

ANO  
2016



UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC  
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT  
CURSO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS SOARES BALDANI | AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO ARRASTE  
DE AR INDUZIDO POR JATO DE COMBUSTÍVEL EM QUEIMADORES ATMOSFÉRICOS

Queimadores do tipo atmosférico são muito utilizados em fogões sejam de uso doméstico ou industrial. Este trabalho faz uma análise híbrida numérico experimental para determinar o arraste de ar promovido pelo jato de combustível ao deixar o bico injetor destes queimadores. A fim de determinar o melhor modelo de turbulência para caracterizar a física do fenômeno. O método de ANOVA é utilizado para a determinação da significância dos parâmetros geométricos em que para a vazão de combustível e concentração de oxigênio na região dos pórticos o diâmetro do injetor é o de maior relevância. Posteriormente é realizada a análise dos queimadores adotando-se o modelo de turbulência o *Realizable k-ε* onde se observa que o queimador com menor coeficiente de perda de carga é o que proporciona maior arraste.

Orientador: Paulo Sergio Berving Zdanski

Joinville, 2016

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

## AVALIAÇÃO NUMÉRICO- EXPERIMENTAL DO ARRASTE DE AR INDUZIDO POR JATO DE COMBUSTÍVEL EM QUEIMADORES ATMOSFÉRICOS

LUCAS SOARES BALDANI

JOINVILLE, 2016

**LUCAS SOARES BALDANI**

**AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO ARRASTE DE  
AR INDUZIDO POR JATO DE COMBUSTIVEL EM  
QUEIMADORES ATMOSFÉRICOS**

Dissertação do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM, do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski

**JOINVILLE, SC  
2016**



B175a      Baldani, Lucas Soares  
Avaliação numérico-experimental do arraste de ar induzido por jato de  
combustível em  
queimadores atmosféricos / Lucas Soares Baldani . – 2016.  
133 p. : il. ; 21 cm

Orientador: Paulo Sergio Berving Zdanski

Bibliografia: 114-120 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Estado Santa Catarina, Centro de  
Ciências Tecnológicas,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Mecânica, Joinville, 2016.

1. Dinâmica dos fluidos computacional. 2. Queimador atmosférico. 3. Modelo  
de turbulência.

4. SST. 5. Relizable k-e . I. Zdanski, Paulo Sérgio. II. Universidade do Estado  
Santa Catarina. Programa  
de Pós-Graduação em Engenharia de Mecânica. III. Título.

CDD 532.05 – 23.ed.



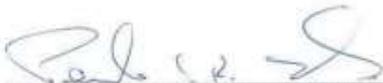
**Lucas Soares Baldani**

**Avaliação Numérico-Experimental do Arraste de Ar Induzido  
por Jato de Combustível em Queimadores Atmosféricos**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Acadêmico em Engenharia Mecânica como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração "Modelagem e Simulação Numérica".

**Banca Examinadora**

Orientador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Paulo Sergio Berving Zdanski  
CCT/UEDESC

**Membros**

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Roberto Wolf Francisco Junior  
CCT/UEDESC

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Dr. Rafael de Camargo Catapan  
UFSC

**Joinville,SC, 27 de setembro de 2016.**



Dedico este trabalho:  
aos meus pais: Plácido e Débora;  
à minha irmã Carolina.



## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, que nunca me abandonou seja qual for a jornada a ser seguida.

Agradeço também a minha família em especial meus pais que sempre foram meus pontos de apoio durante toda minha vida, me guiando no caminho a ser seguido, o que me fez ser a pessoa que sou hoje.

Agradeço também a Whirlpool Latin America, por todo o apoio para o desenvolvimento deste trabalho, não somente pelos equipamentos de laboratório quanto às licenças de software utilizadas, mas sim por todo corpo técnico cujas discussões me possibilitaram expandir meu conhecimento, em especial ao Gregory Gargioni, Marcio Demetrio, Felipe Santos, Rodrigo Faveri, Rodrigo Sigwalt e André Lopes.

A Bruna de Oliveira, Mariana Vilela e Marcelo Günther, por todo apoio emocional durante este trabalho.

Muito especial agradeço a Marco Antonio Bastos Gomes que foi peça fundamental para que eu conseguisse terminar este texto, através de seus conhecimentos na construção de um texto científico e pelo apoio demonstrado durante todo este desenvolvimento.

E finalmente agradeço à UDESC e seus colaboradores, principalmente ao professor Dr. Paulo Sérgio Berving Zdanski que me orientou ao longo deste trabalho através de seu vasto conhecimento na área de conhecimento da engenharia.



“Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que deveria ser, mas Graças a Deus, não sou o que era antes.”

(Martin Luther King)



## RESUMO

BALDANI, Lucas Soares. **AVALIAÇÃO NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO ARRASTE DE AR INDUZIDO POR JATO DE COMBUSTÍVEL EM QUEIMADORES ATMOSFÉRICOS** 2016. Dissertação para o título de mestre (Engenharia Mecânica – Área: Dinâmica dos Fluidos Computacional) – Universidade do Estado de Santa Catarina. Joinville, 2016.

Queimadores do tipo atmosférico são muito utilizados em fogões sejam de uso doméstico ou industrial. Estes são geralmente compostos de um corpo chamado de espalhador que contém os pórticos, que são locais onde tipicamente se tem a estabilização da chama. No conjunto também se encontra um bico injetor, um suporte para o bico injetor e uma capa. Este trabalho faz uma análise híbrida numérico experimental para determinar o arraste de ar promovido pelo jato de combustível ao deixar o bico injetor. Os valores de concentração de oxigênio são obtidos experimentalmente através de uma sonda de gás e o erro associado à medição é obtido através da regressão linear dos valores da curva de calibração do equipamento. Estes valores são comparados com resultados de simulação com os modelos de turbulência SST e *Realizable k- $\epsilon$* , obtidos com o *software* comercial STAR-CCM+. Para este estudo ambos os modelos apresentaram boa correlação com os dados de laboratório, sendo o *Realizable k- $\epsilon$*  marginalmente melhor. O método de ANOVA é utilizado para a determinação da significância dos parâmetros geométricos em que para a vazão de combustível e concentração de oxigênio na região dos pórticos o diâmetro do injetor é o de maior relevância. Posteriormente é realizada a análise dos queimadores adotando-se o modelo de turbulência o *Realizable k- $\epsilon$*  onde observa-se que o queimador com menor coeficiente de perda de carga é o que proporciona maior arraste.

**Palavras-chave:** *Dinâmica dos fluidos computacional. Queimador Atmosférico. Modelo de turbulência. SST. Realizable k-ε. Star CCM+. ANOVA.*

## ABSTRACT

BALDANI, Lucas Soares. **EXPERIMENTAL-NUMERICAL EVALUATION OF THE AIR DRAGED BY THE FUEL JET IN SELF-ASPIRING BURNERS** 2016. Dissertation for the title of master (Mechanical Engineering – Area: Computational Fluid Dynamics) – Universidade do Estado de Santa Catarina. Joinville, 2016.

