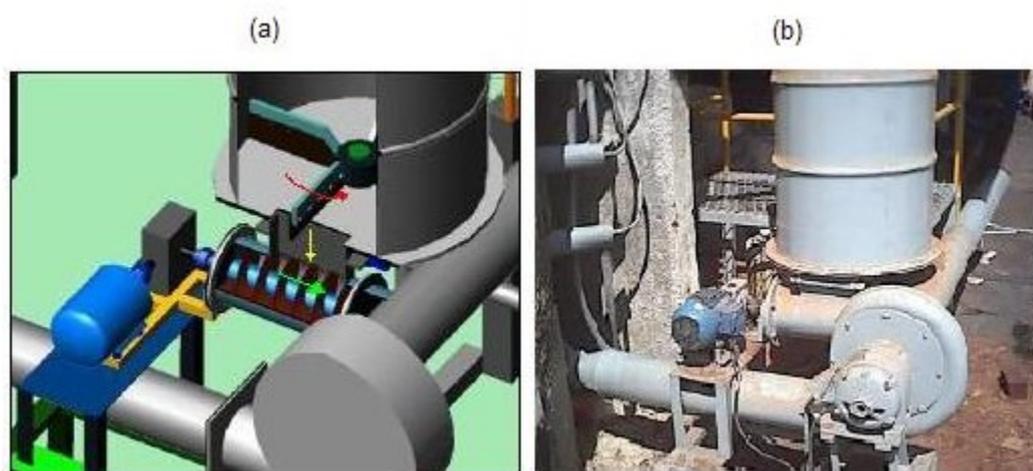
No topo do combustor foi adicionada uma estrutura com vergalhões de aço e tijolos que possibilitaram um formato cônico ao cume do forno por onde sai um tubo de 200mm de diâmetro que leva os gases e particulados ao sistema de filtragem

### **1.10. Sistema de alimentação ar/serragem**

O sistema de alimentação ar/serragem é constituído de dois mecanismos independentes que trabalham em conjunto para controlar a razão de equivalência de alimentação, um deles fica responsável pela dosagem de combustível (serragem) e o outro fica responsável pelo oxidante (ar atmosférico), estes mecanismos se juntam em um ponto onde ar e serragem se misturam e são injetados na câmara de combustão através da seção de alimentação.

O mecanismo de alimentação de combustível é constituído de um tanque de armazenamento de serragem o qual apresenta um rasgo no fundo por onde escoam o combustível; um conjunto de pás giratórias com rotação constante acionadas por um motor

de 0,75CV (aproximadamente 559,5W) localizadas no fundo do silo promovem uma homogeneização da serragem ao mesmo tempo em que diminui as chances de entupimento do sistema (na Figura 5-19 (a) a seta vermelha indica o sentido de rotação das pás). Uma rosca sem-fim, de 150mm de diâmetro, passo de 40mm e 350mm de comprimento, acionada por um conjunto redutor de aproximadamente 40/1 rotações está acoplado a um motor elétrico de 1,0CV (aproximadamente 746W) o qual é controlado por inversor de frequência. A rosca recebe a serragem proveniente do rasgo no fundo do tanque e direciona-a para um tubo por onde esta sendo aspirado o ar atmosférico. No desenho esquemático mostrado na Figura 5-19 (a) a trajetória desejada do combustível está indicado pelas setas amarela e verde na seqüência em que o fluxo deve ocorrer. A Figura 5-19 (b) é uma foto do sistema de alimentação completo real.



**Figura 5-19 – Sistema de alimentação ar/serragem (a) desenho em corte e (b) foto do sistema real.**

A Figura 5-20 mostra o mecanismo da rosca sem-fim desacoplada do duto de sucção de ar, do lado direito em azul escuro, esta o motor que aciona as pás no fundo do tanque e mais atrás, à esquerda em azul claro, está o motor que aciona a rosca.



**Figura 5-20 – Rosca sem-fim de alimentação de serragem.**

O mecanismo de sucção de ar é constituído de um duto circular reto de 2880mm de comprimento e 15,5mm de diâmetro tendo uma de suas extremidades aberta para a atmosfera (entrada de ar) e a outra esta acoplada a um ventilador centrífugo. A Figura 5-21 mostra uma foto do duto de sucção desacoplado do ventilador, onde é possível notar o flange (bem a frente da imagem), o orifício por onde chega a serragem do mecanismo de alimentação de combustível logo em seguida ao flange (rodeado por um pouco de serragem) e a abertura por onde entra o ar (ao fundo).



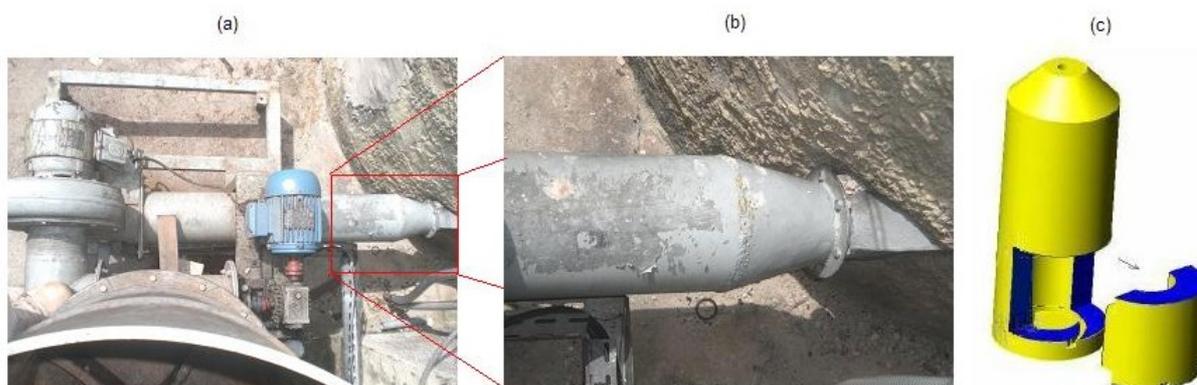
**Figura 5-21 – Duto de sucção de ar e serragem.**

O ventilador centrífugo de 270mm de diâmetro está ligado a um motor de 1,5CV (cerca de 1119W) controlado por outro inversor de frequência. O ar que é succionado arrasta a serragem que se apresenta no duto e ambos começam a se misturar no ventilador. A Figura 5-22 mostra o ventilador desacoplado do duto de sucção e a seta vermelha indica o sentido de rotação e o percurso da mistura ar/serragem antes de entrar no duto de injeção.



**Figura 5-22 – Ventilador centrífugo do mecanismo de sucção.**

Após passar pelo ventilador a mistura é imediatamente transportada por um duto contínuo de secção variada, inicialmente um tubo circular de 14,5mm de diâmetro (Figura 5-23 (a)), depois um pequeno cone de 140mm de comprimento que diminui o diâmetro para 8,5mm próximo a parede do combustor (Figura 5-23 (b)). Este cone é flangeado à um duto que atravessa a parede do incinerador em uma trajetória helicoidal com secção transversal retangular (Figura 5-23 (c)) até chegar à câmara de combustão.

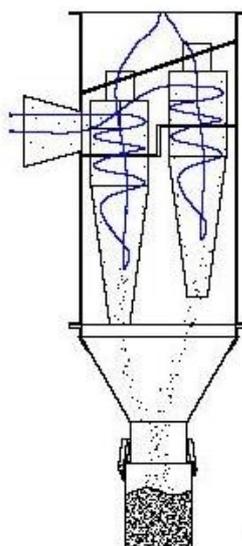


**Figura 5-23 – Duto de injeção de ar e serragem.**

### 1.11. Sistema de filtragem de particulado

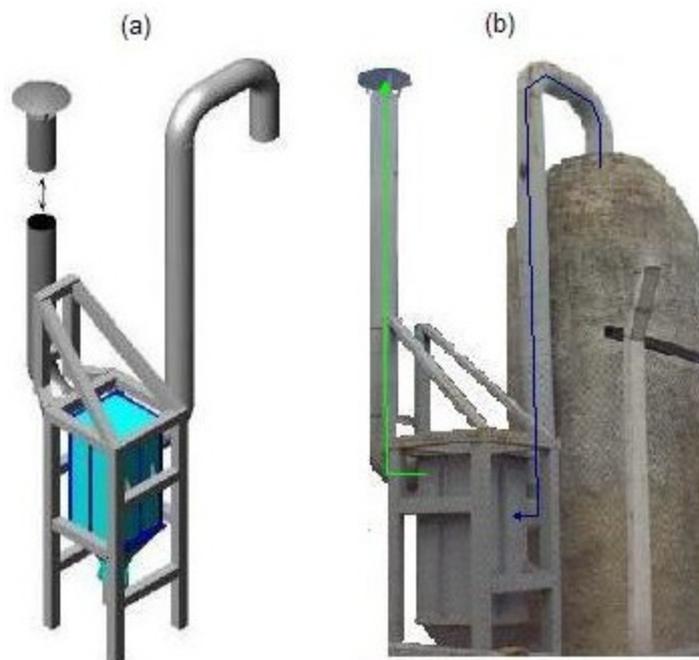
Após a passagem pela câmara de combustão todos os gases e material particulado saem por um duto no topo da torre e são direcionados para os filtros ciclônicos de contenção de material particulado sendo os gases são liberados para a atmosfera. Os filtros

ciclônicos ou centrífugos conseguem separar material particulado de determinada granulometria e massa específica de acordo com seu dimensionamento e as características do escoamento, para tanto o ar é introduzido na parte superior do cilindro (ou cone) tangencialmente a parede interna do filtro gerando um fluxo helicoidal para baixo. A força centrífuga empurra o material particulado contra a parede separando-o da fase gasosa quando sua intensidade é maior do que a força de coesão das moléculas e da gravidade (Macintyre, 1990). Ao chegar ao fundo do cilindro os gases começam um fluxo helicoidal para cima, pois encontram um duto no centro que os leva ao topo do filtro e à saída, enquanto que o material particulado se deposita em um reservatório no fundo, com auxílio da gravidade. Na Figura 5-24 as linhas azuis representam a trajetória dos gases e os pontos pretos seria o material particulado.



**Figura 5-24 – Filtros ciclônicos para material particulado.**

No caso específico deste trabalho foi usado um duplo filtro, como o mostrado na Figura 5-24, onde os gases passam por duas fases de limpeza antes de seguirem para a chaminé e ganharem a atmosfera com o menor teor possível de partículas sólidas pois o sistema real foi projetado para reter partículas maiores que 5 microns.

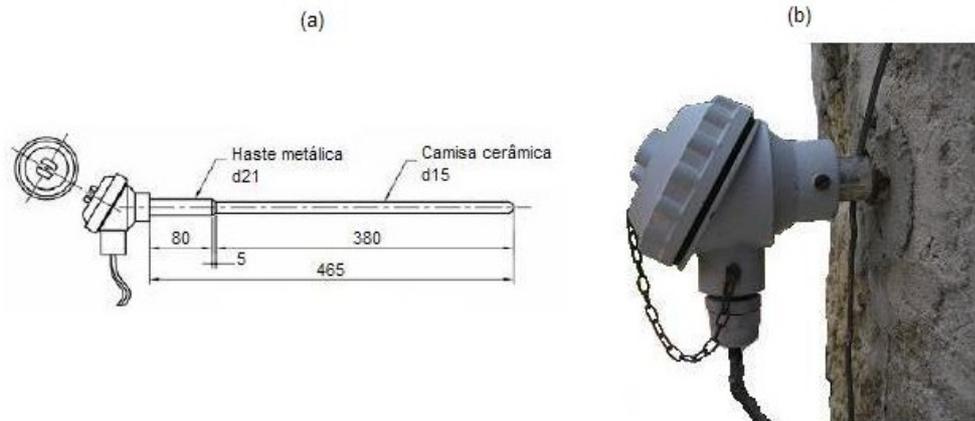


**Figura 5-25 – Sistema de filtragem de gases: (a) desenho esquemático; (b) sistema real.**

No esquema mostrado na Figura 5-25 (a) a câmara hermética onde estão os coletores ciclônicos está representada pela caixa azul. Na Figura 5-25 (b) a trajetória dos efluentes da câmara de combustão está indicada pela linha azul e a liberação dos gases livres de particulado representados pela linha verde.

### **1.12. Sistema de medida de temperatura**

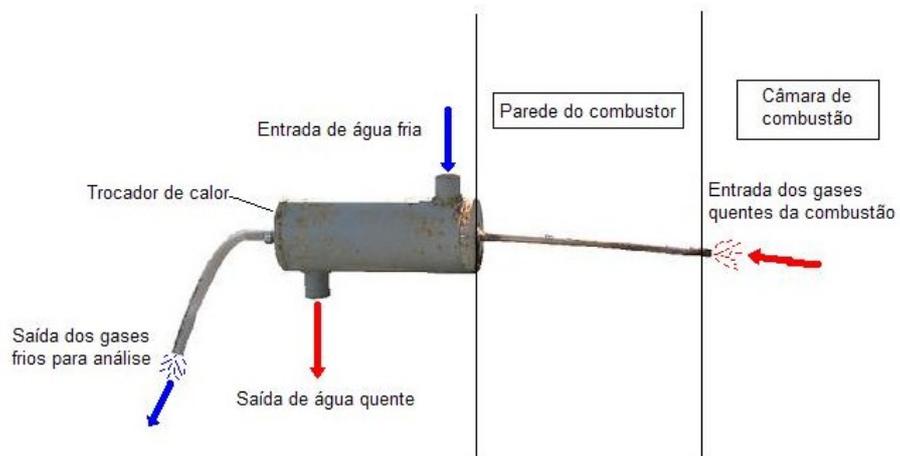
Ao longo da parede do combustor e na saída dos gases estão distribuídos 8 termopares tipo “S” de liga de platina (90%) + Ródio (10%) e platina pura (-). Os sensores da parede têm uma haste de 550mm, todos protegidos por camisas cerâmicas como o que pode ser visualizado na Figura 5-26 (a). Eles atravessam a parede do combustor e a chapa do duto de saída dos gases (no caso do Termo 0) para medir a temperatura no interior dos mesmos, ficando do lado de fora um cabeçote que protege a fiação que leva os sinais ao transdutor, como pode ser visto na Figura 5-26 (b).



**Figura 5-26 – (a) Termopar com proteção cerâmica; (b) termopar inserido na parede do combustor.**

### 1.13. Sistema de tomada e análise dos gases de combustão

Para tomada dos gases de combustão do interior e na saída da câmara ciclônica são usadas sondas de aço inox parcialmente resfriadas por um trocador de calor à água. As sondas tem 8,5mm de diâmetro interno, 2,25mm de espessura e 700mm de comprimento. Se considerarmos o sentido do fluxo gasoso na sonda, encontramos cerca de 400mm da sonda atravessando a parede do combustor e 250mm dentro do trocador de calor de 900mm de diâmetro, como mostrado na Figura 5-27.



**Figura 5-27 – Sonda resfriada para tomada de gases.**

## **METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

No estudo e controle da combustão e transferência de calor em fornos industriais o conhecimento da temperatura e da concentração dos gases se faz necessário (Chedaille e Braud, 1972). Dependendo de cada caso, faz-se necessário maior ou menor precisão, tempo de resposta, etc. Para isso, ao longo dos anos foram desenvolvidos diversos instrumentos e metodologias de medidas para os mais diversos casos, dos mais simples como um termômetro de mercúrio (método intrusivos) até termômetros à LASER (método não intrusivo). O importante no momento de se escolher que métodos e instrumentos de medição serão usados para determinado estudo experimental consiste em saber que tipo de sistema se está trabalhando; o que exatamente se deseja e precisa medir; que ferramentas se dispõem para isso, etc. (Guerra, 2006).

### **1.14. Objetivos**

No caso em questão, trabalhamos com um incinerador ciclônico de serragem, um equipamento piloto que tem como chaves de controle as vazões de ar e de combustível. Como resultado do processo experimental encontramos uma câmara com fluxo bifásico (gases e particulados), reativo, rotacional com elevadas temperaturas.

O enfoque dos ensaios então é medir temperatura e composição dos gases da combustão próximos à parede interna e na saída da câmara. Com isso pretende-se visualizar os mecanismos da combustão de serragem em leito fluidizado, sob condições aproximadamente constantes de alimentação para algumas razões de equivalência ar/combustível em excesso de ar, determinando sob que condições um equipamento como o combustor ciclônico descrito no capítulo 5 pode, ou não, ser operado para uma combustão eficiente.

### 1.15. Cronograma de execução experimental

Para a coleta de dados a que este trabalho se propõe, a prática mostra a necessidade de um trabalho em equipe bem coordenado. Resumidamente, o ensaio pode ser dividido em oito momentos, a saber:

*Check list* – onde os pré-requisitos para o ensaio são executados, como coleta e pesagem de biomassa (serragem) das serrarias, calibração dos instrumentos de medição, ajustes da infra-estrutura avariada, etc;

*Partida* – montagem do aparato experimental e aquecimento da câmara de combustão pela queima de lenha em leito fixo alimentada pela janela de ignição;

*Entrada da mistura ar/serragem* – depois do pré-aquecimento a janela de ignição é fechada e entra em operação o sistema de alimentação ar/serragem;

*Estabilização do regime de operação* - as rotações dos motores do ventilador e da rosca sem-fim são variadas de modo a se ter controle da razão de alimentação ar/serragem até que se estabeleça o regime de consumo esperado e um campo de temperatura uniforme dentro do combustor;

*Amostragem dos gases da câmara* – estando estabilizados o regime de consumo ar/serragem e o campo de temperatura, se iniciam as tomadas de gases com uso do analisador Tempest 100. Podendo-se, após uma varredura completa, ser alterada a razão de alimentação e, neste caso, volta-se ao item anterior;

*Resfriamento* – após as tomadas de gases apropriadas a alimentação de combustível é encerrada, mas o ventilador permanece ligado por mais alguns minutos para possibilitar a completa combustão de algum resquício de combustível que permaneça dentro da câmara e também para ajudá-la a resfriar mais rápido, após o resfriamento a ventilação é encerrada e as cinzas são coletadas no filtro ciclônico para pesagem;

*Ensaio paralelos* - A caracterização da biomassa é feita previamente ao de combustão, as amostras são coletadas durante a queima, devidamente identificadas e levadas para os laboratórios responsáveis;

*Análise dos dados* – é feito um levantamento de todos os dados coletados durante o ensaio e estes são formatados em tabelas e gráficos para facilitar a interpretação dos fenômenos e ajudar a redefinir algumas estratégias de ajuste para o próximo ensaio.