Self-aspiring burners are large used in stoves, either for domestic as industrial uses. Generally they are composed by a spreader, which contains the ports that are the regions where typically the flame is stabilized. In the assemble a nozzle (injector), an injector holder and a cap burner can be found. This dissertation focuses on the hybrid analysis experimental-numerical for the determination of the air dragged by the fuel jet on the exit of the nozzle. The values for the oxygen concentration are obtained experimentally with a gas sensor and the error associated to the measurement is obtained through the linear regression of the values of the equipment's calibration curve. Those values are used to compare with the simulation values with the turbulence models SST and Realizable  $k-\varepsilon$ , obtained with the use of the commercial code STAR-CCM+. For this study both turbulence model presented a good agreement with the laboratory data, although the Realizable  $k-\varepsilon$  was marginally better. The ANOVA method is used to determine the significance of the geometric parameters, where for the fuel flow and oxygen concentration on the ports area the injector diameter has the greatest significance. Later is performed an analyses of the burners adopting the Realizable  $k-\varepsilon$  turbulence model where is observed that the burner with the smaller pressure drop coefficient has the highest air drag.

**Keywords:** *Computational Fluid Dynamicsl. Self-aspiring burner. Turbulence models. SST. Realizable k-ε. Star CCM+. ANOVA.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vista em corte de um queimador atmosférico .....	32
Figura 2 - Estrutura geral de um queimador de aeração atmosférica.....	33
Figura 3 - Esquema de um jato livre .....	35
Figura 4 - Exemplo do campo de velocidade estudado por Lupelli (2014) .....	36
Figura 5 - Domínio computacional e diferente geometrias para o bocal de entrada estudado por Kim & Park (2013) .....	37
Figura 6 - Diagrama esquemático para o jato da bomba estudado por Yuan <i>et al.</i> (2011) .....	38
Figura 7 - Distribuição da fração de partículas simulada por Zhou et al., (2015) .....	39
Figura 8 - Diagrama esquemático para ensaio de Namkhat (2010).....	41
Figura 9 - Geometria analisada por Lateb <i>et al.</i> (2013) .....	42
Figura 10 - Perfil mono-log da camada limite turbulenta .....	51
Figura 11 - Célula poliédrica de formato arbitrário .....	54
Figura 12 - Fluxograma para o método baseado na pressão, segregado .....	57
Figura 13 - Representação do domínio computacional com as regiões de refino .....	59
Figura 14 - Vista em perspectiva da malha volumétrica.....	61
Figura 15 - Malha Volumétrica do fluido do queimador .....	61
Figura 16 - Detalhe da malha na região do injetor .....	62
Figura 17 - Superfícies aplicadas condições de contorno .....	64
Figura 18 - Bancada experimental .....	67
Figura 19 - Termômetro digital.....	68
Figura 20 - Termopar tipo K .....	69

Figura 21 - Manômetro de coluna e regulador de pressão.....	70
Figura 22 - Medidor de vazão da FOX;.....	71
Figura 23 - Analisador de Gás (ULTRAMAT 23).....	72
Figura 24 - Princípio de medição para ULTRAMAT 23 (célula eletroquímica) .....	73
Figura 25 - Conjunto queimador 1.....	74
Figura 26 - Conjunto de injetores testados .....	75
Figura 27 - Conjunto pinos padrões.....	75
Figura 28 - Micrômetro .....	76
Figura 29 - Aparato completo utilizado.....	79
Figura 30 - Posicionamento da sonda no corpo do queimador	80
Figura 31 - Distribuição de pontos medidos.....	81
Figura 32 - Curva de calibração.....	82
Figura 33 - Árvore de amostragem para um dos queimadores avaliados.....	84
Figura 34 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 1 ....	86
Figura 35 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 2 ....	86
Figura 36 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 3 ....	87
Figura 37 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 3 ....	87
Figura 38 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para todos os queimadores .....	88
Figura 39 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 1 referente ao laboratório e os modelos de turbulência.....	91
Figura 40 - Fração Molar média de O <sub>2</sub> para o queimador 2 referente ao laboratório e os modelos de turbulência.....	91

Figura 41 - Fração Molar média de $O_2$ para o queimador 3 referente ao laboratório e os modelos de turbulência .....	92
Figura 42 - Fração Molar média de $O_2$ para o queimador 4 referente ao laboratório e os modelos de turbulência .....	92
Figura 43 - Linha de centro para pós-processamento .....	93
Figura 44 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o queimador 01 com o injetor de diâmetro de 2mm para diferentes modelos de turbulência .....	94
Figura 45 - Diferença do perfil de velocidade para os modelos de turbulência em [m/s] .....	94
Figura 46 - Perfil de concentração de $CH_4$ e $O_2$ ao longo do jato para o queimador 01 com o injetor de diâmetro de 2mm para diferentes modelos de turbulência .	95
Figura 47 - Diferença do perfil de densidade para os modelos de turbulência em [ $kg/m^3$ ] .....	95
Figura 48 - Perfis de pressão estática, fração molar e campo de velocidade para a região próxima ao injetor.....	98
Figura 49 - Perfil de velocidade e fração molar de $CH_4$ ao longo da linha de centro do jato.....	99
Figura 50 - Campo de pressão estática na região do tubo de mistura .....	100
Figura 51 - Campo de fração molar de $CH_4$ na região do tubo de mistura.....	101
Figura 52 - Energia Cinética Turbulenta.....	102
Figura 53 - Padrão de escoamento nas regiões bloqueadas pelas paredes do suporte do injetor .....	103
Figura 54 - Padrão de escoamento nas regiões livres das paredes do suporte do injetor .....	103

Figura 55 - Zona de recirculação no canal entre o espalhador e a capa do queimador.....	104
Figura 56 – Fração Molar de O <sub>2</sub> na região aproximada de obtenção no laboratório.....	104
Figura 57 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 0.64mm.....	105
Figura 58 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 1.10mm.....	106
Figura 59 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 1.60mm.....	106
Figura 60 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 2.00mm.....	107
Figura 61- Localização dos locais de tomada de pressão .....	109
Figura 62 - Malhas computacionais avaliadas.....	122
Figura 63 - Valor de $y^+$ nas paredes.....	123

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tabela com valores para criação da malha .....	60
Tabela 2 - Aproximação linear para os valores de $O_2$ .....	88
Tabela 3 - Tabela para os valores de $O_2$ para diferentes modelos de turbulência.....	90
Tabela 4 - Valores do coeficiente de perda de carga.....	110
Tabela 5 - Números de vértices e células das malhas .....	121
Tabela 6 - Valores da fração molar de $O_2$ e erro associado a malha .....	123
Tabela 7 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 1 .....	125
Tabela 8 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 2 .....	126
Tabela 9 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 3 .....	127
Tabela 10 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 4 .....	128
Tabela 11 - Valores obtidos para as pressões para o cálculo do coeficiente de perda de carga k .....	129