Alguns desses itens serão abordados com mais detalhes nas próximas seções, pois envolvem atividades e instrumentos especiais que merecem destaque.

## **1.16. Aquisição de dados e estratégias de controle do experimento**

De modo geral, o combustor ciclônico tem poucos parâmetros a serem controlados durante um ensaio de queima de serragem, os quais seriam basicamente os controles das vazões de ar e combustível. Porém, alguns parâmetros de projeto foram definidos preliminarmente visando à obtenção dos dados necessários para a compreensão dos fenômenos que aparecem durante este processo, tais como perfis de temperatura e concentração dos gases. Além disso, para que os experimentos transcorressem tranquilamente existia uma rotina de preparação que demandava um esforço considerável, o que podia levar poucas semanas ou até meses de intervalo entre uma queima e outra.

### **1.16.1. Tomada de temperatura**

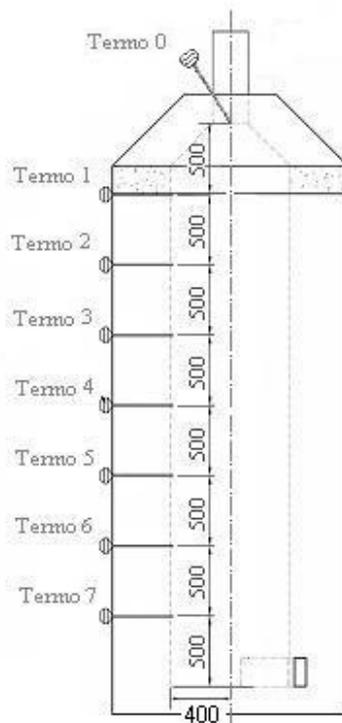
Quando falamos de temperatura de gases de combustão, estamos falando de uma temperatura elevada em um meio fluido. Por isso, uma forma simples de se obter a medida desejada é utilizando-se de instrumentos que possam estar imersos na atmosfera gasosa, mas que resistam ao calor, que é sem dúvidas o ponto chave para a escolha do instrumento voltado para este fim.

Neste caso optamos por termopares como os descritos no item 5.4 (sistema de medição de temperatura). Este tipo de instrumento tem a vantagem de medir altas temperaturas (aproximadamente 1480°C) com tempo de resposta pequeno ( $\leq 5$ min) (Neto, Cardoso *et al.*, 1999).

Os termopares foram posicionados estrategicamente de forma que suas pontas estivessem rentes à parede interna da torre exceto o oitavo termopar que estava com a sua

ponta alinhada com o centro do tubo da chaminé. Desta forma pretendia-se medir as temperaturas dos gases devido ao equilíbrio térmico com a parede e no centro do fluxo gasoso no caso da chaminé. A distância entre os termopares foi definida empiricamente e pode ser vista na Figura 6-28.

As milivoltagens geradas pelos termopares são convertidas em sinais padrão de 4 a 20mV cc por transmissores eletrônicos situados em seus cabeçotes. Inicialmente estes sinais eram transcodificados por conversores analógico/digital (A/D), com resolução de 16 bits, situados a 37m da câmara no Centro de Comando e Monitoramento (CCM) e podiam ser visualizados e salvos em um aplicativo escrito sob a plataforma Elipse SCADA, aplicativo este que também possibilitava o controle da alimentação ar/serragem.

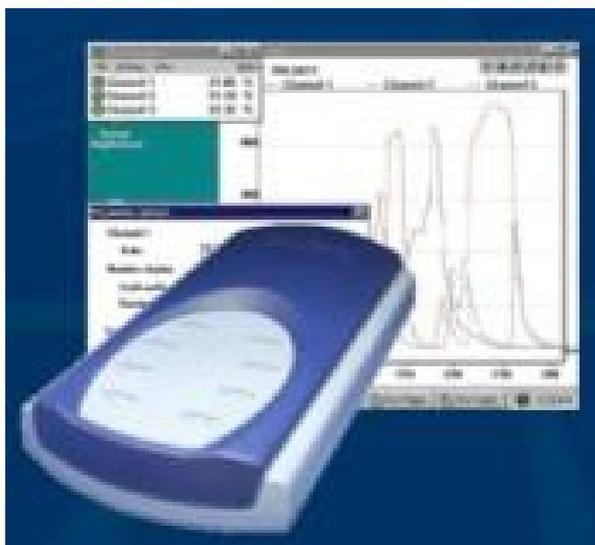


**Figura 6-28 – Posicionamento dos 8 termopares no combustor.**

Este sistema se mostrava a contento no quesito de monitoramento da temperatura, porém, gerava uma pequena dificuldade no controle da alimentação do combustor devido à distância entre o ponto de comando e o equipamento físico. O operador do sistema, que não tinha contato visual com o combustor, tinha que se comunicar via *walk-talk* com o operador

da câmara para saber se aumentava ou diminuía a rotação da rosca de alimentação, por exemplo. Além deste contratempo, houve problemas técnicos com as placas transdutoras, como curtos-circuitos, o que demandava a espera de técnicos de apoio e trocas de peças que, além de muito caras, demandavam um tempo considerável, haja vista que tinham que ser encomendadas de outros Estados.

Para minimizar este problema adotou-se a troca do sistema de conversão e monitoramento por um equipamento mais simples, a placa transdutora PICO TC-08 (mostrada na Figura 6-29) com entradas para receber sinais de 8 termopares, convertendo e transmitindo via cabo USB para um micro computador que tenha instalado o software “PicoLog Recorder” que acompanha o equipamento, fornecido pela Pico Technology Limited, sendo então visualizados na tela do PC em tempo real na forma de gráficos tipo “temperatura x tempo” ou tabelas, armazenando-os para análises posteriores.



**Figura 6-29 – Placa transdutora PICO TC – 08.**

### **1.16.2. Tomada de gases**

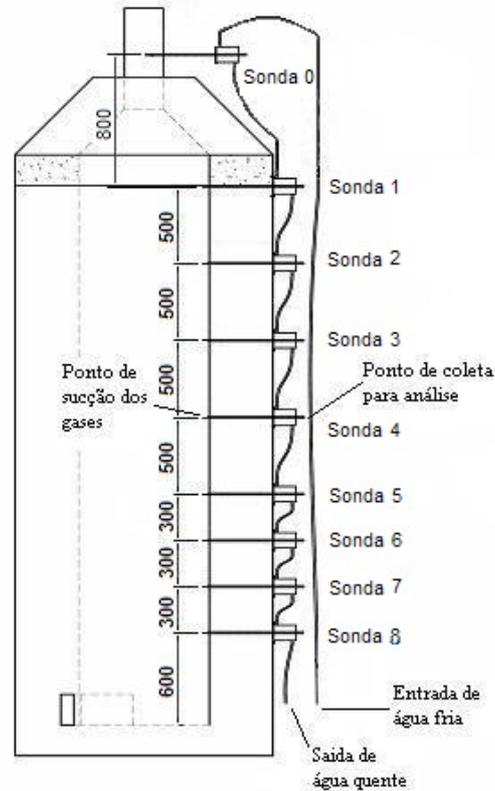
Na questão da composição dos gases ao longo do combustor, sabe-se que as espécies químicas que serão coletadas em cada ponto será uma função da distância da zona de combustão, podendo se classificar estas zonas de acordo com as respectivas

espécies encontradas, como: zona dos reagentes; zona dos produtos intermediários; e dos produtos (Fredriksson, 1999).

A coleta das amostras de gases da combustão pode se tornar algo extremamente delicado, haja vista o grau de instabilidade de algumas espécies, a temperatura elevada na coleta, a presença de material particulado, presença de água e/ou substâncias corrosivas ou tóxicas, etc. De modo geral a mistura que será analisada vem de uma atmosfera de grandes transformações físico-químicas. E para que certas propriedades mantenham-se estáveis no ato da coleta, estas transformações devem ser paralisadas rapidamente ao ganho de não se perder ou mascarar as características reais do fenômeno no ponto onde esta sendo feita a amostragem (Chedaille e Braud, 1972). Assim, gases a 1500°C deveriam ser resfriados à 200°C em menos de 1/500 segundos (Kissel, 1960). Além disso, os equipamentos analisadores são muito sensíveis à umidade e material particulado, como no caso de células eletroquímicas e/ou as colunas de destilação em cromatógrafos.

Neste estudo, a intenção era fazer a medição da concentração de CO e O<sub>2</sub>, que são espécies com velocidades de reação baixas e que por isso apresentam relativa estabilidade durante as medições, além disso os instrumentos comerciais mais acessíveis geralmente tem a capacidade de fazer este tipo de leitura. Outro ponto importante a ressaltar é que conhecendo-se a concentração destes dois elementos é possível determinar teoricamente a concentração de CO<sub>2</sub> como demonstrado no capítulo 3.

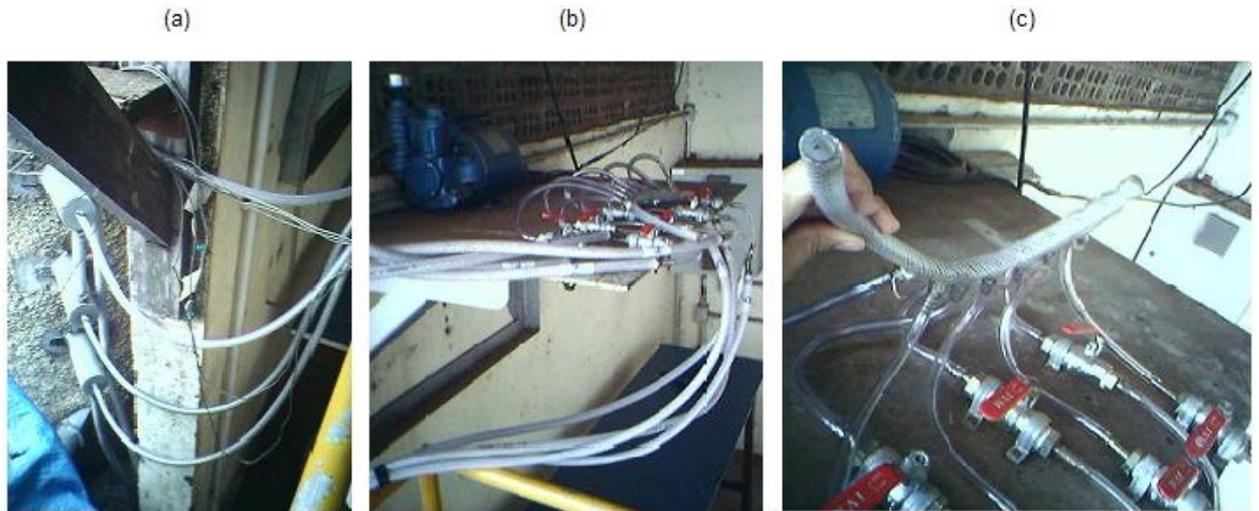
O sistema adotado utilizou sondas de aço inox resfriadas a água, desumidificador e filtros de particulado. O posicionamento das sondas de tomadas de gases é um pouco diferente da posição dos termopares especialmente na parte inferior da torre devido o acréscimo de uma sonda a mais. Este arranjo tinha como intenção caracterizar melhor as etapas da combustão na primeira metade do combustor. A Figura 6-30 mostra o arranjo esquemático das distâncias entre as sondas.



**Figura 6-30 – Posicionamento das 9 sondas resfriadas para tomada de gases no combustor.**

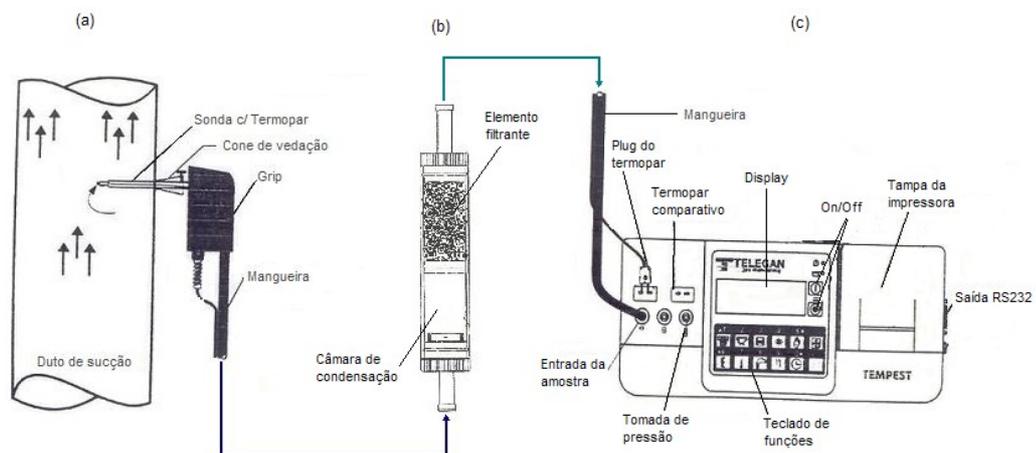
Para o resfriamento dos gases foi usada uma vazão de aproximadamente 70 l/min de água a 28°C nos trocadores de calor o que deveria manter a temperatura dos tubos de aço inox das sondas em contato com a água aproximadamente constante em torno da temperatura da água.

Os gases frios eram direcionados por mangueiras de plástico resistentes a altas temperaturas (Figura 6-31 (a)) até um sistema de controle de vazão manual utilizando válvulas globo (mostradas sobre uma bancada na Figura 6-31 (b)). As válvulas, numeradas de acordo com a posição das sondas, possibilitam a escolha de qual seção da câmara teria os gases succionados para análise. Após as restrições das válvulas todas as mangueiras convergem para uma única mangueira vedada em uma extremidade e aberta na outra (mostrada na Figura 6-31 (c)), por onde é introduzida a sonda do equipamento de análise gasosa (Tempest 100).



**Figura 6-31 – Trajetória dos gases após as sondas de resfriamento e antes do analisador Tempest 100.**

O Tempest 100 é um sistema composto de uma sonda de aço inox com termopar e rosca de vedação, condensador, filtro de partículas grossas, filtro de poeira e o analisador propriamente dito. Ele utiliza células eletroquímicas para fazer as medições de CO, O<sub>2</sub>, dentre outros, além de medidas de pressões relativa e absoluta, e temperatura (Tempest, 2005). O esquema mostrado na Figura 6-32 representa a uma instalação genérica do uso do analisador onde a sonda de amostragem deve ser introduzida no duto por onde passam os gases a serem medidos (Figura 6-32 (a)); o primeiro conjunto condensador e o filtro de fuligem (Figura 6-32 (b)) e o aparelho com todos os seus detalhes em uma visão por cima (Figura 6-32 (c)).



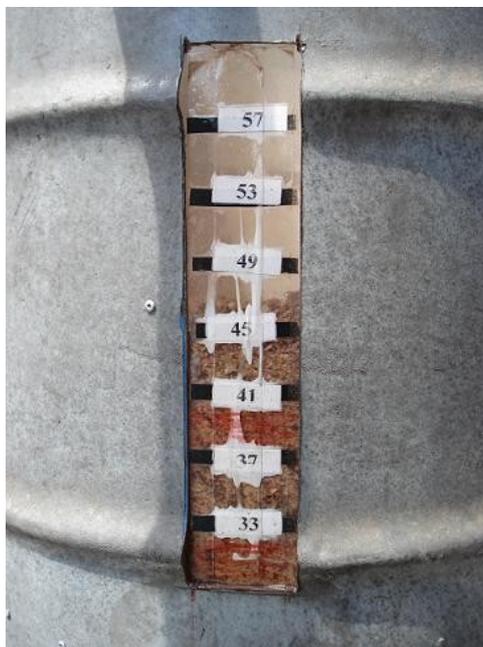
**Figura 6-32 – Esquema de funcionamento do analisador de gases Tempest 100.**

Após o primeiro conjunto de filtros e antes de passarem pelas células eletroquímicas os gases passam por um segundo condensador e por um filtro mais fino para retenção de poeira, este conjunto fica na parte de baixo do aparelho.

As células eletroquímicas do Tempest 100 são capazes de medir concentrações de  $O_2$  de 0 a 21% e CO de 0 a 10%. A calibração feita no equipamento mostrou um desvio padrão de +/- 2% para a leitura de oxigênio e +/-0,01% para o monóxido de carbono (Confor Instrumentos De Medição Ltda, 2007).

### 1.16.3. Medida de vazão de serragem e de ar

A medida de vazão de serragem era feita a partir da marcação do tempo de consumo de uma determinada massa de combustível. O silo de armazenagem de material particulado apresentava um rasgo lateral protegido por uma placa de acrílico transparente marcado com uma escala, como mostra a Figura 6-33 – Escala de nível de biomassa no silo de armazenagem.



**Figura 6-33 – Escala de nível de biomassa no silo de armazenagem.**

Quando uma saca de serragem de massa conhecida era despejada no silo, era observado de ante-mão o nível mínimo apresentado na escala. A partir deste momento se

dava a contagem do tempo até que o fluxo de biomassa chegasse novamente ao mesmo nível. Esses dados alimentavam uma planilha na qual instantaneamente se obtinha um gráfico de vazão de serragem em quilogramas por unidade de tempo em segundos, ao longo de um ensaio (ver exemplo em Figura 7-38 – Consumo de serragem no ensaio E01. Figura 7-39 – Consumo de serragem no ensaio E10.).

Para a vazão de ar, foi feita previamente uma calibração cuja equação nos dava a vazão de ar em função da rotação do ventilador. Esta calibração foi feita com tubo de Pitot tanto em um ensaio a frio quanto a quente e os resultados apresentaram praticamente o mesmo valor (Cunha, 2005). A equação será mostrada mais adiante no item 7166. Ao longo dos ensaios era monitorada a rotação do ventilador através do valor indicado no visor do inversor de frequência. Este valor era posto em uma planilha que estava programada para indicar o valor da vazão de ar (em kg/s) ao decorrer do experimento (ver exemplo em Figura 7-40 – Consumo de ar no ensaio E01. Figura 7-41 – Consumo de ar no ensaio E10.

#### **1.16.4. Preparativos para os ensaios de queima**

No tópico 6.2 (cronograma de execução experimental) o primeiro item, Check list, que levava em média 2,5 meses, é a etapa mais demorada do ensaio. É neste item que são tomadas todas as medidas preventivas para que se tenha a menor quantidade de contratempos durante o ensaio de queima.

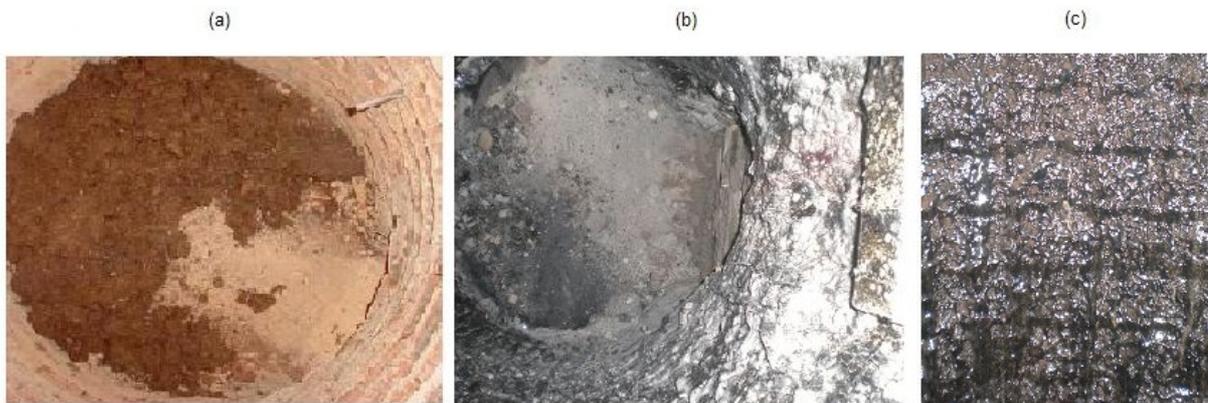
A cada queima o combustor ciclônico é avaliado quanto a sua integridade com intuito de responder que condições ele teria para um novo ensaio. Geralmente ficam constatados alguns problemas estruturais como rachaduras na parede, alteração da constituição do reboco da parede interna, obstrução da janela de alimentação inferior (quando havia), descalibração dos termopares, etc.

Devido à dilatação térmica da câmara apareciam as rachaduras na parede durante as queimas (Figura 6-34) e conseqüentemente pontos de vazamento. Por isso o combustor passou por algumas restaurações e modificações para corrigir o rápido deterioramento provocado pelas condições extremas a que era submetido.



**Figura 6-34 – Rachadura na parede da câmara durante a queima.**

Após alguns ensaios também ficou evidente as transformações no interior da câmara. As paredes que no início eram revestidas por um reboco de cimento refratário (Figura 6-35 (a)) ficou vitrificada (Figura 6-35 (b) e Figura 6-35 (c)), o que aumenta o índice de reflexão especular da radiação da combustão (Incropera e Witt, 2003). Quanto a este fenômeno não se pode fazer nada, pois o acesso ao interior da câmara é restrito devido as pequenas aberturas.



**Figura 6-35 – Vistas interna do combustor: (a) vista do fundo antes das queimas; (b) vista do fundo depois de algumas queimas; (c) detalhe da parede depois de algumas queimas.**

A janela de inspeção inferior gerava grandes problemas. O bloco feito de uma caixa de chapas de aço fundido de 7mm soldadas e preenchido por tijolos e cimento refratário era usado para facear a abertura na parte interna da parede, porém constantemente fundia-se à

parede devido às elevadas temperaturas. A cada queima tinha que ser retirada “à força”, o que geralmente implicava em trabalhos de alvenaria e serralheria como mostrado na Figura 6-36.



**Figura 6-36 – Janela de inspeção inferior destruída após uma queima.**

A porta colocada para vedação da abertura da janela de inspeção por sua vez não continha a passagem dos gases e partículas de serragem em chamas durante os ensaios, o que também gerava um problema grave de segurança, como pode ser visto na Figura 6-37.



**Figura 6-37 – Porta de vedação na janela de inspeção inferior durante um ensaio.**

Por esses motivos optou-se por desativar esta abertura, transferindo-a para uma região mais acima (aproximadamente no centro do combustor) e tornando-a menor, fazendo

uma caixa de vedação mais longa que agora atravessa completamente a parede, sem a necessidade da porta de vedação conforme fora descrito no capítulo 5.

## RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A quantidade de informações que se pode extrair de um ensaio como o de uma queima em um combustor ciclônicos é muita vasta. Desde o monitoramento das condições ambientais (já que os experimentos são feitos a céu aberto) à análise química do combustível; passando pelo levantamento do campo de temperatura dentro e fora do combustor; campo de concentração de gases, perfis de velocidade durante o processo de combustão para compreender melhor o escoamento e os mecanismos de fluxo de calor neste tipo de equipamento; etc.

Durante este trabalho foram realizados 10 ensaios (numerados em ordem crescente de E01 a E10), sendo que, por problemas técnicos, em alguns ensaios não foi possível o levantamento da concentração de gases, por exemplo, em outros não se obteve um bom perfil de temperatura, e assim por diante. Sendo assim, neste capítulo serão enumerados apenas os dados significativos, como vazão de ar e combustível, temperatura e concentração de gases; e outros obtidos a partir de cálculos feitos conforme a obtenção destes dados, como excesso de ar de alimentação na entrada da câmara, tempo de residência e temperatura média, para os melhores testes realizados (E01 e E10).

### **1.17. Caracterização da biomassa**

Os resultados de caracterização estão no Anexo 1 e referem-se à três amostragens retiradas dos três “tipos” de combustível do montante de serragem de cedro queimada no ensaio E10. Os ensaios de caracterização foram realizados no laboratório do Grupo EBMA (UFPa) previamente aos ensaios de queima e os dados obtidos foram usados nos cálculos da média de teor de umidade e para compreender melhor os resultados encontrados no referido experimento. Além disso, os resultados de caracterização encontrados poderão ser usados como dados de entrada em trabalhos futuros de simulação computacional.

### 1.18. Vazão de combustível (serragem)

Conforme descrito na metodologia experimental, foi feito o acompanhamento do consumo de serragem e este foi representado em gráficos como os seguintes, onde cada ponto na linha representa um momento de reabastecimento do silo de armazenagem e por isso o início de uma nova contagem de consumo por unidade de tempo.

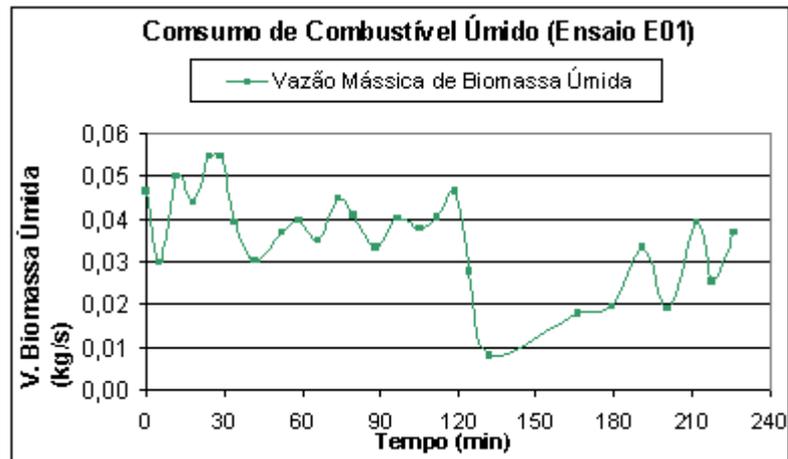


Figura 7-38 – Consumo de serragem no ensaio E01.

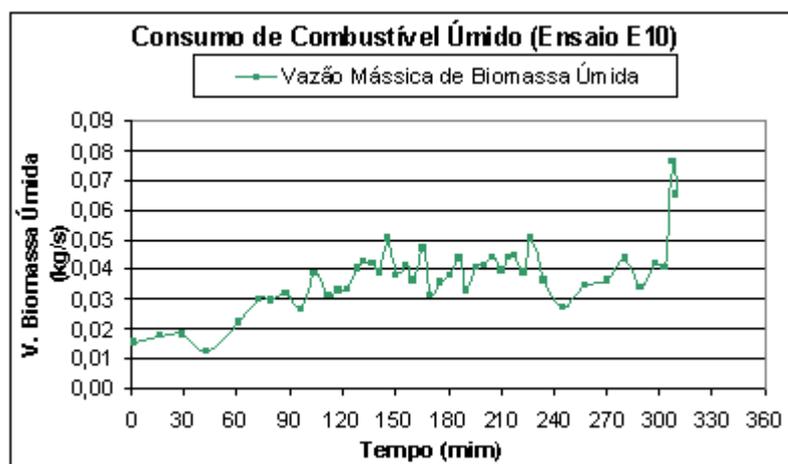


Figura 7-39 – Consumo de serragem no ensaio E10.

Apesar da tentativa, não foi possível se estabelecer uma função entre a rotação da rosca dosadora de combustível e sua vazão de serragem no sistema da alimentação utilizado. Na prática, o que se percebeu foi que serragens com umidade e granulometrias maiores apresentavam mais dificuldade para se locomover do que a serragens mais secas e

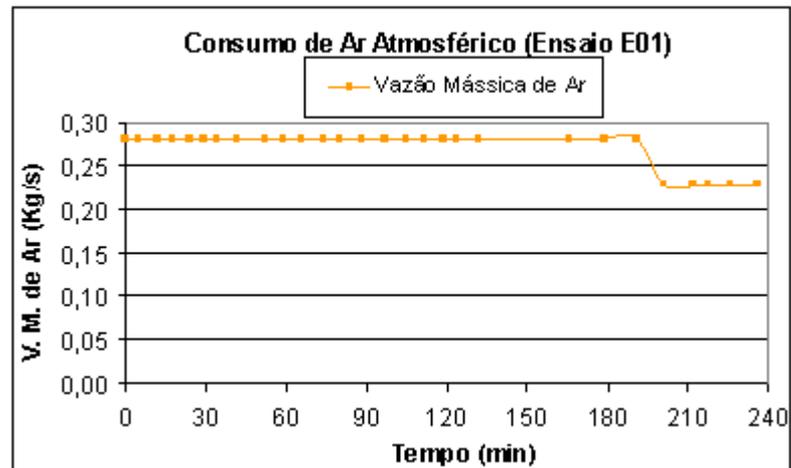
mais finas. Porém nada garantia uma razão quantitativa definida de qual seria o incremento de vazão (kg/s) para um determinado aumento de rotação (rpm) da rosca.

Apesar disso, foi possível manter a alimentação de serragem dentro de certos limites. Por exemplo, na pode-se observar que nos primeiros 30 minutos do ensaio E01 a vazão ficou em torno de 0,05kg/s e deste ponto a mais 1,5 horas foi reduzida para algo em torno de 0,04kg/s. Com cerca de 2 horas de ensaio houve um entupimento do rasgo do silo de armazenagem e a razão de alimentação sofreu sensível queda, chegando a níveis abaixo de 0,01kg/s. O problema foi solucionado rapidamente e a partir deste ponto tentou-se re-estabelecer o nível de consumo até o fim do estoque de serragem.

No caso da Figura 7-39 do ensaio E10 a vazão de serragem (amostra 1 em 0 min) foi mantida abaixo de 0,02kg/s durante a primeira hora do experimento, pois havia problemas com o sistema de aquisição de dados de temperatura e pretendia-se com isso economizar combustível até que o problema fosse solucionado. Depois de encontrada uma solução para o problema a vazão foi acrescida gradativamente até que, com 2 horas de andamento do ensaio, tentou-se manter um consumo médio de 0,04kg/s (amostra 2 em 110min), o que perdurou por cerca de mais 2 horas. Deste ponto, tentou-se reduzir a vazão para algo em torno de 0,03kg/s durante 1 hora sem grande sucesso (amostra 3 em 230min), até que no fim do estoque de combustível houve um incremento no consumo para cerca de 0,07kg/s.

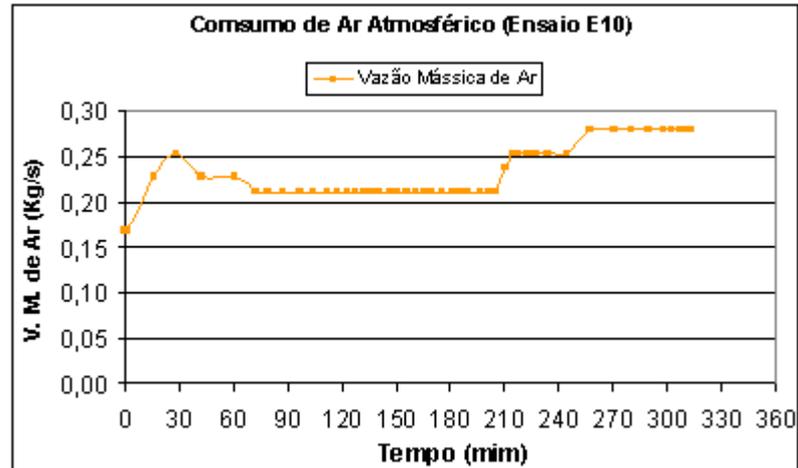
### **1.19. Vazão de oxidante (ar atmosférico)**

Durante a queima a rotação do ventilador que succionava o ar era monitorada. A partir da curva de calibração  $y = 11679x + 330,39$ , onde  $y$  é a rotação do ventilador em rpm e  $x$  a vazão de ar em kg/s, foram montados gráficos da vazão conforme mostrado a seguir, onde os pontos na linha estão associados aos instantes de abastecimento de serragem indicados nas e Figura 7-39, respectivamente para as e .



**Figura 7-40 – Consumo de ar no ensaio E01.**

No ensaio 01 () a vazão de ar foi mantida praticamente constante durante todo o experimento, somente nos últimos minutos que a injeção foi reduzida de 0,27kg/s para 0,23kg/s na tentativa de estabilizar a câmara.

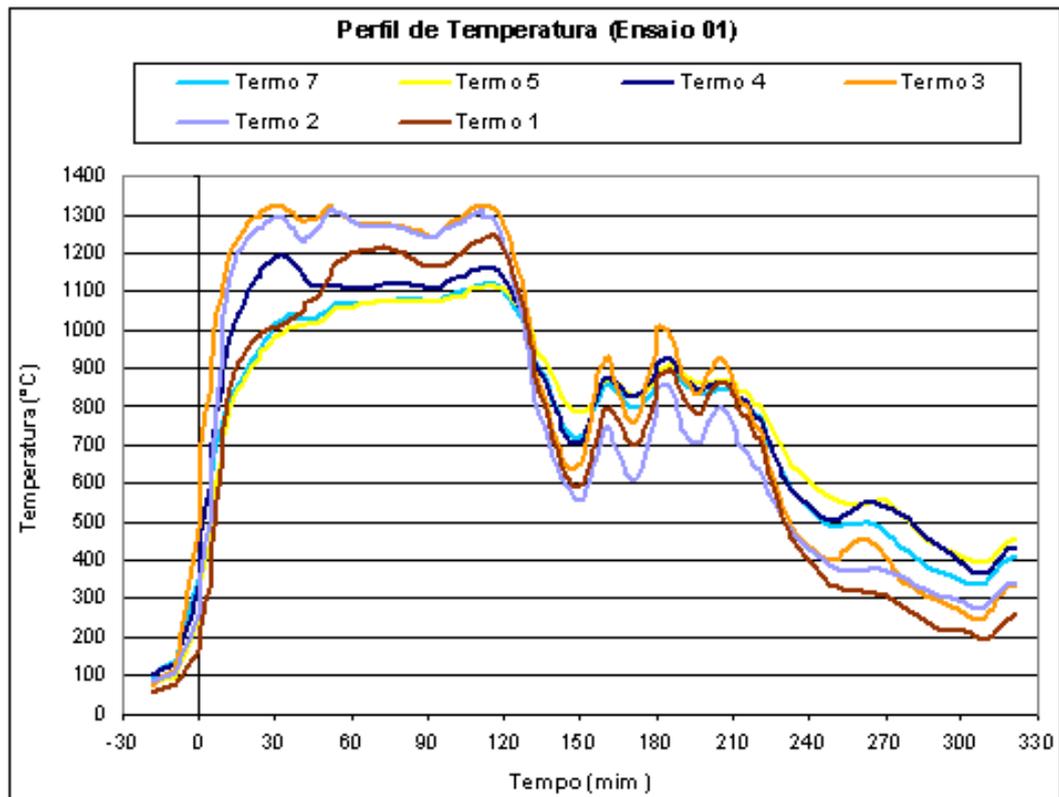


**Figura 7-41 – Consumo de ar no ensaio E10.**

Já na observamos um primeiro momento de instabilidade, variando-se a vazão entre 0,16kg/s a pouco mais de 0,25kg/s devido a problemas no sistema de registro de temperatura, até que se optou por manter em 0,21kg/s por mais da metade do experimento, sendo por fim elevada até cerca de 0,27kg/s.

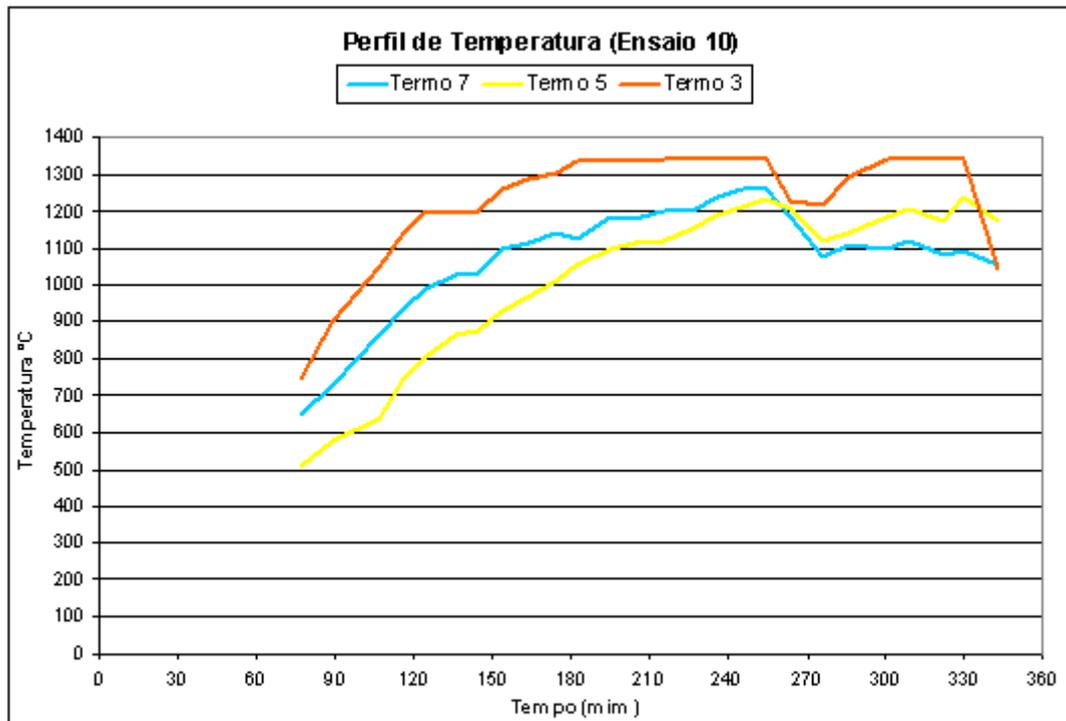
## 1.20. Perfis de temperatura

O acompanhamento da temperatura também foi registrado em tempo real a partir do software que acompanha o equipamento Pico TC-08. Cada termopar fornece uma curva de temperatura, as quais vão se sobrepondo ao longo do experimento conforme mostrado nas figuras a seguir.