## LISTA DE SÍMBOLOS

ANOVA	Análise de variância
$ a_f $	Área da face [m <sup>2</sup> ]
$cp$	Calor específico à pressão constante
$D_{i,m}$	Coefficiente de difusão da espécie $i$ na mistura
$D_{ABT}$	Coefficiente de difusão turbulento da espécie química A em B na mistura
K	Coefficiente de perda de carga
$u_{i,j}$	Componente cartesiana de velocidade
$\bar{u}_{i,j}$	Componente cartesiana de velocidade média
$dn_j$	Componente diferencial de superfície
$x_i$	Componentes dos eixos cartesianos
$k$	Condutividade térmica molecular
$\sigma$	Desvio padrão da média
$Y_M$	Dissipação de dilatação
$\omega$	Dissipação de energia específica
$y^+$	Distância adimensional
h	Distância entre injetor e capa do queimador [m]
$E_{aleatório}$	Erro aleatório
$E_{escala}$	Erro de escala
$E_{máx}$	Erro máximo da medição
$E_{sistemático}$	Erro sistemático
$u'_{i,j}$	Flutuações de velocidade
$f_b$	Forças de corpo
$x$	Fração de vazio
$\alpha_i$	Fração de volume para a fase $i$
$P_k$	Geração de energia cinética turbulenta devido a média dos gradientes de velocidade
$P_b$	Geração de energia cinética turbulenta devido ao empuxo
$\rho$	Massa específica do fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$p$	Pressão estática

$\bar{p}$	Pressão estática média
$P$	Pressão
RKE	<i>Realizable</i> k- $\epsilon$
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
$S$	Superfície de integração
$R_Y$	Taxa de remoção da espécie $Y$ por reações químicas
$S_Y$	Taxa de criação da espécie $Y$ por reações químicas
$T$	Temperatura
$t$	Tempo [s]
$S$	Tensor taxa de deformação
$\tilde{\Omega}_{ij}$	Tensor taxa de rotação
$S$	Termo fonte
$\tau_{ij}$	Tensões de Reynolds
$\bar{\tau}_{ij}$	Tensões de Reynolds média
$\tau_w$	Tensão cisalhante na parede
$\dot{m}$	Vazão mássica especificada para toda fronteira [kg/s]
$\dot{m}_f$	Vazão mássica aplicada à face $f$ $c'$ [kg/s]
$Q$	Vazão volumétrica [m <sup>3</sup> /s]
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\mu$	Viscosidade dinâmica molecular
$\nu_t$	Viscosidade cinemática turbulenta
$u_\tau$	Velocidade tangencial
$\Delta T$	Varição de temperatura entre dois pontos [K]
$v$	Velocidade do escoamento [m/s]
$V$	Volume de integração

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	27
1.1	OBJETIVOS.....	29
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	29
2	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	31
2.1	ESTRUTURA DE UM QUEIMADOR ATMOSFÉRICO.....	32
2.2	FENÔMENO FLUIDO DINÂMICO DO QUEIMADOR ATMOSFÉRICO .....	34
3	<b>FORMULAÇÃO TEÓRICA</b> .....	44
3.1	EQUAÇÕES BÁSICAS.....	44
3.2	EQUAÇÃO DE NAVIER-STOKES COM MÉDIA DE REYNOLDS .....	46
3.3	MODELOS DE TURBULÊNCIA.....	47
3.3.1	Modelo de duas equações SST (Menter).....	47
3.3.2	Modelo de duas equações <i>Realizable k-ε</i> .....	49
3.4	LEI DE PAREDE HIDRODINÂMICA.....	50
3.5	MÉTODO NUMÉRICO .....	53
3.5.1	Método dos volumes finitos .....	54
3.5.2	Pré-processamento .....	58
3.5.2.1	Malha.....	59
3.5.2.2	Condições de contorno .....	62
3.5.2.2.1	Condição de entrada .....	62
3.5.2.2.2	Condição de Simetria .....	63

3.5.2.2.3	Condição de Parede .....	63
3.5.2.2.4	Condição de Pressão ( <i>Outlet</i> ) .....	64
4	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	65
4.1	MATERIAIS.....	65
4.2	MÉTODOS .....	76
4.3	ERRO ASSOCIADO À MEDIÇÃO .....	81
5	<b>RESULTADOS</b> .....	84
5.1	TESTES LABORATORIAIS.....	84
5.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA .....	89
5.2.1	Comparação dos modelos de turbulência .....	93
5.2.2	Análise fluído-dinâmica de um queimador atmosférico .....	97
5.2.3	Análise dos queimadores ensaiados em laboratório. .....	105
6	<b>CONCLUSÕES</b> .....	111
6.1	SUGESTÕES FUTURAS .....	112
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	114
	<b>APÊNDICE 01</b> .....	121
	<b>APÊNDICE 02</b> .....	124
	<b>APÊNDICE 03</b> .....	125
	<b>APÊNDICE 04</b> .....	129
	<b>ANEXO 01</b> .....	130

# 1 INTRODUÇÃO

Por definição, cocção é a ação ou efeito de preparar alimento para o consumo por meio do uso de calor. O fogo foi a primeira, e por muito tempo, única fonte de calor para execução de tal ato, que teria iniciado cerca de dois milhões de anos (Wrangham, 2009). Porém, apenas no início do século XIX houve o desenvolvimento do primeiro fogão a gás, que por meio de seus queimadores atmosféricos continuou a utilizar o fogo como fonte de calor.

Apesar de comum o funcionamento de um queimador a gás não é totalmente compreendido. Ele é caracterizado por um campo de escoamento complexo com comportamento transitório, tridimensional e multicomponente, contendo mistura de componentes e reações químicas. O melhor entendimento destes fenômenos e suas interações contribuem para o melhor desenvolvimento desse aparato.

O dimensionamento incorreto de um queimador pode resultar num consumo de gás combustível desnecessário, ou seja, um componente de baixa eficiência. Além disso, instabilidades como recolhimento, descolamento e/ou amarelamento de chama podem ocorrer, fenômenos esses que podem degradar seu desempenho, assim como acarretar problemas de segurança (Jones, 1989). Outra ocorrência possível é uma elevada formação de monóxido de carbono (CO), produto de uma combustão incompleta. Os problemas de instabilidade de chama, bem como os valores de CO emitidos por um queimador com chama pré-misturada, têm como um de seus fatores a quantidade de oxidante presente na mistura, ou seja, a quantidade de ar primário no escoamento deste queimador, e por isso a necessidade de estudo neste trabalho.

O monóxido de carbono é um gás tóxico caracterizado por ser incolor, inodoro e insípido, o que o torna de difícil detecção para as pessoas. Exposições a níveis superiores a 100

ppm podem causar riscos a saúde humana, como dor de cabeça, mas também levar a óbito (Ernest & Zibrak, 1998).

Além dos riscos a saúde humana já citados, o CO é um poluente que afeta o metano (CH<sub>4</sub>), dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e o ozônio (O<sub>3</sub>) troposférico, tendo desta forma um papel tanto na poluição do ar como nas mudanças climáticas, por isso sua emissão é regulamentada em várias partes do mundo (Shindell, 2006). No Brasil, para fogões a gás, sua emissão é regulamentada pela norma ABNT NBR13723-1, a qual propõe limites que variam de 1000 a 1500 ppm, dependendo do gás utilizado para a queima.

De acordo com Turns (2000), as chamas podem ser classificadas como não aeradas e aeradas. Não aeradas ou difusivas são aquelas em que o oxidante mistura ao combustível por difusão na frente de chama. Enquanto, aeradas são aquelas em que o oxidante encontra-se misturado ao combustível antes de atingir a frente de chama. Esse último grupo divide-se ainda em dois subgrupos: chamas totalmente aeradas e chamas parcialmente aeradas, ou pré-misturadas, o qual caracteriza todos os queimadores estudados nesta dissertação.

Por definição, queimadores atmosféricos são aqueles que utilizam o processo natural de ar escoando pelo orifício do injetor para o arraste de ar, o qual vem a se misturar ao jato combustível. Sendo assim, esse componente pode ser considerado o principal componente do queimador (Gattei, 2009). Essa quantidade de ar arrastada devido à quantidade de movimento do jato é denominada ar primário ou aeração primária.

Tradicionalmente, o desenvolvimento de um queimador é feito de modo sistemático pela filosofia de projeto “tentativa e erro”. Porém, com regulamentações cada vez mais severas quanto à emissão de CO, alinhada com a necessidade de desenvolvimento de um produto com ciclos cada vez menores,

faz-se necessário o uso de ferramentas numéricas e dinâmica dos fluidos computacionais (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*) (Rahman, 2008).

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é realizar uma investigação numérico-experimental da aeração primária. Para isso foi necessário:

- Obter a concentração de oxigênio na região dos pórticos experimentalmente;
- Obter a vazão de combustível para cada condição de teste;
- Comparar os resultados de laboratório com os modelos SST e Realizable k- $\epsilon$  disponíveis na literatura;
- Analisar o componente responsável pela alteração da concentração de oxigênio.

Para a análise numérica optou-se pela utilização do *software* comercial STAR-CCM+. O estudo realizou-se de forma a abranger a maior extensão de queimadores possíveis, variando suas dimensões, porém utilizando geometrias reais. Neles foram alterados os injetores para que também houvesse uma cobertura do alcance de potências utilizadas, forçando assim uma alteração no padrão de escoamento.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esta dissertação está subdividida em seis seções. A primeira contém a introdução da problemática. A segunda introduz o queimador atmosférico a gás e os conceitos de fluido e dinâmica, associados ao seu funcionamento, bem como apresenta a revisão bibliográfica de artigos relacionados a esses fenômenos. A seção três discute o equacionamento para a

realização da simulação do escoamento numericamente, bem como a apresentação do domínio computacional utilizado. A seção 4 discute a metodologia utilizada neste trabalho, detalhando o procedimento experimental. Na seção cinco encontra-se uma análise dos dados experimentais e numéricos e o capítulo que segue apresenta uma análise detalhada do padrão de escoamento de um dos queimadores analisados numérica e experimentalmente, assim como um comparativo entre os vários queimadores analisados laboratorialmente com o uso do modelo de turbulência *Realizable k- $\epsilon$* . Já no capítulo seis são apresentadas as conclusões das técnicas utilizadas nos capítulos anteriores, ressaltando possíveis trabalhos futuros relacionados aos queimadores atmosféricos a gás.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Queimador atmosférico é aquele em que tanto o processo natural de arraste de ar, que ocorre devido ao gás escapar pelo bocal injetor, quanto sua combustão ocorre a pressões próximas à atmosférica (Salvi, 1995). Esse aparato é utilizado para a queima de combustível com o oxidante, no qual, por meio de um conjunto de reações químicas exotérmicas, há produção de grandes quantidades de calor rapidamente e usualmente luz. Processo esse denominado combustão.

A quantidade de ar primário arrastado pelo queimador é responsável pelas características da chama, portanto, é útil a introdução dos dois tipos de chama: pré-misturada e de difusão ou não aerada.

De acordo com Glassman (1996), chamas de difusão são aquelas em que o combustível e o oxidante se juntam na zona de reação por intermédio da difusão molecular e turbulenta. Para essas, a taxa de mistura é lenta se comparada à taxa de reação. Logo, a velocidade de queima é determinada pela razão com a qual o combustível e oxidante atingem a proporção correta para a reação.

De forma distinta das chamas de difusão, as chamas aeradas são aquelas em que (i) o oxidante e o combustível estão uniformemente misturados ou (ii) em sistemas em que, mesmo que inicialmente sejam entidades diferentes, a mistura ocorra rapidamente comparada com a velocidade das reações de combustão ou (iii) em que a mistura ocorra muito antes da zona da chama.

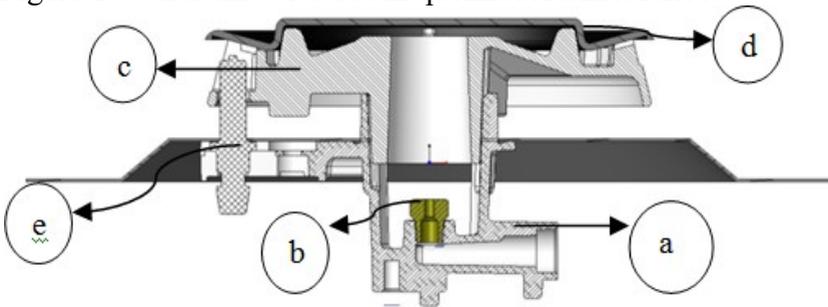
Entre as chamas pré-misturadas têm-se as chamas totalmente aeradas, onde todo ar necessário para combustão é provido pelo ar primário, e as chamas parcialmente pré-misturadas, em que apenas parte do ar necessário é provido via ar primário enquanto o restante para completar a combustão

vem do ambiente (ar secundário), que são o foco deste trabalho.

## 2.1 ESTRUTURA DE UM QUEIMADOR ATMOSFÉRICO

Um queimador parcialmente pré-misturado é tipicamente composto pela seguinte estrutura (figura 1):

Figura 1 - Vista em corte de um queimador atmosférico



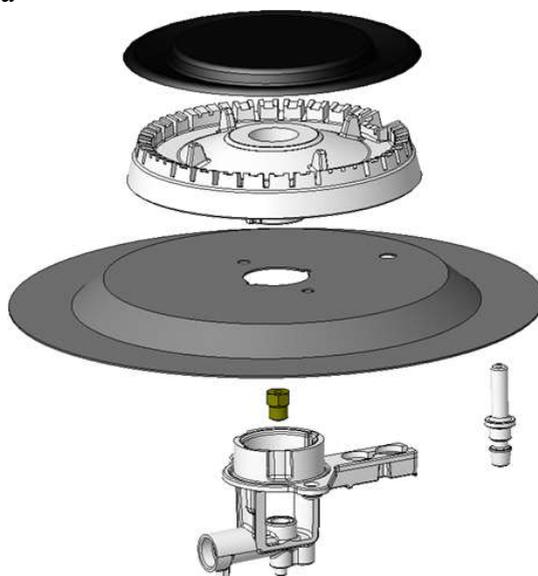
Fonte: cortesia Whirlpool, 2016.

- Suporte do injetor (a);
- Injetor (b);
- Espalhador (c);
- Capa do queimador (d);
- Acendedor (e).

A figura 2 mostra um típico queimador aerado. O combustível, fornecido através do tubo de alimentação (1), emerge do bico injetor (2) que consiste em um, ou mais, pequenos furos. Esse combustível sai do injetor na forma de jato livre, que devido ao compartilhamento da quantidade de movimento arrasta o ar ambiente, através das entradas de ar primário (3). O jato continua a arrastar o ar até adentrar o tubo de mistura, tubo esse que é tipicamente uma das regiões do

espalhador (4). O tubo de mistura, como o nome indica, tem a função de promover a completa mistura do combustível no ar atmosférico.