**Figura 7-42 – Perfil de temperatura no ensaio E01.**

Para o ensaio E01 o registro de temperatura teve início poucos minutos antes do início da alimentação do combustor, por isso o marco 0 está a frente do início do perfil de temperatura. Além disso os dados continuaram a ser computados até cerca de 2 horas após o término do estoque de serragem (220min). Na Figura 7-42 é possível notar que os termopares número 6 e da chaminé (Termo 6 e Termo 0, respectivamente) não constam no gráfico pois os mesmos apresentavam-se com defeito no dia do ensaio.

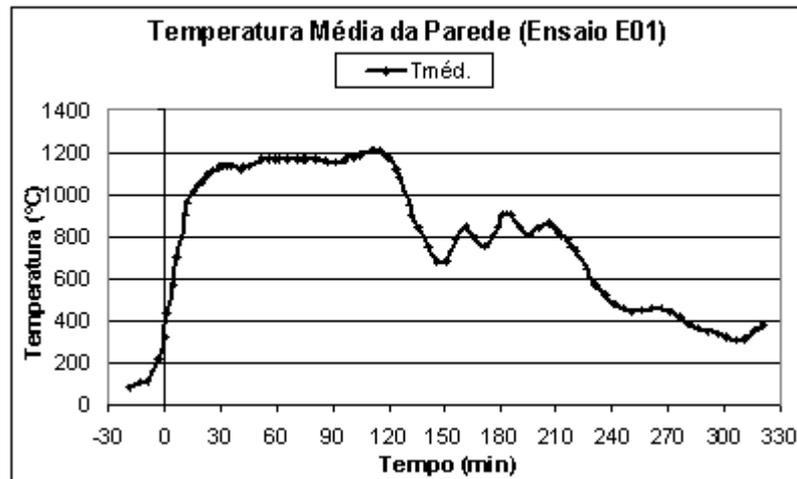


**Figura 7-43 – Perfil de temperatura no ensaio E10.**

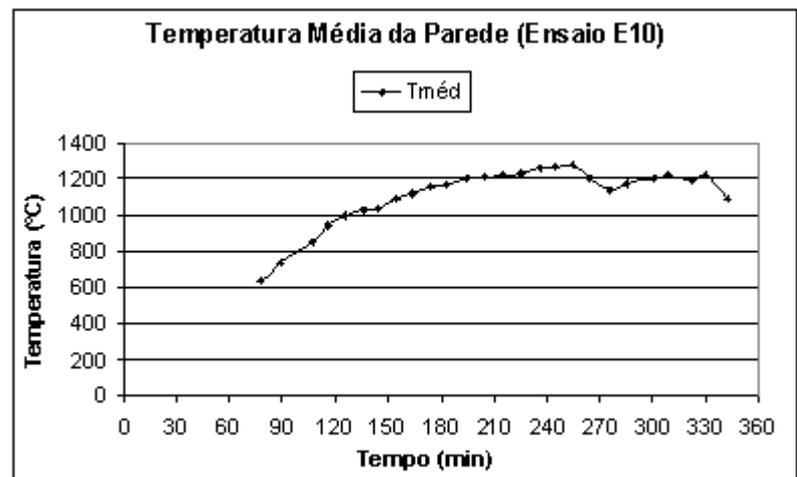
Também por problemas de manutenção, não constam no ensaio E10 (Figura 7-43) os termopares 1, 2, 4 e 6. Além deste desfalque, no ensaio E10 a placa de aquisição de dados parou de funcionar corretamente logo no início do experimento, porém este problema foi solucionado decorrido 1,5 horas do início da alimentação da câmara de combustão.

### **1.21. Perfis de tempo de residência**

A partir dos valores de temperatura de cada termopar é possível calcular o valor da temperatura média da parede do combustor. Esse valor é importante para o cálculo do tempo de residência, conforme a definição da equação . Assim temos os perfis de temperatura média como nas próximas figuras.



**Figura 7-44**– Perfil de temperatura média da parede do combustor no ensaio E01.



**Figura 7-45** – Perfil de temperatura média da parede do combustor no ensaio E10.

Na Figura 7-44 , assim como na Figura 7-42, o tempo 0 (zero) indica o início da injeção de serragem na câmara de combustão e por isso a temperatura média começa a ser calculada antes.

Além do cálculo do tempo de residência, o controle da temperatura média foi muito importante para a avaliação e prevenção das condições físicas da estrutura da câmara de combustão. Foi observado em alguns ensaios que para temperaturas médias acima de 1300°C a torre de alvenaria apresentava rachaduras significativas. Isso possibilitava grandes vazamentos de gases a alta temperatura, comprometendo a segurança nos ensaios.

Pela combinação dos dados de vazão de combustível, vazão de ar e temperatura média é possível então confeccionar os perfis de tempo de residência conforme ilustrados nas figuras seguintes.

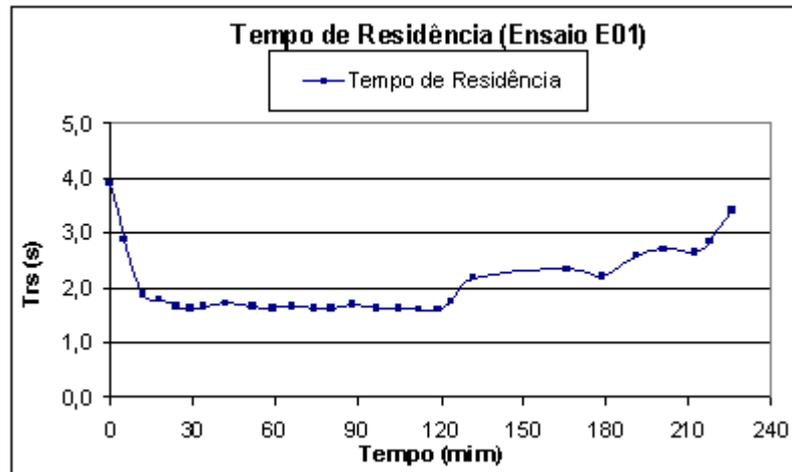


Figura 7-46 – Perfil do tempo de residência durante o ensaio E01.

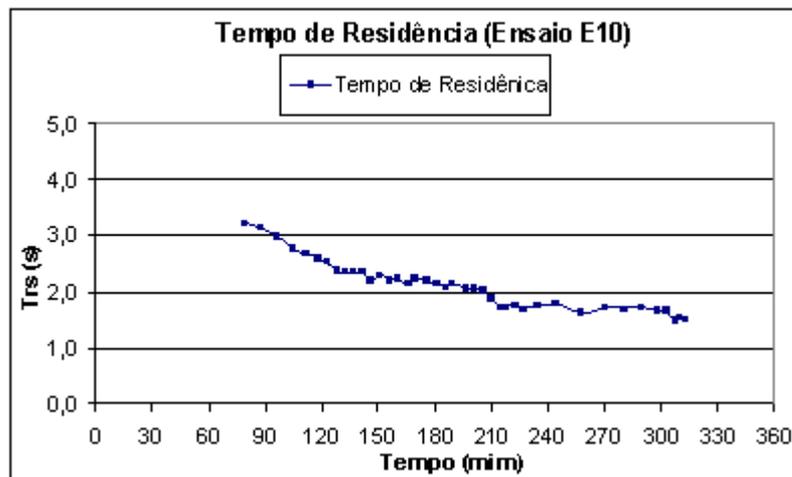


Figura 7-47 – Perfil do tempo de residência durante o ensaio E10.

## 1.22. Perfis de excesso de ar de alimentação

Além do tempo de residência, com os dados das vazões de ar e combustível, também é possível se encontrar os perfis de excesso de ar de alimentação dos experimentos

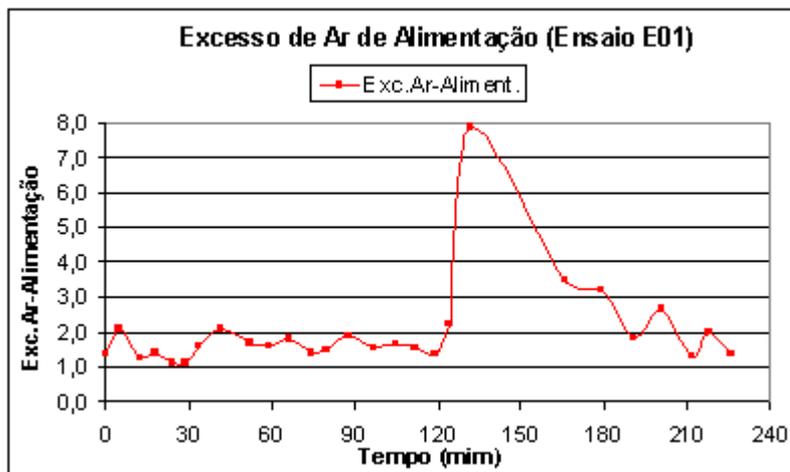


Figura 7-48 – Perfil da razão de equivalência durante o ensaio E01.

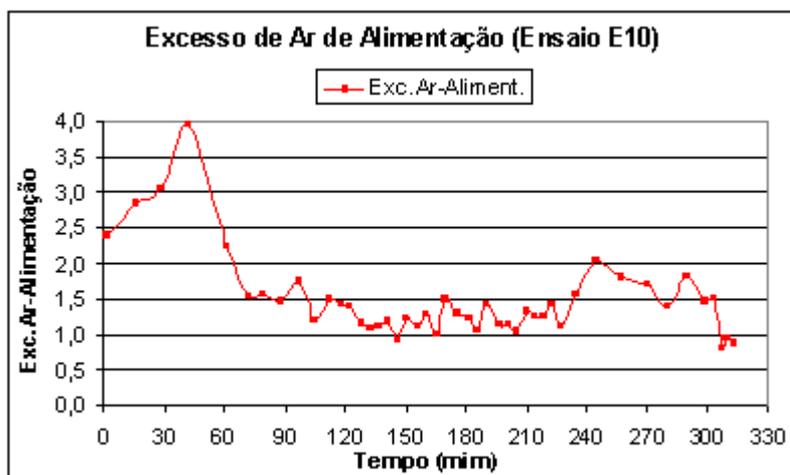
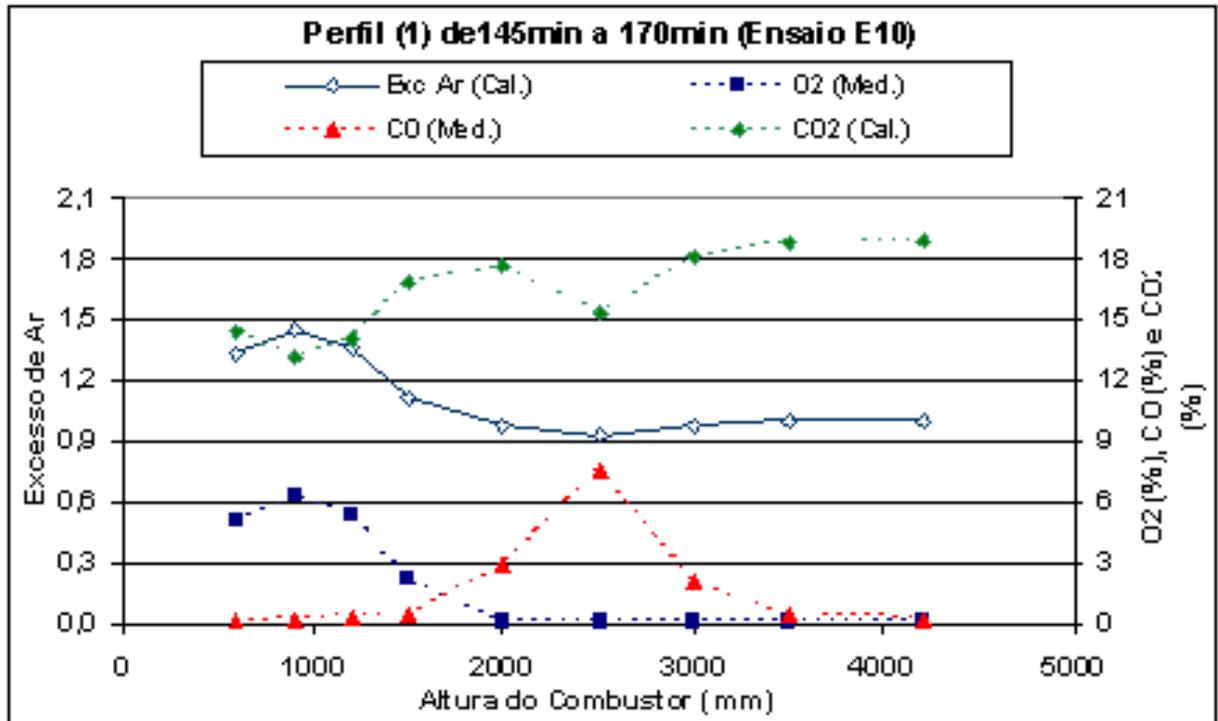


Figura 7-49 – Perfil da razão de equivalência durante o ensaio E10.

### 1.23. Perfis de concentração de gases

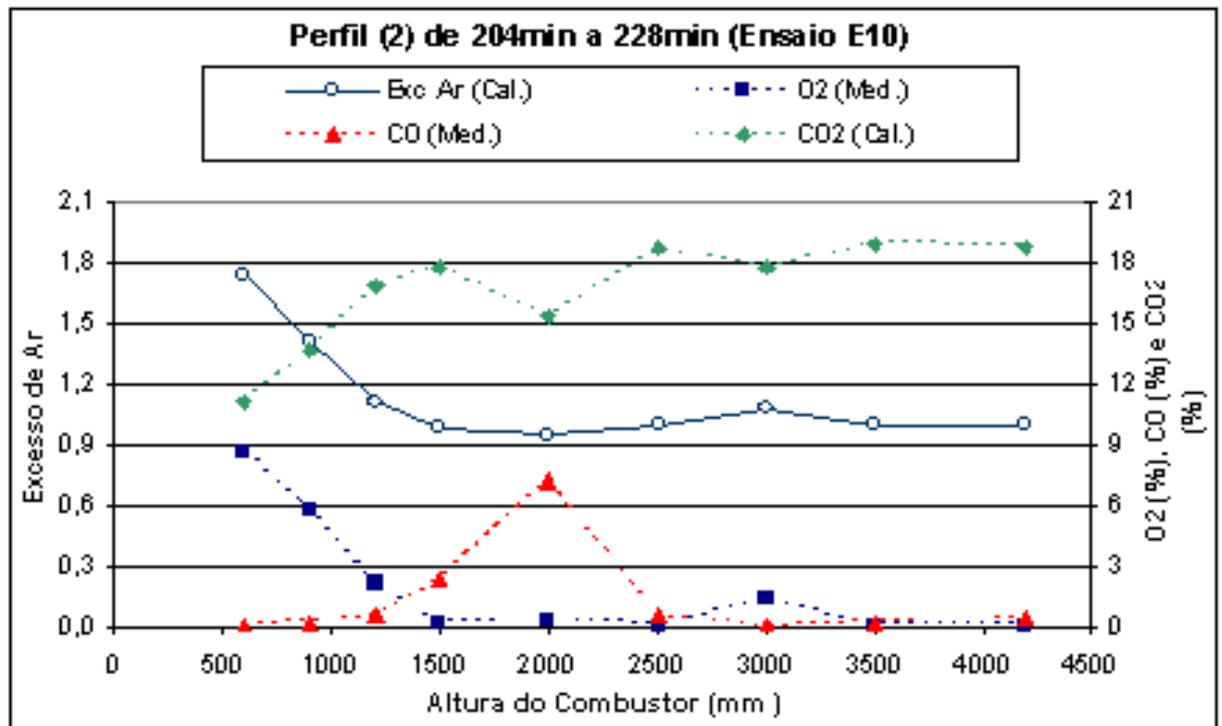
Os perfis de concentração de gases são tomados em rodadas, ou seja, os pontos de amostragem são computados um a um até que se tenha o levantamento de toda a parede do combustor dentro de um intervalo de tempo. O ensaio E10 foi o único teste que apresentou bons resultados a esse respeito devido a problemas técnicos com o analisador Tempest 100 nos demais testes. Assim obteve-se a porcentagem de monóxido de carbono (CO (Med.)) e oxigênio (O<sub>2</sub> (Med.)); e a partir das equações e foram calculados, respectivamente, a concentração de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub> (Cal.)) e o valor de excesso de

ar local (Esc Ar (Cal.)). Foram registrados 3 momentos distintos dentre os 6 perfis relevantes obtidos em intervalos de aproximadamente 30 minutos cada, por isso foram selecionados 3 perfis que representam estes momentos, os quais são mostrados a seguir.



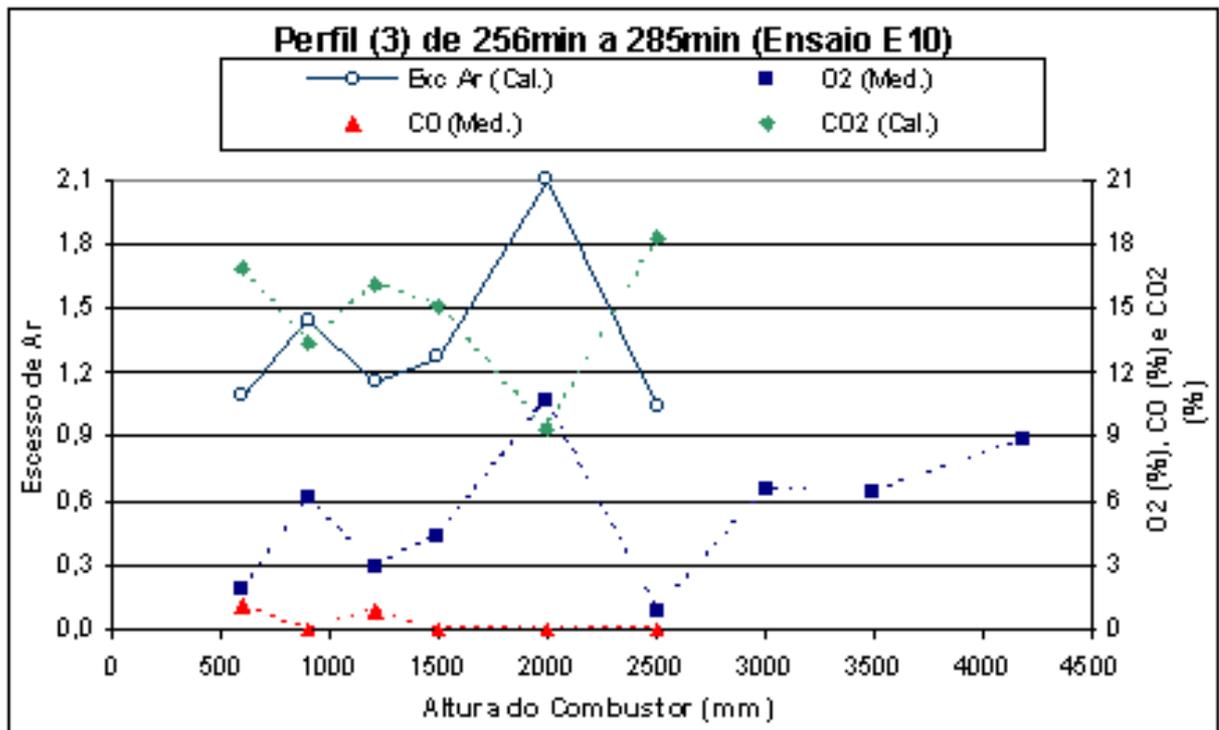
**Figura 7-50 – Perfil 1 de concentração de O<sub>2</sub> (méd.), CO (med.), CO<sub>2</sub> (cal.) e excesso de ar (cal.) na parede do combustor no período de 145min às 170min do ensaio E10.**

Na é possível notar que da entrada até aproximadamente 2m de altura a concentração de O<sub>2</sub> vai decaindo até ficar próxima de zero. Em contra ponto ao perfil de CO que vai crescendo até o valor máximo próximo a metade do combustor (2,5m) e depois vai sumindo até seu fim perto da chaminé. O nível de excesso de ar chega a 50% acima da razão estequiométrica próximo a entrada e depois de estabiliza em torno de 1 após 1,5m de altura.



**Figura 7-51 – Perfil 2 de concentração de O<sub>2</sub> (méd.), CO (med.), CO<sub>2</sub> (cal.) e excesso de ar (cal.) na parede do combustor no período de 204min às 228min do ensaio E10.**

Na Figura 7-51 é possível notar um comportamento semelhante ao do caso anterior. A principal diferença é que do perfil 2 as mudanças nos níveis de concentração de O<sub>2</sub>, CO e excesso de ar acontecem com um pouco de antecedência em relação ao perfil 1.



**Figura 7-52 – Perfil 3 de concentração de O<sub>2</sub> (méd.), CO (med.), CO<sub>2</sub> (cal.) e excesso de ar (cal.) na parede do combustor no período de 14h59min às 15h28min do ensaio E10.**

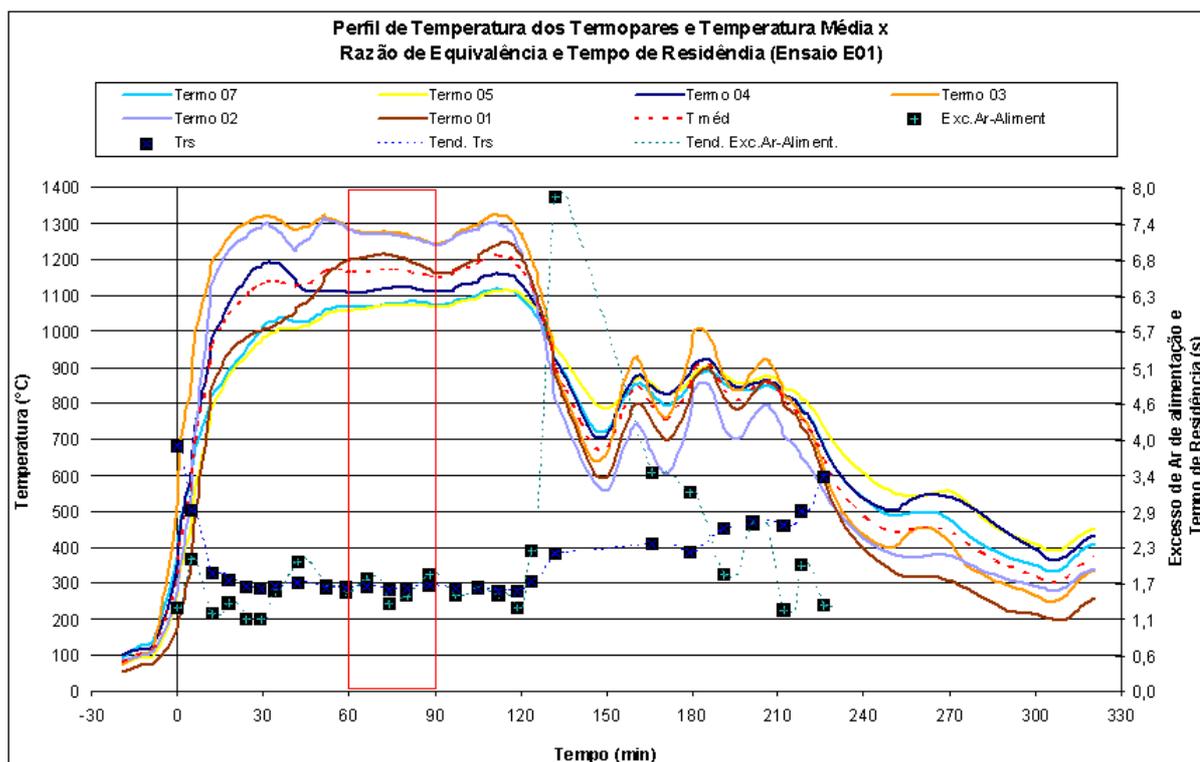
Na Figura 7-52 o perfil de oxigênio fica oscilando ao longo da parede enquanto que a concentração de monóxido de carbono quase não é captada. O nível de excesso de ar é alto chegando a mais que 100% próximo à metade do combustor. Esse comportamento pode ser perfeitamente compreendido se encaixarmos outros dados a este perfil. Esta análise mais profunda pode ser feita se forem associadas informações como excesso de ar de alimentação, tempo de residência e temperatura média a este e aos outros perfis de concentração, como será visto no capítulo 8.

## ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados apresentados no capítulo 7 são como fotos de um fenômeno vistas por várias lentes diferentes. A partir destas imagens é possível compor outras que reúnem as informações convenientes para uma análise do que pode estar acontecendo. Alguns dos gráficos têm em comum o tempo corrido durante todo o experimento e outros retratam um determinado intervalo de tempo. Essas informações podem se fundir e revelar relações interessantes.

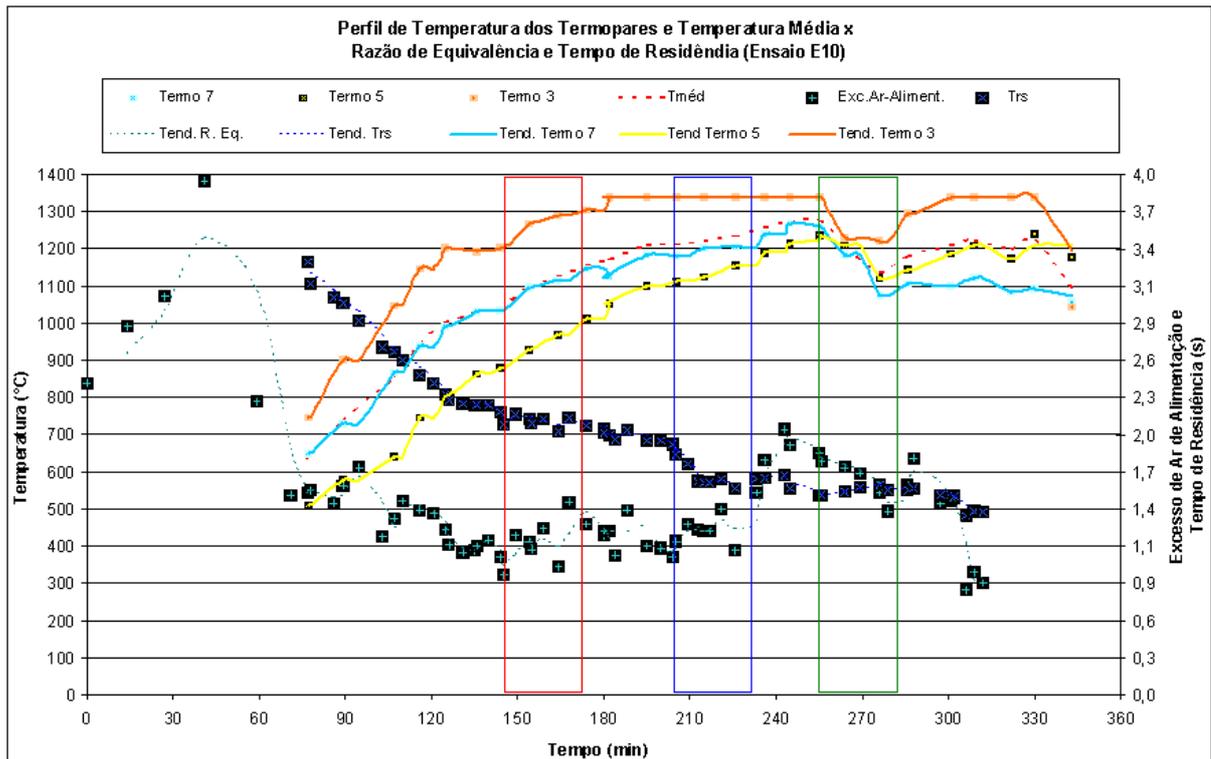
### 1.24. Análise geral dos ensaios E01 e E10

Essas relações aparecem quando juntamos os dados como perfis de temperatura, temperatura média, excesso de ar e tempo de residência em um único gráfico. A Figura 8-53 representa a fusão dessas informações para o ensaio E01. O perfil de temperatura se mostra bem sensível ao excesso de ar, isso fica claro nos primeiros momentos do ensaio E01 (entre 0min e 40min) quando se iniciou a alimentação do combustor e a temperatura média deu um salto de 100 para cerca de 1150°C; e no momento em que houve entupimento do sistema de alimentação de combustível (120min), e portanto um aumento notável do valor de excesso de ar, encontramos uma queda significativa da temperatura. Entre 60min e 90min encontramos a alimentação estável com pequena variação tanto para o excesso de ar quanto no tempo de residência (retângulo vermelho na Figura 8-53). Após o problema de entupimento do sistema de alimentação a temperatura registrada ficou oscilando em torno de 800°C com tendência de crescimento. Porém o excesso de ar médio era de 3 aproximadamente, desta forma o perfil de temperatura pode ser resultado da instabilidade da chama, pois para tais condições de alimentação pode-se ter alcançado o limite de inflamabilidade (Jr. e Mcquay, 2007).



**Figura 8-53 – Perfis de temperatura, razão de equivalência e tempo de residência do ensaio E01.**

Da mesma forma os dados obtidos no ensaio E10 também foram confrontados em um único gráfico mostrado na Figura 8-54. Neste caso o perfil de temperatura também acompanha o perfil de excesso de ar, porém com uma resposta mais lenta. Isso pode ter ocorrido devido à interferência da inércia térmica gerada por uma camada de reboco derretido e solidificado sobre a parede interna que encobriu as pontas dos termopares durante os ensaios anteriores (ver Figura 6-35 (c)). A temperatura média do combustor chegou a quase 1300°C (próximo à 250min) e isso se deve ao fato do excesso de ar ter sido mantida abaixo de 1,2 até aproximadamente 220min, quando então a biomassa tipo 3 começou a ser injetada no combustor. Além de ter se aumentado o excesso de ar para aproximadamente 1,8, a biomassa tipo 3 era a que continha maior teor de umidade (20,47% - ver Anexo 1 – Tabela A.1) isso deve ter gerado influência na temperatura que sofreu ligeira queda entre 250min e 280min, se recuperando depois com a diminuição gradativa do excesso de ar.



**Figura 8-54 - Perfis de temperatura, razão de equivalência e tempo de residência do ensaio E10.**

Os retângulos vermelho, azul e verde na Figura 8-54 representam os intervalos onde foram obtidos perfis significativos de concentração de gases (Figura 7-51 e Figura 7-52, respectivamente). Além disso, no intervalo correspondente ao retângulo verde encontram-se o excesso de ar médio e o tempo de residência média semelhantes aos valores encontrados no período de estabilidade citado na Figura 8-53. Estes dados serão então confrontados para uma análise de repetibilidade.

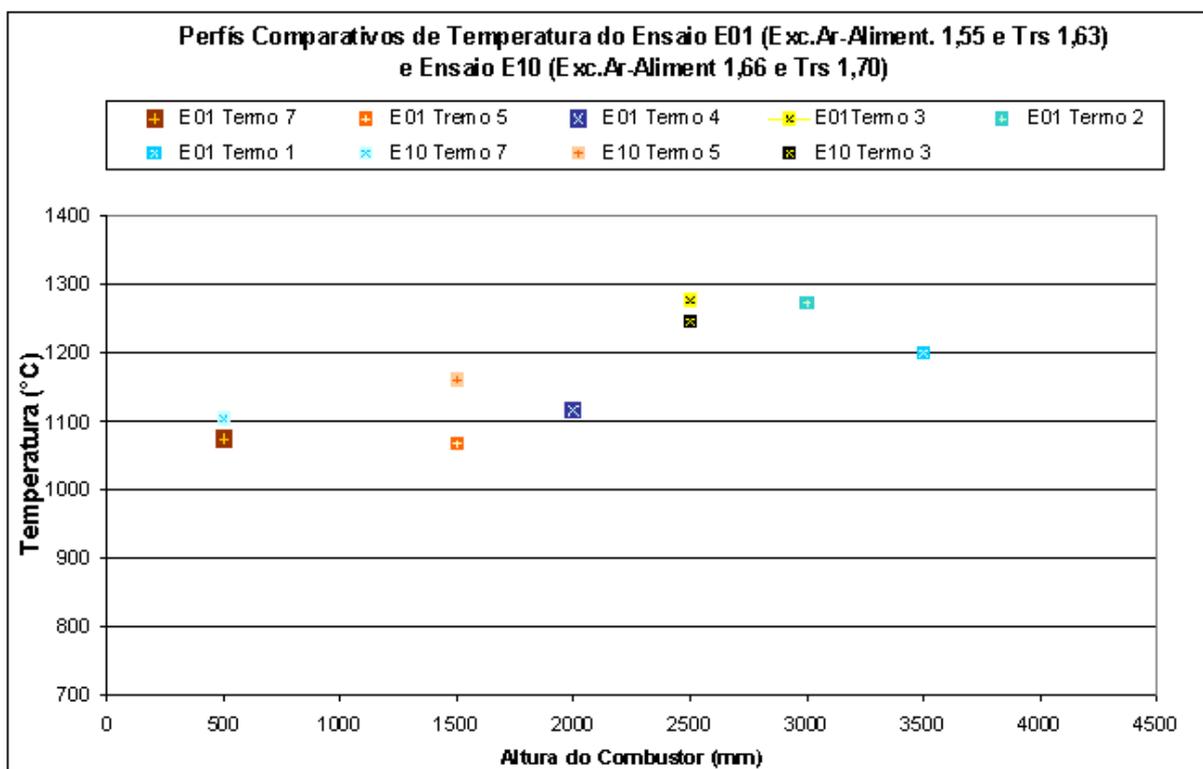
### 1.25. Análise de repetibilidade

Para uma análise de erro e/ou desvio padrão é fundamental certa quantidade de ensaios executados com as mesmas condições de contorno para que se possa obter dados os quais possam ser confrontados. Porém em alguns tipos de experimentos a fator “repetibilidade” não é tão simples devido às dificuldades de se controlar certos aspectos e procedimentos inerentes dos mesmos, como é o caso do combustor ciclônico. Como exemplos dessas condições teríamos as variações nas condições ambientais, como

umidade relativa e temperatura do ar de alimentação que não são monitoradas durante os experimentos, o controle da vazão de combustível, que para o sistema apresentado não garantia condições de estabilidade ao excesso de ar, etc.

No entanto foi possível suprir os ensaios com condições de entrada razoavelmente uniformes no quesito vazão de ar, o que nos possibilitou encontrar intervalos com boas concordâncias entre excesso de ar e tempo de residência. Nestes intervalos foram levantados os perfis médios de temperatura de cada ensaio, a saber: o retângulo vermelho na Figura 8-53, para o ensaio E01 e o retângulo verde na Figura 8-54 para o ensaio E10. Estes perfis apresentaram pequenas variações como mostrado na Figura 8-55 a seguir.

Infelizmente para os perfis obtidos apenas 3 dos 8 termopares puderam ser comparados (Termo 7, 5 e 3), pois os demais estavam com problemas ou no ensaio E01 ou no ensaio E10. Apesar disto, podemos ver que na parede há uma tendência de aumento de temperatura até cerca de 2,5m da entrada da câmara de combustão e em seguida um pequeno declive próximo a saída.