Figura 2 - Estrutura geral de um queimador de aeração atmosférica



Fonte: cortesia Whirlpool, 2016.

A mistura continua a escoar pelo tubo de mistura, que pode ter tanto a forma de Venturi como de paredes planas, até sofrer o processo de estagnação na capa do queimador (5). O processo de estagnação faz com que haja um aumento na pressão local devido à desaceleração da mistura, o qual acaba por pressurizar a parte interior do espalhador.

A câmara formada pela capa com o espalhador possui, geralmente, uma seção divergente que tem como intuito a desaceleração completa do escoamento, para que desta forma a mistura saia pelos pórticos por um efeito de *Plenum*.

Caso a mistura de gás/ar esteja em proporções corretas, ou seja, dentro do seu limite de inflamabilidade e seja

fornecida uma fonte de ignição, comumente em forma de faísca, a mistura vai inflamar dando origem à chama.

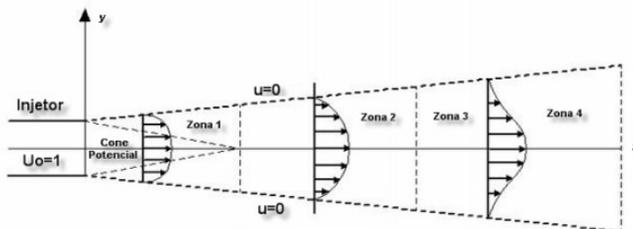
## 2.2 FENÔMENO FLUIDO DINÂMICO DO QUEIMADOR ATMOSFÉRICO

Os queimadores estudados neste trabalho são de chamas parcialmente pré-misturadas. Isso por que todo o processo de arraste e homogeneização da mistura a ser inflamada se dá de forma natural pelo jato combustível, arraste este que geralmente não é suficiente para prover a totalidade necessária para a combustão completa (SALVI, 1995). Um breve resumo nos fenômenos fluido dinâmicos que ocorrem durante o funcionamento de um queimador será apresentado.

O injetor do queimador atmosférico tem como função fornecer a vazão máxima de combustível, devido à perda de carga imposta por este componente. Por meio de sua redução da área da seção transversal, tem-se a aceleração da velocidade do escoamento, em que a energia potencial do gás pressurizado é convertida em energia cinética. Este fluido acelerado quando descarregado na atmosfera acaba por gerar um jato livre (JONES, 1989).

Este jato subsônico é dito ser submerso, pois sua descarga é feita em um fluido estacionário. O jato pode ser dividido em quatro principais zonas (figura 3) de acordo com SCHLICHTING (1968), YUE (2000), VISKANTA (1993), BEÉR& CHIGIER (1972):

Figura 3 - Esquema de um jato livre



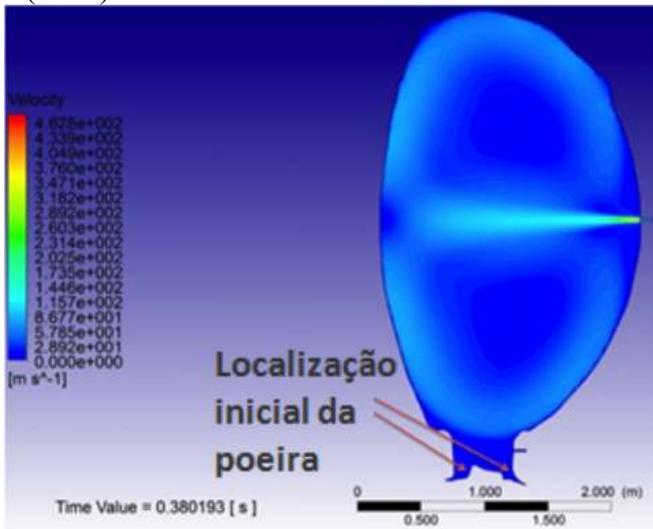
Fonte: CAMILLO IBAÑEZ (2005).

- Zona do núcleo potencial (Zona 1): é uma região aproximadamente laminar, caracterizada por uma velocidade constante igual a da saída do injetor, ou seja, um jato livre subsônico é caracterizado por um núcleo potencial envolto em uma região que a mistura entre o jato e o ambiente acontece (DONALDSON & SNEDEKER, 1971);
- Zona de transição (Zona 2): nesta região forças de cisalhamento são formadas devido a diferença de velocidade do ambiente (parado) com o jato (em movimento). Estas forças resultam em instabilidades que controlam o crescimento da camada de mistura e, por consequência, o decaimento da velocidade (YULE, 1978).
- Zona de desenvolvimento (Zona 3): nesta região o perfil de velocidade se torna menos acentuado e mais difuso. O que inicialmente era um jato em movimento rápido perde quantidade de movimento para acelerar o fluido estacionário da área onde foi descarregado.
- Zona terminal do jato (Zona 4): o perfil de velocidade está totalmente desenvolvido e tanto a velocidade axial quanto os níveis de turbulência diminuem (KATAOKA, 1990). Nesta região a velocidade máxima é inversamente proporcional a distância do ponto de entrada.

Em queimadores atmosféricos tanto a região de desenvolvimento quanto a região terminal do jato se estendem dentro do tubo de mistura.

Esse fenômeno de jato livre é amplamente estudado e por diversas vezes o uso de ferramenta como simulação numérica é empregado (Lupelli *et al.*, 2014; Kim & Park, 2013; Yuan *et al.*, 2011; Zhou *et al.*, 2015).

Figura 4 - Exemplo do campo de velocidade estudado por Lupelli (2014)



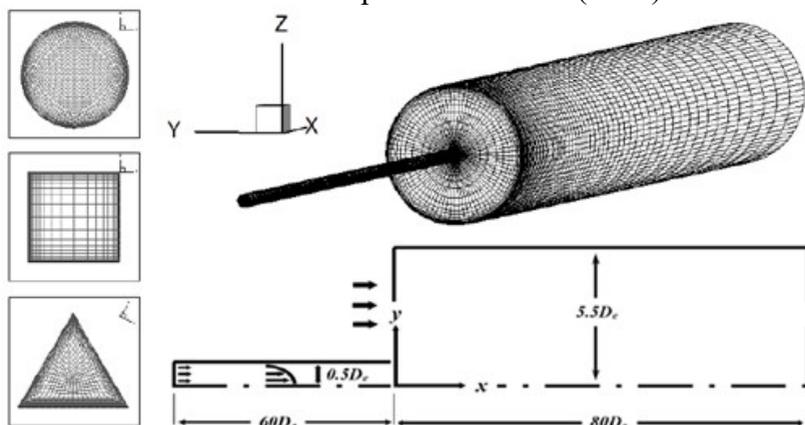
Fonte: adaptado de Lupelli et al., 2014.