**Figura 8-55 – Comparação entre os perfis de temperatura dos ensaios E01 e E10 sob condições semelhantes de condições de contorno.**

A Tabela 8.2 mostra a diferença em termos percentuais dos dados relativos ao ensaio E10 em comparação com o ensaio E01.

**Tabela 8.2 – Comparação entre os perfis semelhantes dos ensaios E01 e E10.**

Ensaio	Diferença entre E10 e E01 (%)					Intervalo de dados	
	R. Eq.	Trs (s)	T7 (°C)	T5 (°C)	T3 (°C)	Tempo de queima (HH:MM)	Tempo de aquisição (min)
E01	1,55	1,63	1073	1068	1276	01:15	30
E10	1,66	1,70	1104	1161	1244	04:15	29
Diferença (%)	6,63	4,12	2,81	8,01	-2,57	70,59	-3,45

Os valores médios do excesso de ar e do tempo de residência bem próximos (menos de 7% de diferença) foram os principais critérios para se fazer essa comparação. As 3 temperaturas comparadas apresentaram diferenças percentuais admissíveis do ponto de vista do desvio para um experimento com temperaturas elevadas e alto grau de turbulência dentro do escoamento (2,57 a menor diferença e 8,01% a maior). O intervalo de tempo usado para se calcular tais valores médios também está com boa concordância (apenas 3,45% de diferença), porém os momentos nos quais os valores foram calculados correspondem a instantes bem distintos dentro do decorrer de cada ensaio. Ou seja, para o ensaio E01 os dados foram encontrados no início do experimento (entre 60min e 90min na Figura 8-53), ao passo que para o ensaio E10 as médias foram calculadas para dados obtidos quase no fim do mesmo (entre 256min e 285min na Figura 8-54).

É importante observar que o perfil de temperatura referente ao intervalo de dados do ensaio E01 apresenta-se razoavelmente constante, no entanto a situação para o intervalo correspondente ao ensaio E10 as temperaturas apresentaram-se em ligeira queda, devido aos fatores que já foram mencionados na análise da Figura 8-54.

### **1.25.1. Comparação qualitativa dos perfis de temperatura**

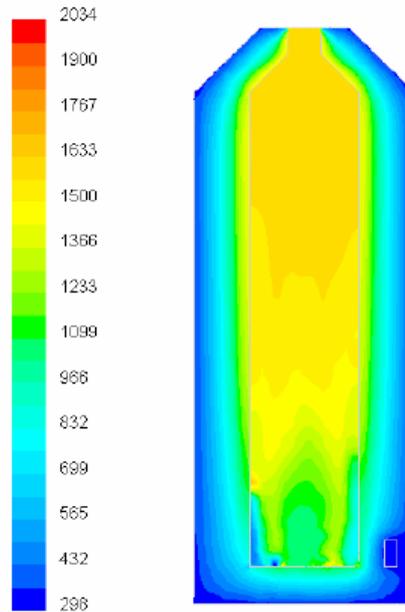
Uma comparação qualitativa entre os perfis mostrados na Figura 8-55 e a distribuição de temperatura encontrada pela simulação numérica em Cunha (2005) pode ser feita se levarmos em contas que para os cálculos computacionais as condições de contorno,

como composição elementar do combustível, vazões de alimentação ar/combustível e conseqüentemente a razão de equivalência, eram um pouco diferentes. O combustível usado por Cunha (2005) apresentava a análise elementar como mostrada na Tabela 8.3 e para esta composição e razões de vazão de ar e combustível de 0,2565kg/s e 0,03963kg/s, respectivamente, a razão de equivalência era de  $\Phi = 1,016$ . Essas diferenças por si só já geram grandes diferenças nos resultados, e se além destas fossem levadas em consideração o tempo de residência, as condições ambientais e estruturais da câmara, a granulometria da serragem, dentre outros, teríamos muitos pontos à investigar.

**Tabela 8.3 – Análise elementar do combustível usado na simulação numérica em Cunha (2005)**

<b>Elemento</b>	<b>% em peso</b>
Carbono (C)	50,2
Hidrogênio (H)	6,2
Oxigênio (O)	43,5
Nitrogênio (N)	0,1

A Figura 8-56 mostra então o campo de temperatura encontrado por Cunha (2005) sob as condições citadas anteriormente. Na entrada do combustor é possível notar uma diferença considerável entre a temperatura no centro e na parede (visualizada em tons de azul, amarelo e verde). Isso pode ser explicado pela análise do escoamento nesta região que apresenta maior intensidade de rotação gerando vórtices de ar com temperaturas próximas a do ar de alimentação (Cunha, 2005). Esta diferença entre temperatura no centro e na parede vai sumindo logo após a entrada até que se têm temperaturas mais uniformes nas seções transversais subsequentes (mostrado em tons de amarelo). Sendo assim, à grosso modo, é possível notar que tanto no espaço central quanto na parede da câmara do combustor a temperatura se mostra crescente da entrada até a chaminé.



**Figura 8-56 – Campo de temperatura (em K) do combustor ciclônico encontrado por Cunha (2005)**

A principal diferença entre os dados experimentais e campo de temperatura computacional mostrado fica bem claro na região próxima a saída, pois o primeiro apresenta uma ligeira queda de temperatura enquanto que o segundo não prevê esta queda.

### **1.26. Análise dos perfis de concentração de gases**

A peça chave para a compreensão dos fenômenos de combustão é a análise da composição de seus produtos gasosos. A partir da obtenção dessa informação é possível avaliar as etapas do processo de combustão e a consistência do campo de temperatura, por exemplo.

Sendo assim foi feita a junção dos perfis de concentração de gases e temperaturas médias, caracterizados pelo excesso de ar de alimentação médio e tempo de residência médio encontrados no ensaio E10 como mostrado nas Figura 8-57 e Figura 8-58, e a Figura 8-60 mais adiante.

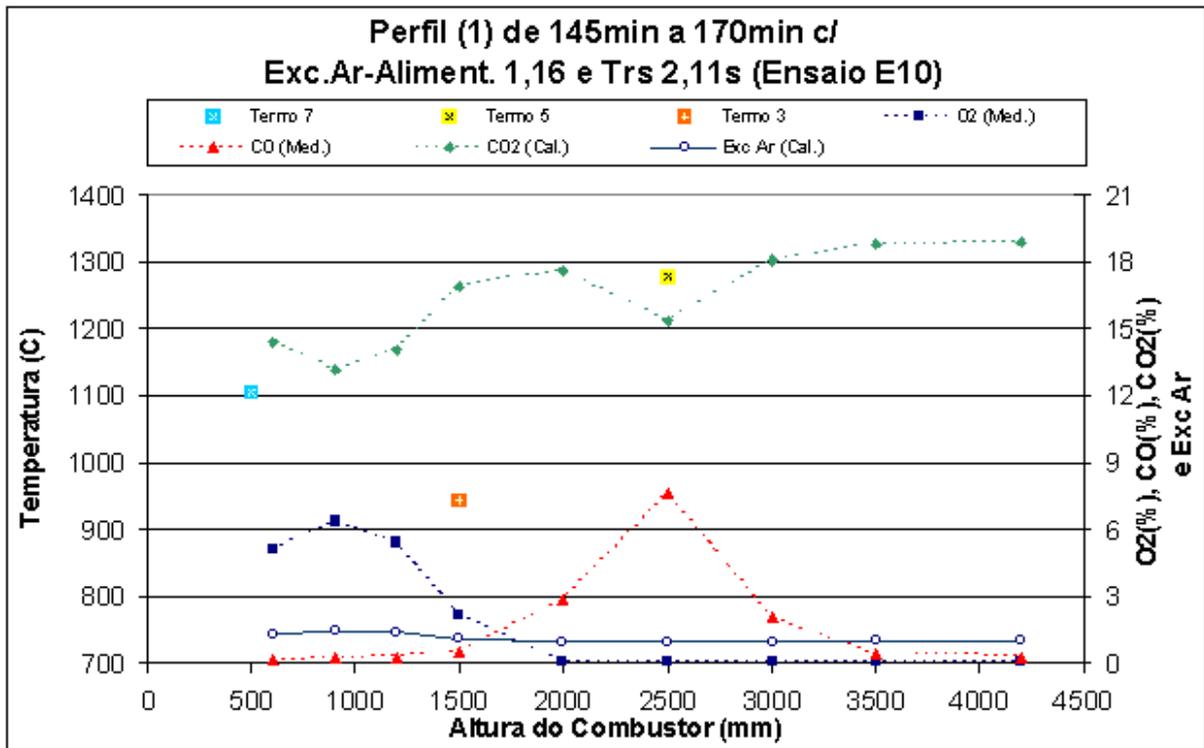


Figura 8-57 – Perfis 1 de concentração de gases e temperaturas médias do ensaio E10.

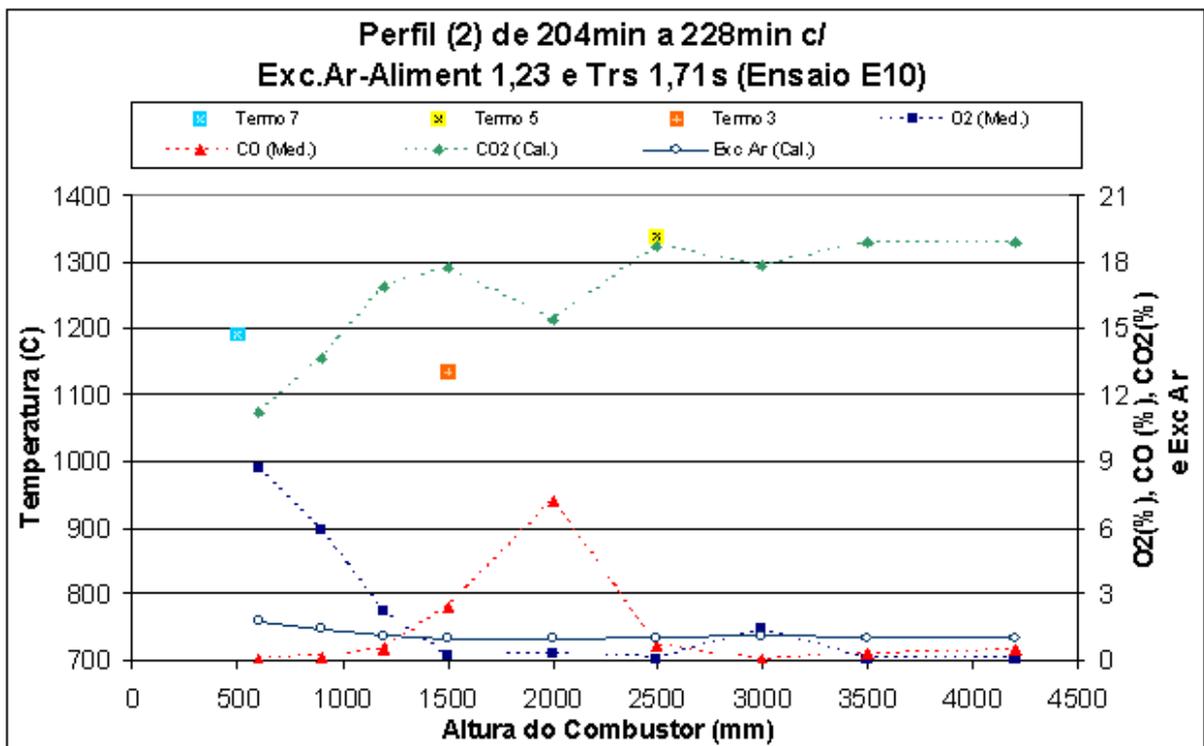


Figura 8-58 – Perfis 2 de concentração de gases e temperaturas médias do ensaio E10.

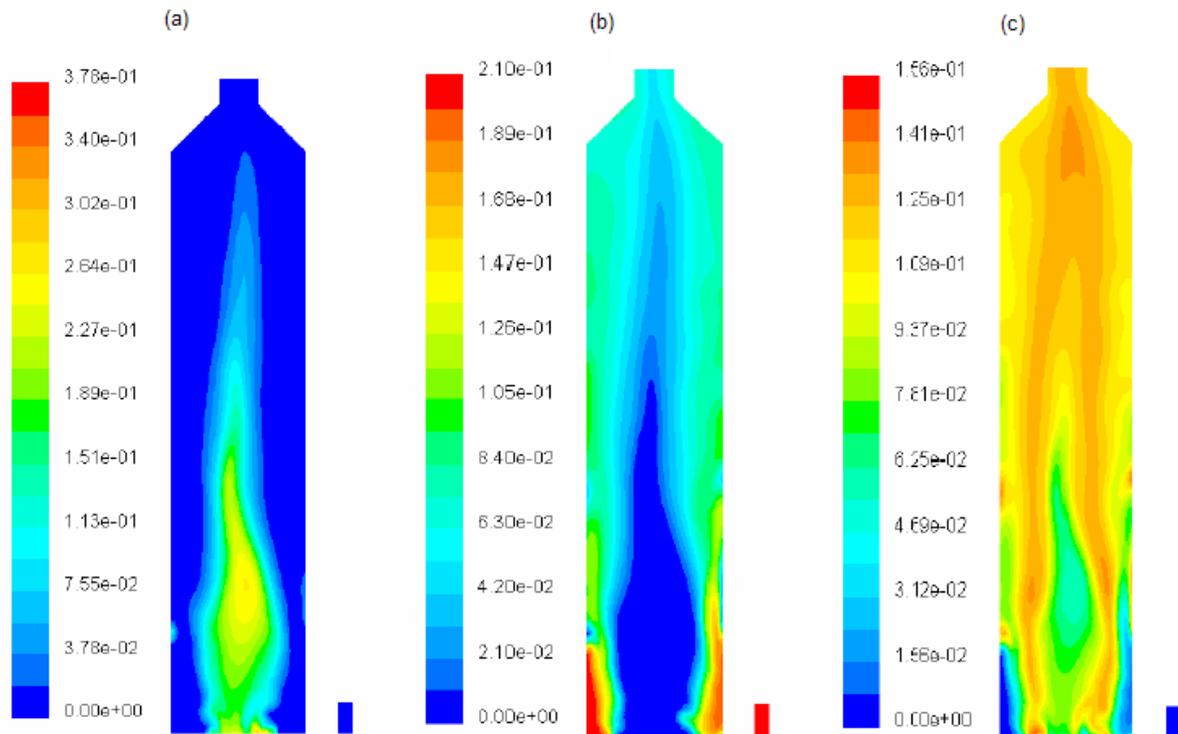
As Figura 8-57 e Figura 8-58 apresentam comportamentos bem semelhantes, apesar das diferenças entre os excesso de ar e tempo de residência. Baseado no modelo de duas camadas da oxidação do resíduo carbonoso (Capítulo 2) onde o  $\text{CO}_2$  antes da região de chama dá origem ao CO na superfície da partícula, na parede do combustor quem faz esse papel, aparentemente, é o  $\text{O}_2$ , pois o mesmo vai sumindo em função da altura do combustor enquanto que o CO vai aparecendo. Isso talvez ficasse claro se fosse feita uma medição de concentração de particulado (carbono) na parede. Após o pico de concentração de CO (aproximadamente na metade da câmara de combustão), o mesmo vai “sumindo” até seu fim próximo a chaminé. Este desaparecimento coincide com a região de maior temperatura do combustor, então é provável que na verdade o CO esteja sendo convertido em  $\text{CO}_2$ , o que geraria a energia para explicar este perfil de temperatura. Porém para que isso fosse verdade seria necessário que houvesse oxigênio por perto. Este oxigênio pode estar presente no centro do combustor e por difusão migraria para a parede e reagiria com o monóxido de carbono. Isso reforçaria a idéia de que o vigor da ação ciclônica força as partículas contra a parede e que a combustão ocorre na camada limite perto da mesma (Tillman, 1991).

Os cálculos dos coeficientes de excesso de ar local próximo de resulta em aproximadamente 1,0 para a região acima de 2.0m da entrada da câmara de combustão nas figuras 7.5(a) e 7.5(b) o que indicam que a conversão de CO se dá à razão estequiométrica (Martin, 2007). Isso talvez explique por que o  $\text{O}_2$  não aparece nessa região. Além disso, esta região encontra-se com temperaturas próximas e acima de  $1200^\circ\text{C}$ , o que caracteriza a “zona III” descrita no item 2.2.3, ou seja, uma região onde a oxidação se limita pela difusão do  $\text{O}_2$  pois a cinética química garante elevada taxa de reação.

Um perfil axial de concentração de monóxido de carbono e oxigênio talvez revelasse a presença de grande quantidade de  $\text{O}_2$  no centro da câmara nesta região, porém isto não foi averiguado experimentalmente, ao passo que fora calculados por Cunha (2005)

Se compararmos os perfis 1 e 2 de concentração de CO e  $\text{O}_2$  do ensaio E10 com os perfis encontrados por Cunha (2005), veremos que os mesmo divergem consideravelmente.

As Figura 8-59 (a) e (b) mostram os campos de distribuição molar calculados para o combustor ciclônico nas condições citadas no item 8.2.1.



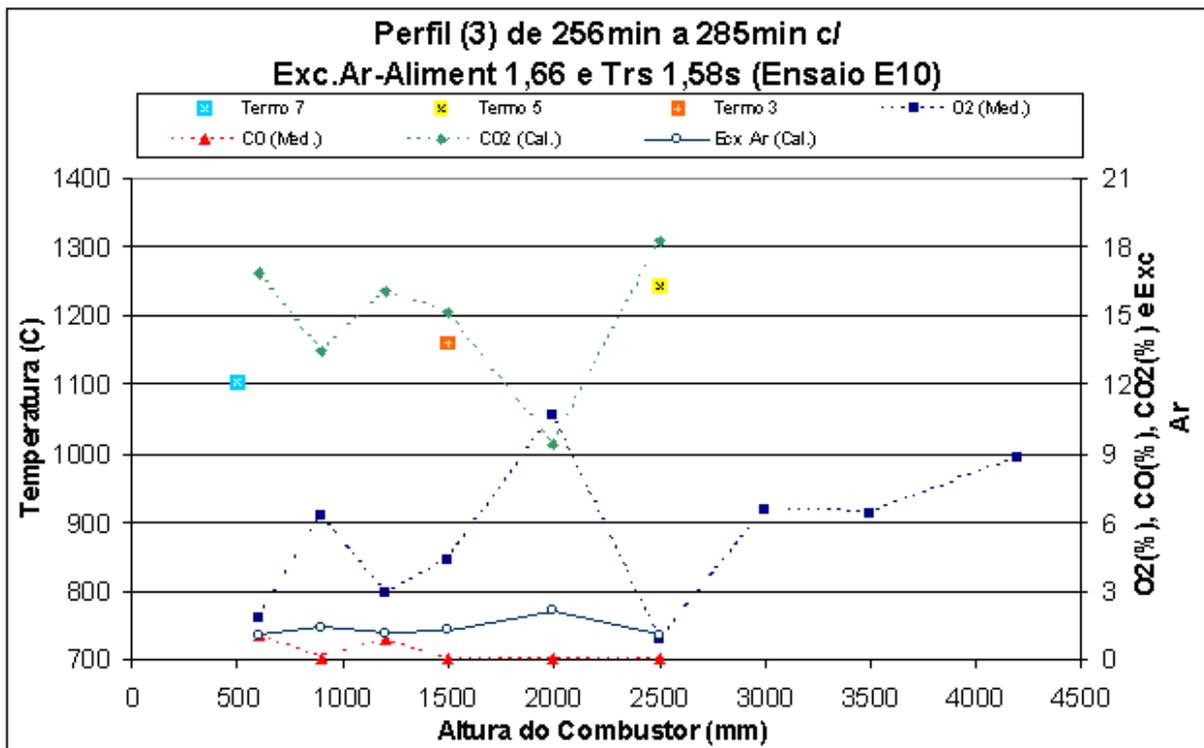
**Figura 8-59 – Campo de fração molar de CO (a), O<sub>2</sub> (b) e CO<sub>2</sub> (c) calculado por Cunha (2005)**

Na Figura 8-59 (a) Cunha (2005) prevê uma fração molar de CO muito pequena e/ou próxima de zero na parede do combustor desde a entrada até a saída. Para o O<sub>2</sub> (Figura 8-59 (b)) essa fração é alta na entrada (parede) e vai caindo sem, no entanto, chegar próximo de zero em nenhum momento até a chaminé. Por essas diferenças não foi possível se estabelecer nenhuma comparação entre os perfis experimentais e os cálculos computacionais apresentados até o momento.

### 1.26.1. Excesso de ar de alimentação máximo

Outro perfil importante é o perfil de concentração número 3 encontrado no ensaio E10. A Figura 8-60 mostra que para um excesso de ar de 1,66 e tempo de residência 1,70s a concentração de O<sub>2</sub> se torna instável ao longo da parede e a concentração de CO é muito

pequena nos primeiros 2,5m da entrada da câmara de combustão e não foi definida no restante por problemas com o analisador.



**Figura 8-60 – Perfil 3 de concentração de gases e temperaturas médias do ensaio E10**

O perfil de temperatura média mostrado na Figura 8-60 está abaixo dos perfis apresentados nas Figura 8-57 e Figura 8-58 o que indica que a câmara sofreu um ligeiro resfriamento durante a tomada desses dados.

Esse comportamento é característico de instabilidade de chama. Como regra geral os limites de inflamabilidade superior e inferior são, respectivamente, 2 e 0,5 vezes o valor da razão estequiométrica (Glassman, 1996). Na Figura 8-60 o valor do coeficiente de excesso de ar fica acima de 2,0 à cerca de 2m da entrada do combustor. Sendo assim é possível se ter atingido o limite de inflamabilidade. Durante o experimento, neste momento foi possível se visualizar uma fumaça escura na chaminé (fuligem), mesmo após o sistema de filtragem, como mostrado na Figura 8-61 (a). Este comportamento foi sanado quando o excesso de ar de alimentação chegou próximo à 1,4 e manteve-se assim para razão menores que 1,4 quando a fumaça preta desapareceu (Figura 8-61 (b)).

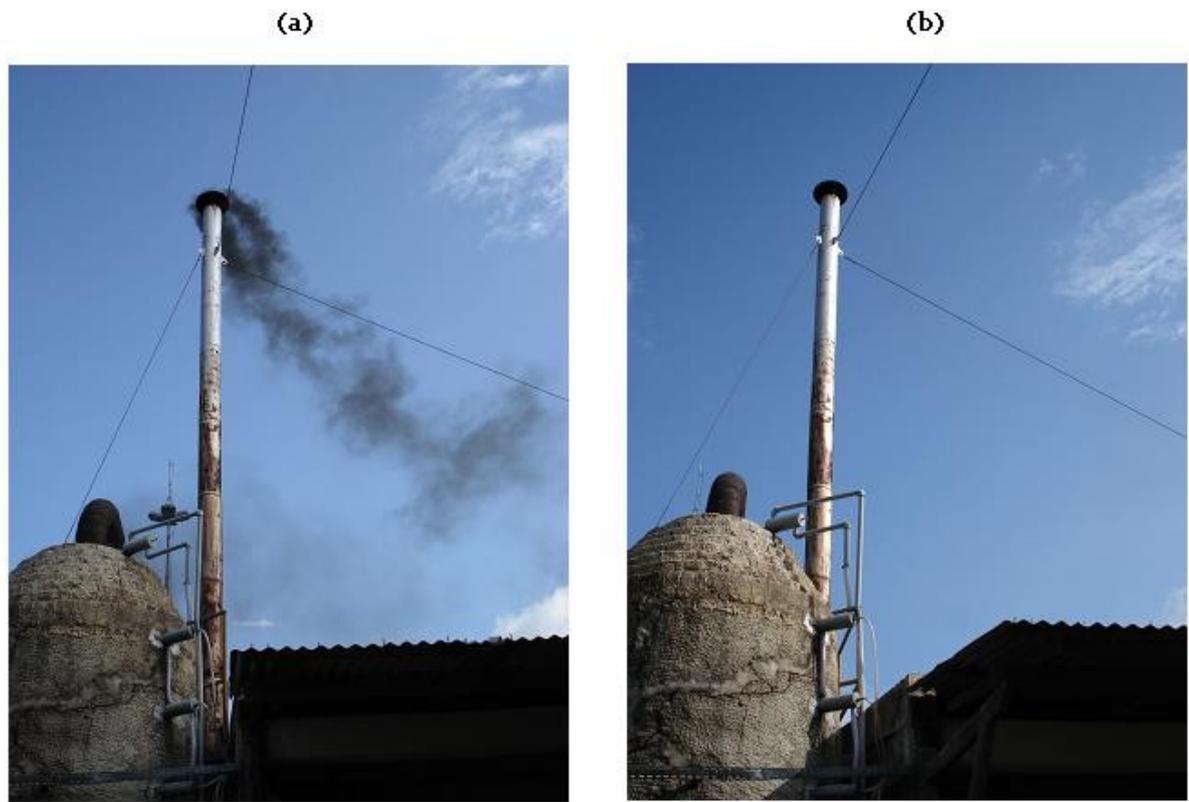


Figura 8-61 – Chaminé do combustor para excesso de ar acima de 1,4 (a) e abaixo de 1,4 (b).

## PARÂMETROS CONSTRUTIVOS DO COMBUSTOR CICLÔNICO

O objetivo deste capítulo será propor uma metodologia inicial para o dimensionamento de um combustor ciclônico para incineração de material particulado, baseada nas dimensões propostas inicialmente no projeto piloto, com intuito de a partir dos dados experimentais obtidos, identificar quais seriam as dimensões ótimas do combustor (altura e diâmetro) e a potência adequada para o sistema de injeção ar/serragem para um consumo específico de combustível esperado (em kg de serragem por hora, por exemplo).

### 1.27. Parâmetros de projeto

#### 1.27.1. Vazão mássica total

Para dar início a metodologia de dimensionamento do combustor, começaremos pelo consumo de combustível ( $\dot{m}_{Comb(u)}$ ) o qual se deseja incinerar. Para uma dada vazão de serragem tem-se a necessidade de uma determinada vazão de ar ( $\dot{m}_{Ar}$ ) que atenda as condições ideais para uma combustão eficiente. Essa proporção é encontrada pela equação da seguinte forma:

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}} = \lambda_{ar} \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}} \right)_{st}$$

onde  $\left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}} \right)_{st}$  é obtido pelo balanço da equação global da combustão de um dado combustível (equação ). Para o presente trabalho temos que a razão estequiométrica é de 4,55kg de ar para cada 1,00kg de combustível úmido, (por unidade tempo).

A partir da equação é possível se determinar um fluxo ideal de ar como uma função do consumo desejado de biomassa úmida como a seguir:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{Comb(u)} \lambda_{ar} \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}_{st}} \right)$$

E assim o fluxo de massa total definido pela equação pode ser reescrito da seguinte maneira:

$$\dot{m} = \dot{m}_{Comb(u)} \left( 1 + \lambda_{ar} \left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{Comb(u)}_{st}} \right) \right)$$

### 1.27.2. Tempo de residência mínimo

O tempo de queima do combustível é um dos principais parâmetros de projeto pois ele representa o tempo mínimo ao qual uma partícula deve permanecer em uma câmara de combustão para que a mesma seja completamente consumida. No entanto, o cálculo do tempo de queima não é simples pois depende da resolução de sistemas iterativos.

Neste caso, adotaremos um caminho paralelo para assegurar que a biomassa atinja sua completa combustão, o tempo de residência. Sabemos que se o tempo de residência da partícula dentro da câmara de combustão for maior do que o tempo de queima então teremos, predominantemente gases da combustão completa na chaminé.

Usando a análise dos perfis de concentração gasosa (Figura 8-58 e Figura 8-60) notamos que para tempos de residência bem próximos (algo em torno de 1,70s) temos perfis gasosos bem distintos, o que se deve, provavelmente pelos níveis de excesso de ar em cada perfil.

No intuito de se estabelecer um valor mínimo para o tempo de residência, adotaremos como aproximação inicial o valor de 1,70s pois este atende os níveis de concentração gasosa esperados na chaminé do conciclone, desde que atendidas também as condições ótimas de excesso de ar (como mostrado na Figura 8-58).

A partir da equação do tempo de residência podemos encontrar uma relação deste parâmetro com o volume da câmara de combustão como mostrado na expressão a seguir:

$$V = t_{rs} \dot{m} T \frac{R}{MP}$$

Sendo o volume da câmara dado pelo produto entre a altura ( $h$ ) e a área da secção axial da mesma ( $A_{sa}$ ), temos:

$$hA_{sa} = t_{rs} \dot{m} T \frac{R}{MP}$$

### 1.27.3. Temperatura média da câmara

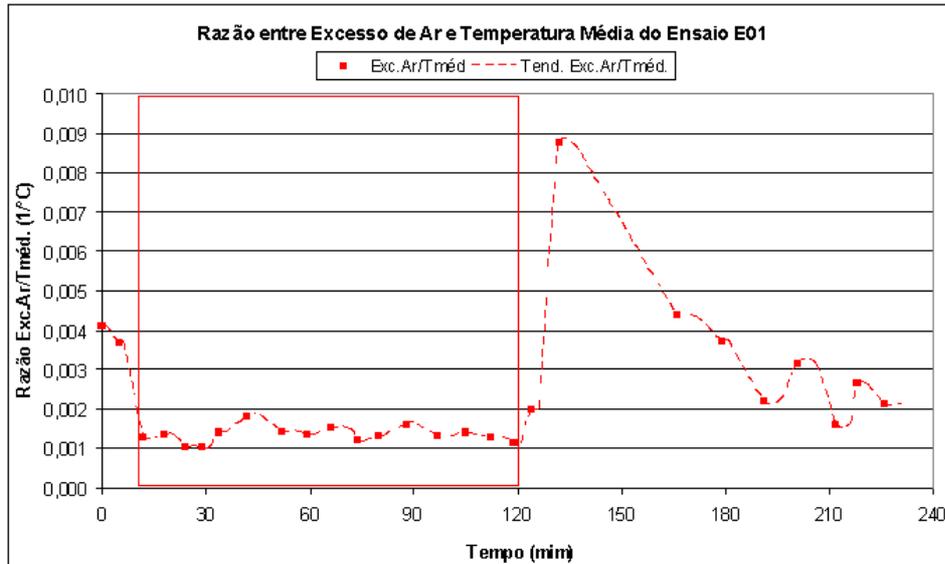
Entendemos que, assim como a temperatura adiabática é uma função do excesso de ar (Turns, 2000), a temperatura média de uma câmara de combustão também é, haja vista que esta nada mais é do que uma função da temperatura adiabática associada às perdas e conversões energéticas do sistema. Sendo assim, assumimos que  $T$  é inversamente proporcional ao excesso de ar ( $\lambda_{ar}$ ) e que ambos se relacionam de acordo com a seguinte equação:

$$T = \frac{c_1}{\lambda_{ar}}$$

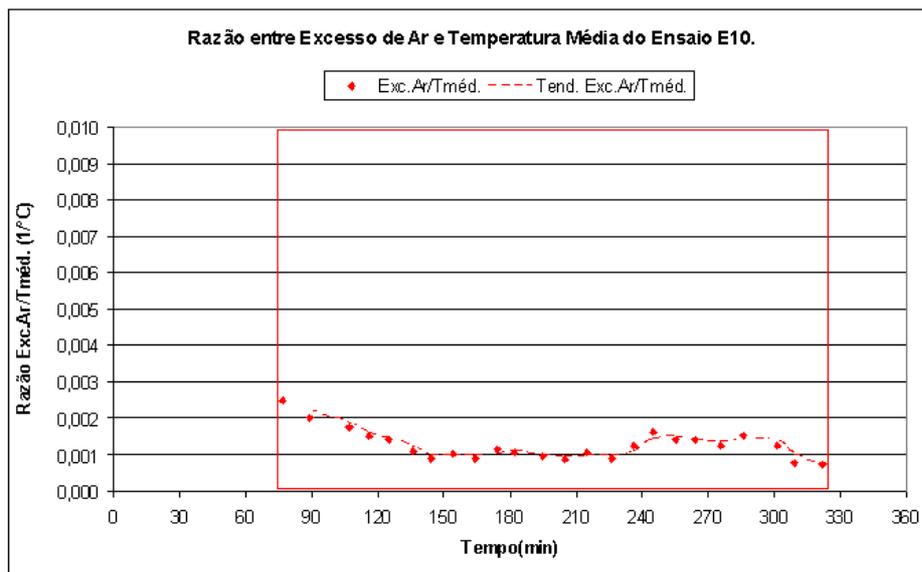
onde  $c_1$  é a constante de proporcionalidade a qual pode ser obtida experimentalmente pela equação:

$$c_1 [^{\circ}C] = T \lambda_{ar}$$

A partir dos dados experimentais obtidos podemos calcular o valor de  $c_1$  para os ensaios E01 e E10. Desta forma encontramos os seguintes gráficos correspondentes:



**Figura 9-62 – Relação entre temperatura média e excesso de ar para o ensaio E01.**



**Figura 9-63 – Relação entre temperatura média e excesso de ar para o ensaio E10.**

Na Figura 9-62 encontramos um período de condições estáveis entre 15 e 120 minutos (conforme descrito no capítulo 1.16.4) e para o período destacado dentro do retângulo vermelho temos um valor médio de  $\bar{c}_{1E01} = 1740$ . Da mesma forma para o ensaio E10 encontramos o intervalo entre 75 e 325 minutos na Figura 9-63 um período representativo de boas condições experimentais e, para este intervalo temos o valor médio

de  $\bar{c}_{1E10} = 1613$ . Estes valores médios são relativamente próximos, sendo então adotado um valor médio extraído dos dois experimentos como segue:

$$\bar{c}_1 = \frac{\bar{c}_{1E01} + \bar{c}_{1E10}}{2} = 1677^{\circ}c$$

Sendo assim podemos reescrever a equação para encontramos a equação semi-empírica a seguir:

$$T = \frac{1677}{\lambda_{ar}}$$

Considerando que a equação foi encontrada a partir de dados experimentais, a mesma deve ser usada com cuidado. Deve-se estar atento a faixa de excesso de ar e o regime de estabilidade de alimentação do sistema. Pontos afastados das condições estequiométricas geram instabilidade de chama e inviabilizam a aplicação da equação, bem como variações significativas e repentinas nas condições de alimentação que forçam o sistema a encontrar novos patamares de equilíbrio energéticos e que por isso faz-se necessário certo tempo para se alcançar o equilíbrio.

#### 1.27.4. Número de *Swirling*

Para um combustor ciclônico um parâmetro de projeto importante é o número de *swirling* (parâmetro que mede a intensidade rotacional), o qual é definido como:

$$S = \frac{G_{\theta}}{RG_x}$$

Este parâmetro relaciona o fluxo axial de momento angular ( $G_{\theta}$ ) e o fluxo axial de momento axial ( $G_x$ ) (Fredriksson, 1999), sendo:

$$G_{\theta} = \int \rho r v_{\theta} v dA$$

e

$$G_x = \int \rho u v dA$$

onde  $v$  é o vetor velocidade,  $A$  é o vetor de área,  $\rho$  é a massa específica do fluido considerado,  $v_\theta$  é a velocidade tangencial,  $r$  a coordenada radial,  $u$  a velocidade axial e  $R$  o raio hidráulico da secção considerada.

Considerando que  $v_\theta$  varia com  $r$  e que  $u$  varia com o eixo axial, deveria ser feito medidas de tais perfis de velocidade para se encontrar as funções correspondentes. Assim o cálculo do número de *swirlinging* seria feito para cada secção infinitesimal ( $dA$ ). Porém, para a situação apresentada, isso não foi possível e por isso este cálculo será feito apenas para a entrada do combustor, levando em contas a velocidade tangencial média de entrada como sendo a velocidade média de entrada, ou seja:

$$v_\theta = \frac{v_e}{2} = \frac{\dot{m}_e}{2\rho_e A_e}$$

onde  $\dot{m}_e$  é o fluxo de massa total de entrada e igual a  $\dot{m}$ ,  $A_e$  representa a área da secção de alimentação e  $\rho_e$  é seria massa específica do nitrogênio sob as condições de entrada da câmara, sendo este último dado por:

$$\rho_e = \frac{M_{N_2} P}{RT_e}$$

Neste caso  $T_e$  é a temperatura de entrada a qual será admitida como temperatura ambiente.

A velocidade axial  $u$  é obtida pela equação do fluxo de massa na secção axial ( $\dot{m}_a$ ) com base nas propriedades do  $N_2$  submetido as condições médias da câmara em regime.