Lupelli *et al.* (2014), estudou um acidente de perda de vácuo em que o autor estudou um jato de ar durante tal evento, em que concluiu que para uma geometria fixa os principais parâmetros para a movimentação de poeira é o campo de velocidade da fase contínua e suas propriedades termodinâmicas, como por exemplo a viscosidade cinemática. Para isso o autor realizou uma comparação dos dados

laboratoriais para diversos refinamentos de malha e modelos de turbulência (modelo de zero equações,  $k-\omega$  e SST). Para o caso analisado o modelo SST foi o que melhor caracterizou o escoamento com o erro de 13%. A figura 4 apresenta um estudo apresentado pelo autor.

Kim & Park (2013) apresentaram a investigação do efeito da geometria do bocal de entrada na formação de um jato. Foram estudados os perfis circular, retangular e triangular (figura 5). O procedimento numérico foi realizado no software comercial ANSYS-Fluent 12.0. O método SIMPLEC foi aplicado para o acoplamento pressão-velocidade e o esquema de segunda ordem *upwind* para os termos de convecção em todas as equações de transporte. A partir dos resultados concluiu-se que o jato triangular é mais intenso que os demais quando comparado a variação de meia espessura do mesmo e que independente da forma do bocal as linhas de fluxo da interface entre o escoamento secundário e o jato central e o ambiente correspondem a uma mesma forma que a entrada.

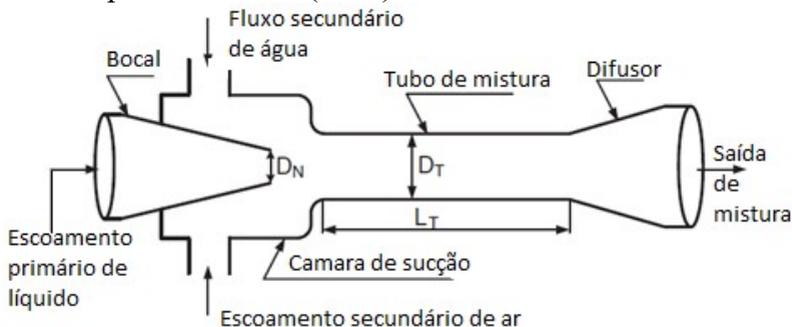
Figura 5 - Domínio computacional e diferentes geometrias para o bocal de entrada estudado por Kim & Park (2013)



Fonte: adaptado de Kim & Park, 2013.

Yuan *et al.* (2011) estudou um jato líquido e um injetor de gás que é utilizado para reduzir a temperatura em sistemas de dessalinização, experimentalmente e numericamente. Para as simulações deste escoamento multifásico diferentemente dos outros autores apresentados o modelo utilizado foi o Euler–Euler, onde as diferentes fases foram tratadas como contínuas e interpenetráveis. A comparação mostrou que quando a velocidade de deslizamento era de 11% da velocidade axial da água, os resultados melhor correspondem com os dados laboratoriais. A influência de diversas variáveis, como: as pressões primária, de sucção e descarga do fluido, foram analisadas para a taxa de arraste de entrada e eficiência. Os resultados mostram que, se as variáveis estruturais são fixas, a taxa volumétrica de arrasto é determinada pela relação de pressão de entrada e saída com a eficiência máxima obtida para uma relação de pressão igual à relação de aspecto da garganta  $(D_T/D_N)^2$  como mostrado na figura 6.

Figura 6 - Diagrama esquemático para o jato da bomba estudado por Yuan *et al.* (2011)

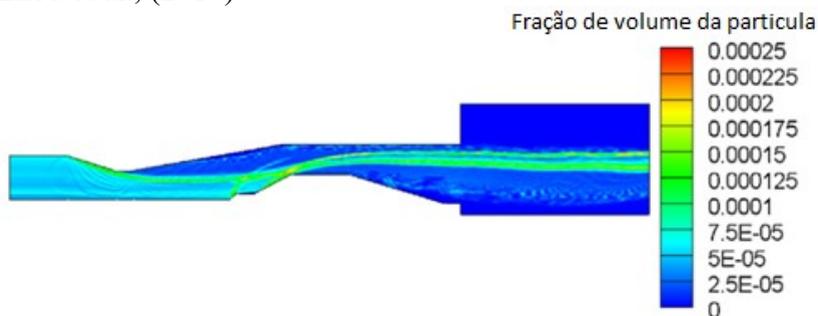


Fonte: adaptado de Yuan *et al.*, 2011.

Zhou *et al.*, (2015) conduziu uma simulação numérica para investigar a distribuição de partículas características do

escoamento gás/partícula no tubo de ar primário (figura 7) de um queimador através do acoplamento método de elementos discretos (DEM) com dinâmica dos fluidos computacional (CFD). O movimento das partículas foi calculado usando DEM enquanto o escoamento do gás é calculado utilizando CFD, para isso foi utilizado o modelo de turbulência RNG  $k-\epsilon$  e um método de Lagrange. O modelo matemático foi validado com as medições obtidas na saída do tubo de ar primário através do sistema PDA (Análise dinâmica de partículas). São investigadas partículas cujo número de Stokes estão entre 0,1 e 2 assim como o efeito da geometria do tubo na dispersão das partículas. O estudo do autor mostra que a frequência de colisão das partículas e a flutuação de suas partículas aumentam com o aumento do número de Stokes e que a existência de colisão entre as mesmas resulta num aumento em sua dispersão. Resultados demonstraram que a consideração de colisão entre as partículas aumenta a acurácia do modelo numérico.

Figura 7 - Distribuição da fração de partículas simulada por Zhou et al., (2015)



Fonte: adaptado de Zhou (2015)

Vê-se, portanto que autores como Lupelli *et al.* (2014), por exemplo, encontraram boa correlação com o uso do modelo SST para a turbulência, enquanto Zhou *et al.*, (2015) utilizou o

modelo RNG  $k-\varepsilon$ . O principal problema com o modelo do Wilcox é sua forte sensibilidade para a condição de corrente livre (Menter, 1994). Variações significantes podem ser obtidas dependendo do valor especificado para  $\omega$  na condição de entrada, fato que não ocorre para os modelos  $k-\varepsilon$ .

Em geral, os escoamentos turbulentos para problemas de combustão são escoamentos com fluxo de cisalhamento livre (*free shear flow*), ou seja, são escoamentos em que conseguem efetuar seu desenvolvimento sem a influência de superfícies solidas (Bernard & Wallace, 2002). Este escoamento faz com que ocorra a entrada de ar que é feita por meio da transferência de quantidade de movimento (Prosperi *et al.*, 2006). O arraste é um aspecto característico que ocorre na região externa ao mesmo de movimento relativamente lento, este processo ocorre principalmente devido a intensidade turbulenta dos grandes vórtices (Townsend, 1966).