Assim temos:

$$u = \frac{\dot{m}_a}{\bar{\rho}_{N_2} A_{sa}}$$

onde o fluxo de massa axial é igual ao fluxo total de entrada  $\dot{m}$ ,  $A_{sa}$  é a área da secção axial ( $A_{sa} = 2\pi R^2$ ) e  $\bar{\rho}_{N_2}$  é obtido a partir da equação a seguir:

$$\bar{\rho}_{N_2} = \frac{M_{N_2} P}{RT}$$

sendo  $T$  obtida pela equação .

Aplicando-se as simplificações matemáticas nas equações e , obtemos:

$$G_\theta = \bar{\rho} R \bar{v}_\theta \bar{u} A_e$$

e

$$G_x = \bar{\rho} \bar{u}^2 A_{sa}$$

Substituindo as equação e na equação e fazendo as simplificações obtemos:

$$S = \frac{\bar{v}_\theta}{u} = \frac{v_e / 2}{u}$$

Finalmente, substituindo as equações e , e posteriormente as equações e na equação , teremos:

$$S = \frac{A_e T_e}{2 A_{sa} T}$$

Para encontrar uma faixa apropriada do número de *swirling* para as dimensões propostas ao combustor ciclônico, utilizaremos as suas dimensões originais, desta forma encontraremos a proporção entre a área de entrada (ou área de injeção) ( $A_e$ ) e área da secção axial ( $A_{sa}$ ), juntamente com as condições de alimentação ar/combustível que se mostraram mais apropriadas durante os experimentos ( $\lambda_{ar}$  ótimo).

Seguindo os dados de projeto encontramos então:

$$\frac{A_{sa}}{A_e} = \frac{\pi(0,42)^2}{0,2 \times 0,08} = 34,62$$

Utilizando-se desta proporção entre as áreas da secção axial e da entrada da câmara, pretende-se assegurar condições hidrodinâmicas semelhantes às da geometria do comiclone.

Conforme a análise feita no capítulo 8 foi constatado que para valores de excesso de ar acima de 1,4 o combustor produzia considerável quantidade de fuligem, portanto, para o cálculo dos parâmetros de projeto, serão recomendados como níveis ótimos de excesso de ar entre  $1,0 < \lambda_{ar} < 1,4$ . Lembrando que para  $\lambda_{ar}$  próximo de 1,0, pela equação teríamos temperatura média próxima a  $1677^\circ\text{C}$ , o que requereria maior atenção ao material de alvenaria do combustor.

Sendo  $T$  uma função direta de  $\lambda_{ar}$ , temos o número de *swirling* como uma função indireta de  $\lambda_{ar}$ . E para os limites propostos ( $1,0 < \lambda_{ar} < 1,4$ ) teríamos:

$$3,14 < S < 4,39$$

Evidentemente este intervalo não representa o verdadeiro sentido do número de *swirling* uma vez postas as simplificações descritas anteriormente, no entanto este parâmetro será usado como um dos pilares para se estabelecer uma metodologia que permita o dimensionamento de um combustor ciclônico eficiente.

### 1.27.5. Potência do sistema de alimentação

A partir da análise dos gases na câmara de combustão, encontramos que para condições de entrada ótimas (Figura 8-57 e Figura 8-58), a concentração de CO chega a níveis muito baixos em torno de 3,0 a 3,5m de distância da entrada. Essa observação nos remete a uma razão mínima entre altura (h) e diâmetro (d) da câmara que garanta a combustão eficiente neste sistema.

Por se tratar de um escoamento turbulento e por precaução, inicialmente, assumiremos que a proporção mínima entre altura e diâmetro deva ser de 3,5m para 0,84m, ou seja:

$$\left(\frac{h}{d}\right)_{\min} = \frac{3,5}{0,84} = 4,16$$

Para o cálculo da potência do sistema de alimentação partindo da equação da potência hidráulica ( $Pot$ ):

$$Pot = \dot{m}gH$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade e  $H$  é dado por:

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + Z\right)_{\text{descarga}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{\bar{v}^2}{2g} + Z\right)_{\text{sucção}}$$

Para a equação algumas considerações devem ser feitas: a diferença entre as pressões ( $P$ ) de sucção e descarga é desconhecida e a diferença entre as energias potenciais ( $Z$ ) de sucção e descarga da bomba serão desprezadas por ser considerada muito pequena, além disso, a velocidade de entrada é considerada nula, haja vista que a mistura ar/serragem deve ser acelerada a partir do repouso para então ser injetada na câmara. Assim a equação se torna:

$$H = \frac{1}{g} \left[ \left( \frac{P_d}{\rho_d} + \frac{P_s}{\rho_s} \right) + \left( \frac{\bar{v}_d^2}{2} \right) \right]$$

onde  $P_d$  e  $P_s$  são as pressões de descarga e sucção, respectivamente;  $\rho_d$  e  $\rho_s$  são as massas específicas do nitrogênio sob as condições médias do interior da câmara e na entrada, respectivamente;  $\bar{v}_d$  é a velocidade tangencial de entrada e é igual a  $v_\theta$ , ou seja:

$$H = \frac{1}{g} \left[ \left( \frac{P_d}{\bar{\rho}_{N_2}} + \frac{P_s}{\rho_e} \right) + \left( \frac{v_\theta^2}{2} \right) \right]$$

Substituindo a equação (9.12), (9.13) e (9.15) em (9.26) temos:

$$H = \frac{1}{g} \left[ \frac{R}{M_{N_2}} (\bar{T} - T_s) + \frac{1}{8} \left( \frac{\dot{m}}{\rho_e A_e} \right)^2 \right]$$

Consequentemente, substituindo a expressão (9.27) em (9.23), temos:

$$Pot[W] = \dot{m} \left[ \frac{R}{M_{N_2}} (\bar{T} - T_s) + \frac{1}{8} \left( \frac{\dot{m}}{\rho_e A_e} \right)^2 \right] \quad (9.28)$$

### 1.28. Exemplo de dimensionamento através do método proposto

Através da metodologia proposta no item 1.27 é possível encontrar os principais parâmetros de projeto para o dimensionamento de um combustor ciclônico apropriado para o mesmo fim e com as mesmas características básicas do original usado neste trabalho.

Admitindo-se que se trata de uma serraria de pequeno à médio porte com produção média 100kg de rejeito (serragem) por hora de produção. Essa vazão mássica será a base para todo o calculo subsequente, haja vista, que o combustor deve estar apto para queimar esta taxa em regime constante.

Entrando na equação (9.3) com a razão estequiométrica (ar/combustível) usada no comiclone no valor  $\left( \dot{m}_{ar} / \dot{m}_{Comb(u)} \right)_{st} = 4,55$ ; o excesso de ar médio  $\lambda_{ar} = 1,20$  encontrado na faixa de melhor rendimento dos experimentos; juntamente com o fluxo de biomassa que se deseja incinerar, neste caso  $\dot{m}_{Comb(u)} = 100kg/h$  de serragem, temos o fluxo total de massa que será injetada na câmara de combustão, neste caso  $\dot{m} = 646kg/h$ .

Em seguida pode-se calcular a temperatura média da câmara atreves do valor médio do excesso de ar utilizando-se a equação (9.8). Sendo assim a câmara deve ser projetada para suportar uma temperatura média  $T = 1397,5K$ .

Outro dado importante a ser calculado é o volume da câmara de combustão, o qual pode ser determinado a partir da equação (9.4) ou (9.5). Os dados utilizados neste caso

seriam: o tempo de residência mínimo ( $t_{rs} = 1,70s$ ); a vazão mássica total em kg/s (neste exemplo  $\dot{m} = 0,179kg/s$ ); a temperatura média encontrada ( $T = 1397,5K$ ); a constante universal dos gases perfeitos ( $R = 8,314kPa \cdot m^3/kmol \cdot K$ ); a massa molar do  $N_2$  ( $M_{N_2} = 28kg/kmol$ ); e a pressão atmosférica ( $P = 101,325kPa$ ). Sendo assim teríamos um volume  $V = 1,25m^3$  para a câmara cilíndrica onde deve ocorrer a queima completa do combustível.

Para determinarmos a altura ( $h$ ), o diâmetro (representado pela área da secção axial  $A_{sa}$ ), a área de entrada ( $A_e$ ) e a potência de injeção do combustor temos inicialmente quatro variáveis e apenas duas equações (a saber, equações e ).

Para sair desse impasse utilizamos a equação (9.22), sabendo-se o volume da câmara ( $V = 1,25m^3$ ), determinando a razão entre a altura e o diâmetro (área da secção axial), eliminando duas incógnitas. Ou seja,  $h = 3,016m$  e  $d = 0,725m$  ( $A_{as} = 0,4143m^2$ ).

Na equação encontramos uma relação indireta entre excesso de ar (incorporado no valor da temperatura média) e número de *swirling*. (neste exemplo, para  $\lambda_{ar} = 1,20$  temos  $S = 3,765$ ). Ainda com a mesma equação, entramos com a temperatura ambiente ( $T_e = 303,75K$ ) e a área da secção axial encontrada anteriormente e obtemos a área de entrada  $A_e = 0,012m^2$ .

Finalmente, para o cálculo da potência de injeção utilizamos a equação (9.28), haja vista que todos os dados já foram encontrados anteriormente: fluxo de massa total ( $\dot{m} = 0,179kg/s$ ); a constante universal dos gases perfeitos ( $R = 8,314kPa \cdot m^3/kmol \cdot K$ ); a massa molar do  $N_2$  ( $M_{N_2} = 28kg/kmol$ ); a massa específica do nitrogênio nas condições de

entrada ( $\rho_e = 1,16 \text{ kg/m}^3$ ); a temperatura na entrada ( $T_e = 303,75 \text{ K}$ ); a temperatura média prevista para este exemplo ( $T = 1397,5 \text{ K}$ ); e a área da entrada ( $A_e = 0,012 \text{ m}^2$ ). Desta forma encontramos que  $Pot = 61,83 \text{ W}$ . Considerando que a bomba tem uma eficiência de 60%, a potência real do sistema seria  $Pot(r) = 103,05 \text{ W}$ .

## CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As dificuldades para a execução deste trabalho vão desde a carência de cooperação entre a iniciativa privada (indústrias madeireiras) e a instituição de ensino (UFPa) até problemas corriqueiros com a instrumentação usada nos ensaios experimentais. As condições de trabalho atingidas pelo combustor talvez tenham sido subestimadas durante o projeto, haja vista que se trata de um projeto pioneiro. Neste aspecto as elevadas temperaturas alcançadas na câmara de combustão geraram grandes transtornos estruturais e avarias nos equipamentos de medição usados, chegando ao décimo teste (cerca de 3 horas de queima por ensaio) com apenas três dos oito termopares usados inicialmente, e vários reparos físicos no combustor feitos entre um teste e outro.

A análise dos gases na parede e na chaminé da câmara de combustão indicam que o equipamento produz concentrações de monóxido de carbono imperceptíveis pelo analisador Tempest 100, para razões de equivalência pobres, porém acima de 0,7, o que atende as exigências das normas ambientais. Já para razões de equivalência abaixo de 0,7 o sistema apresentou tendência a entrar em regime de instabilidade de chama e gerou

grande quantidade de fuligem. Por outro lado, devido a problemas com o aumento da temperatura não foi estabelecido um limite superior para a razão de equivalência.

Pelos dados obtidos nos experimentos foi possível identificar 3 zonas dentro da câmara de combustão. A primeira vai da entrada à aproximadamente 1,5m de altura onde algumas características como temperatura relativamente moderada com tendência ao decréscimo, juntamente com a diminuição do nível de oxigênio, o que indicam as fases da secagem e pirólise da biomassa, que são basicamente processos endotérmicos. A partir deste ponto encontramos uma segunda zona onde o aumento da concentração de monóxido de carbono é marcante até aproximadamente os 2,5m de altura. Essa etapa é exotérmica e isso fica evidente no incremento da temperatura nesta mesma zona. A última etapa da combustão fica marcada na terceira zona, a cerca de 2,5m até o topo da câmara de combustão onde o nível de monóxido de carbono vai praticamente a zero e a temperatura chega aos maiores patamares.

Os perfis de temperatura encontrados demonstram que o equipamento pode ser adaptado para co-geração de energia, a partir de um grupo gerador movido a vapor, por exemplo, destacando-se para este fim a região superior da câmara (acima de 2,5m) onde se encontram as mais altas temperaturas (acima de 1300°C para razões de equivalência superiores a 0,7). Porém, para geração de vapor, se faz necessária uma reavaliação da estrutura física do combustor como um todo, pois a mesma não se mostrou adequada para operação em escala industrial.

O sistema de alimentação de combustível bem como a variedade de combustível usado nos experimentos (serragem de diferentes granulometrias, teor de umidade, etc) foi o gargalo para o estabelecimento de condições mais estáveis de queima, prejudicando principalmente o quesito repetibilidade nos ensaios. Desta forma, um novo sistema dosador de serragem que permitisse maior controle da vazão de combustível seria indicado para novos ensaios.

A quantidade de dados de concentração de gases obtidos é muito pequena para que se possa fazer uma análise quantitativa mais aprofundada do processo de combustão no

interior da câmara, por isso é sugerido que novos testes sejam feitos para aquisição de mais dados comparativos.

Por fim, a obtenção de perfis de temperatura e concentração de gases em seções transversais na câmara de combustão dará maior esclarecimento sobre os fenômenos relatados. Além disso, contribuiriam ainda mais para a comparação com cálculos computacionais para validar os modelos usados. Nesse aspecto, seria interessante também que se façam novos cálculos usando-se os dados experimentais registrados neste trabalho como entrada, inclusive fazendo uma segunda simulação utilizando como dados de entrada as medidas encontradas no exemplo proposto pela metodologia apresentada neste trabalho.

## **REFERÊNCIAS**

## ANEXO 1

### CARACTERIZAÇÃO DA BIOMASSA USADA NO ENSAIO E10.

Teor de umidade:

<b>Ensaio E10 - EBMA (UFPA)</b>			
<b>Teor de umidade</b>	<b>Amostra 1</b>	<b>Amostra 2</b>	<b>Amostra 3</b>
Teste 1 (%)	11,22	19,54	20,48
Teste 2 (%)	11,22	11,45	20,48
Teste 3 (%)	11,10	11,23	20,46
Média (%)	11,18	14,07	20,47

**Tabela A.1 – Teor de umidade obtido pelo EBMA (UFPA)**

Teor de voláteis:

<b>Ensaio E10 - EBMA (UFPA)</b>			
<b>Teor de voláteis</b>	<b>Amostra 1</b>	<b>Amostra 2</b>	<b>Amostra 3</b>
Teste 1 (%)	79,11	82,40	81,37
Teste 2 (%)	80,28	81,40	81,18
Teste 3 (%)	78,85	81,64	80,87
Média (%)	79,41	81,82	81,14

**Tabela A.2 – teor de voláteis obtido pelo EBMA (UFPA)**

Teor de cinzas

<b>Ensaio E10 - EBMA (UFPA)</b>			
<b>Teor de cinzas</b>	<b>Amostra 1</b>	<b>Amostra 2</b>	<b>Amostra 3</b>
Teste 1 (%)	0,66	0,32	0,60
Teste 2 (%)	0,74	0,34	0,79
Teste 3 (%)	0,68	0,47	0,74
Média (%)	0,69	0,37	0,71

**Tabela A.3 – teor de cinzas obtido pelo EBMA (UFPA)**

Poder calorífico superior (PCS)

<b>Ensaio 10 - EBMA (UFPA)</b>			
<b>Poder Calorífico Superior (PCS)</b>	<b>Amostra 1</b>	<b>Amostra 2</b>	<b>Amostra 3</b>
Teste 1 (MJ/kg)	19,33	20,25	19,88
Teste 2 (MJ/kg)	19,70	19,93	19,86
Teste 3 (MJ/kg)	19,90	20,13	19,30
Média (MJ/kg)	19,64	20,10	19,68

**Tabela A.4 – poder calorífico superior obtido pelo EBMA (UFPA)**

Análise granulométrica

Identificação: Amostra 1

<b>Malha #</b>	<b>Abertura (µm)</b>	<b>Mas. Ret.</b>	<b>% Retida</b>	<b>% Acumulada</b>	<b>% Passante</b>
14	1190	55,10	21,64	21,64	78,36
28	595	55,49	21,80	43,44	56,56
42	354	25,56	10,04	53,48	46,52
65	210	17,85	7,01	60,49	39,51
100	149	16,97	6,67	67,16	32,84
200	74	26,89	10,56	77,72	22,28
270	53	6,36	2,50	80,22	19,78
325	44	17,31	6,80	87,02	12,98
-325	-44	32,58	12,80	99,82	0,18

**Tabela A.5 – Análise granulométrica da amostra 1 do ensaio E10.**

Identificação: Amostra 2

<b>Malha #</b>	<b>Abertura (µm)</b>	<b>Mas. Ret.</b>	<b>% Retida</b>	<b>% Acumulada</b>	<b>% Passante</b>
14	1190	63,04	23,26	23,26	76,74
28	595	84,83	31,30	54,56	45,44
42	354	38,49	14,20	68,76	31,24
65	210	30,07	11,09	79,85	20,15
100	149	17,92	6,61	86,47	13,53
200	74	18,44	6,80	93,27	6,73
270	53	4,60	1,70	94,97	5,03
325	44	13,15	4,85	99,82	0,18
-325	-44	0,49	0,18	100,00	0,00

**Tabela A.6 – Análise granulométrica da amostra 2 do ensaio E10.**

Identificação: Amostra 3

<b>Malha #</b>	<b>Abertura (µm)</b>	<b>Mas. Ret.</b>	<b>% Retida</b>	<b>% Acumulada</b>	<b>% Passante</b>
14	1190	12,86	11,89	11,89	88,11
28	595	37,56	34,72	46,60	53,40
42	354	32,05	29,62	76,23	23,77
65	210	16,04	14,83	91,05	8,95
100	149	4,22	3,90	94,95	5,05
200	74	2,94	2,72	97,67	2,33
270	53	0,87	0,80	98,47	1,53
325	44	1,06	0,98	99,45	0,55
-325	-44	0,59	0,55	100,00	0,00

**Tabela A.6 – Análise granulométrica da amostra 3 do ensaio E10.**