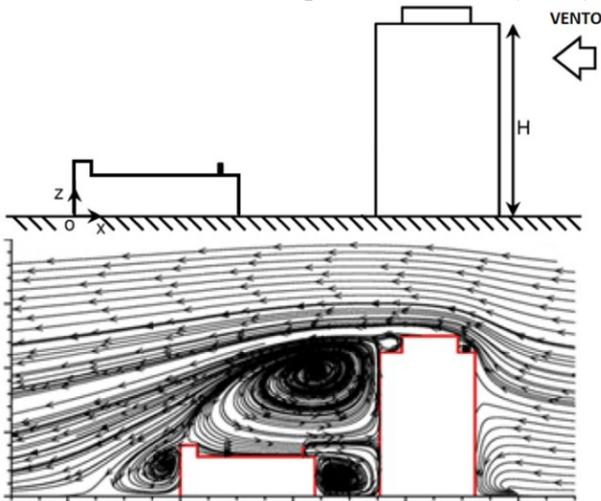
As condições na saída do jato afetam tanto a estrutura do mesmo assim como o arraste de ar. A influencia da variação de: densidade, espessura da camada limite e temperatura podem ser citadas como fatores influenciadores (Russ & Strykowski, 1993). Estudos de alguns desses parâmetros pode ser observado na literatura (Namkhat & Jugjai, 2010; Serres *et al.*, 2004). Serres (2004), estudou o campo de escoamento assim como o processo de arraste em um queimador atmosférico através do uso da *velocimetria laser doppler* e *velocimetria por imagem de partículas* (PIV), para determinar os efeitos dos parâmetros geométricos e da densidade do gás.



possuir configuração experimental similar a utilizada no desenvolvimento deste trabalho, apesar de usar de outro tipo de gás combustível.

Para que ocorra o processo de combustão é necessária a interação direta entre combustível e oxidante nas proporções corretas. Em particular as reações químicas ocorrem por difusão molecular, visto que o processo de agitação mecânica está associado aos grandes vórtices (Cetegen & Mohamad, 1993), ou seja, é importante destacar que não apenas o correto cálculo do perfil do jato livre é necessário, mas também a mistura que ocorre entre o ar e o combustível.

Figura 9 - Geometria analisada por Lateb *et al.* (2013)



Fonte: adaptado de Lateb *et al.* (2013)

O modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ , com sua formulação padrão, se encontra presente em trabalhos que envolvem o problema de misturas, como é o caso de Lateb *et al.*,(2013), para o para a predição da pluma de dispersão de  $\text{CO}_2$  (Dióxido de Carbono) em um ambiente urbano representado na figura 9.

Neste artigo assim como nesta dissertação o acoplamento pressão-velocidade utilizados foi do tipo SIMPLE. Os autores constataram uma melhor correlação entre os resultados experimentais e numéricos assim como Zhou *et al.*, (2015) com o modelo k- $\epsilon$ , porém desta vez em sua forma padrão, principalmente nas configurações com alto número de Reynolds e edifícios de baixa altura. Baseado na topologia do escoamento e nas distribuições de concentração de CO<sub>2</sub> foi constatado que a dispersão é dominada pela convecção.

O desenvolvimento e continuidade deste jato seguem até que ocorra sua estagnação contra uma superfície sólida, geralmente a capa do queimador. Esta zona do queimador é caracterizada por uma região de estagnação e por uma região em que o jato escoar na direção radial, geralmente próxima ao diâmetro da garganta do tubo de mistura. Portanto, próximo à parede o transporte da quantidade de movimento é significativamente aumentado, a convecção axial e a tensão normal turbulenta são os principais termos de origem e sua quantidade de movimento é convertida em pressão estática (Gattei, 2009).

A mistura ar/combustível escoar através do canal compreendido entre o corpo do espalhador e a capa do queimador. Usualmente este canal possui uma seção de área divergente, o que faz com que haja um decréscimo na quantidade de movimento que é convertida em pressão estática, onde escoar até os pórticos. Uma vez que a mistura passa pelos canais dos pórticos e caso as condições de temperatura e energia sejam fornecidas há a combustão. Portanto o fenômeno da combustão esta diretamente relacionado a mistura combustível/ar, o que corrobora para a importância deste trabalho.

### 3 FORMULAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção são apresentadas as equações que governam o problema físico de aeração primária. Na seqüência são apresentadas as hipóteses utilizadas para a solução desta problemática:

- Regime permanente;
- Escoamento isotérmico, com uma temperatura de referencia de 298.15K;
- Não há reação química entre as espécies;
- Escoamento turbulento médio;
- Modelo tridimensional;
- Mistura multi-componente;
- Gás se comporta como gás ideal;
- Fluido Newtoniano;
- Pode-se considerar o fluído como contínuo.

#### 3.1 EQUAÇÕES BÁSICAS

Para o problema proposto tem-se que o fluido é Newtoniano, ou seja, sua viscosidade é constante para diferentes taxas de cisalhamento e contínuo. Para esse tipo de fluido a tensão de cisalhamento é proporcional a taxa de deformação. Portanto, a equação de Navier-Stokes para a quantidade de movimento pode ser escrita da seguinte maneira (Wilcox, 1998):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + f_b \quad (3.1)$$

onde:

$$i, j, k = 1, 2, 3$$

$u_i$  = componente cartesiana do vetor velocidade;

$\rho$  = massa específica do fluido;  
 $\mu$  = viscosidade dinâmica;  
 $f_b$  = forças de corpo;  
 $p$  = pressão.

O sistema de equações considera também o princípio de conservação da massa, o qual, no caso incompressível, é dado por:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i) = 0 \quad (3.2)$$

Para a equação de conservação das espécies químicas, a predição da fração molar de cada espécie ( $Y_i$ ) é feita por meio da solução da equação de difusão-convecção para as  $i$  espécies, que têm a forma geral de (Kays *et al.*, 2005):

$$\frac{\partial}{\partial t} (C_Y) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i C_Y) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( D_{AB} \frac{\partial C_Y}{\partial x_i} \right) + R_Y + S_Y \quad (3.3)$$

onde:

$R_Y$  = a taxa de remoção da espécie Y por reações químicas;

$S_Y$  = a taxa de criação da espécie Y por reações químicas.

Para o caso estudado tem-se que os valores de  $R_Y$  e  $S_Y$  são zero, uma vez que não existem reações químicas ou fase dispersa.

Esta equação será resolvida para  $N-1$  espécies, onde  $N$  é o número total de espécies químicas no sistema. Como o somatório das frações de massa das espécies deve somar 1 (um), tem-se:

$$Y_N = 1 - \sum_{i=1}^{N-1} Y_i \quad (3.4)$$

O fluxo de difusão das espécies  $i$  aparece devido ao gradiente da concentração (Lei de Fick), que pode ser escrito como (Kays *et al.*, 2005):

$$\vec{J}_i = -\rho D_{i,m} \frac{\partial c_Y}{\partial x_i} \quad (3.5)$$

onde,  $D_{i,m}$  é o coeficiente de difusão da espécie  $i$  na mistura.

### 3.2 EQUAÇÃO DE NAVIER-STOKES COM MÉDIA DE REYNOLDS

O problema foi considerado como sendo turbulento em regime permanente, para isso é necessário que a parcela temporal seja considerada uma média mais uma flutuação. A média temporal das equações da quantidade de movimento se denomina *Média de Reynolds* (WILCOX, 1998). Essa média quando aplicada às equações de Navier-Stokes, da origem a:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu \bar{s}_{ji} - \rho \overline{u'_j u'_i}) \quad (3.6)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{C}_Y) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{C}_Y) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( D_{AB} \frac{\partial \bar{C}_Y}{\partial x_i} - \overline{u'_i C_Y'} \right) \quad (3.7)$$

O termo  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  da Equação (3.6) é conhecido como *Tensor Tensão de Reynolds* [WILCOX, 1998], onde:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} . \quad (3.8)$$

Este conjunto de equações é conhecido como equações de *Navier-Stokes* com media de Reynolds (RANS). Devido a sua não linearidade seis termos de flutuação de velocidade são acrescentados, os quais precisam ser modelados. Portanto, surge a necessidade da introdução de modelos de turbulência.

A complexidade dos modelos de turbulência faz com que a representação de um escoamento turbulento seja dificilmente representada por um modelo qualquer da média de Reynolds. Portanto, os modelos de turbulência devem ser considerados aproximações de engenharia (Ferziger & Peric, 2002).

### 3.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA

Neste trabalho foram utilizados os modelos do tipo viscosidade turbulenta, que tem como base a Hipótese de Boussinesq. No caso do escoamento incompressível, o tensor de Reynolds se relaciona com o tensor taxa de deformação média através da seguinte expressão (Wilcox, 1998):

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad (3.9)$$

onde a viscosidade turbulenta,  $\mu_T$ . A energia cinética turbulenta por unidade de massa,  $k$ , é definida como,

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} \left( \overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.10)$$

por outro lado, o termo que representam o fluxo turbulento de transferência da espécie química na equação da concentração, é modelado da seguinte forma

$$-\overline{u'_i C_Y} = D_{AB_T} \frac{\partial \bar{C}_Y}{\partial x_i} \quad (3.11)$$

onde,  $D_{AB_T}$  é o coeficiente de difusão turbulento da espécie química A em B na mistura.

#### 3.3.1 Modelo de duas equações SST (Menter)

O modelo de turbulência de duas equações SST foi introduzido por Menter (1994), essa formulação foi feita baseada em experimentos físicos. As duas variáveis são interpretadas como:  $k$ , que é a energia cinética turbulenta e  $\Omega$  ( $\omega$ ), como a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho k \omega \quad (3.12)$$

e

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} +$$

$$\alpha_1 \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \beta_4 \rho \omega^2 \quad (3.13)$$

Os coeficientes das equações anteriores possuem os seguintes valores:

Fechamento de  $k$ - $\omega$ :

$$\sigma_{k1} = 0.85; \sigma_{\omega 1} = 0.65; \beta_1 = 0,075$$

Fechamento de  $k$ - $\varepsilon$ :

$$\sigma_{k2} = 1.00; \sigma_{\omega 2} = 0.856; \beta_2 = 0,0828$$

Fechamento de SST:

$$\alpha_1 = 0.31; \beta = 0,09;$$

### 3.3.2 Modelo de duas equações *Realizable* k- $\varepsilon$

O modelo de fechamento *Realizable* k- $\varepsilon$  (Shih *et al.*, 1995), contem a formulação para a viscosidade turbulenta e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ), derivada a partir de uma equação exata para o transporte da média-quadrática da flutuação da vorticidade. Para estruturas complexas esse modelo demonstrou melhor habilidade na captura do escoamento. Desta forma as equações para o cálculo de  $k$  e  $\varepsilon$  são dadas por:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M \end{aligned} \quad (3.14)$$

e

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \rho \frac{\varepsilon}{k} P_d - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + \\ S_\varepsilon (1 + C_1 \rho) \end{aligned} \quad (3.15)$$

onde:

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

Nestas equações,  $P_k$  representa a geração de energia cinética turbulenta devido a média dos gradientes de

velocidade, enquanto  $P_b$  é gerado devido ao empuxo. Tem-se também que  $Y_M$  é a dissipação de dilatação.

Para a viscosidade turbulenta, tem-se que:

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.16)$$

em que:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.17)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.18)$$

onde  $S$  é o tensor taxa de deformação e  $\tilde{\Omega}_{ij}$  tensor taxa de rotação.

Para esse modelo os coeficientes são (Shih *et al.*, 1995):

$$A_0 = 4.04, \quad A_S = \sqrt{6 \cos \phi}, \quad \phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6W})$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0 \quad e \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

### 3.4 LEI DE PAREDE HIDRODINÂMICA

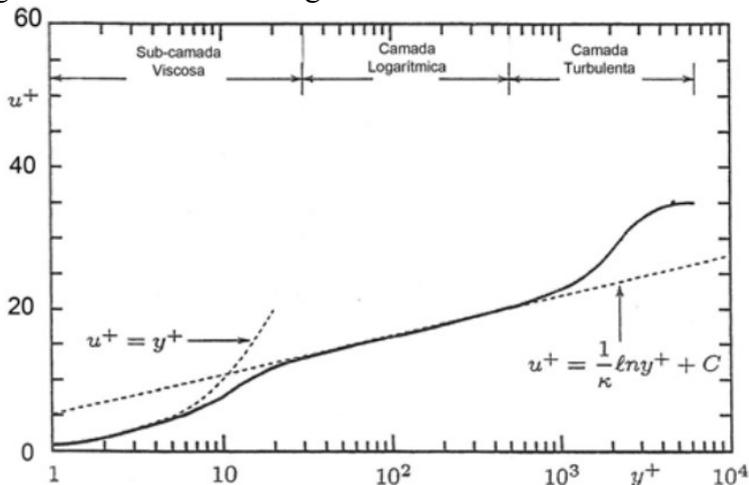
As equações do modelo alto Reynolds são válidas em regiões onde o escoamento é totalmente turbulento. Próximo a superfícies sólidas, onde a condição de não deslizamento implica que, na vizinhança imediata a essas superfícies os efeitos viscosos predominam, é utilizada a lei da parede [LAUNDER e SPALDING, 1974].

A região interna da camada limite pode ser dividida em três subcamadas (Wilcox, 1998):

- *Subcamada viscosa*: o transporte de quantidade de movimento é devido aos efeitos difusivos moleculares e o escoamento é similar ao laminar;
- *Subcamada buffer*: corresponde a subcamada de transição entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica;
- *Subcamada logarítmica*: o fluido é dominado pelos efeitos viscosos turbulentos;

A camada logarítmica esta tipicamente entre  $30 \leq y^+ \leq 0.1\delta$ , onde  $y^+$  é a distância adimensional da parede e  $\delta$  a espessura da camada limite. Na subcamada viscosa, temos um comportamento linear da velocidade com a distância da parede [WILCOX, 1998], isto é ilustrado na figura 10.

Figura 10 - Perfil mono-log da camada limite turbulenta



Fonte: Wilcox, (1998)

Por definição tem-se as seguintes variáveis adimensionais:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad u^+ = \frac{\bar{u}}{u^*}, \quad y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (3.19)$$

onde:

$u^*$  = velocidade de atrito;

$\bar{u}$  = velocidade média;

$y$  = distância da superfície;

$\tau_w$  = tensão de cisalhamento superficial;

Para todos os casos analisados foi utilizado o modelo “*all wall  $y^+$  treatment*” do STAR-CCM+®, este modelo analisa o valor de  $y^+$  e através deste valor determina qual função utilizar. Para essa formulação é necessária a determinação de uma função de transição (CD-adapco, 2014):

$$g = \exp\left(-\frac{Re_y}{11}\right) \quad (3.20)$$

e

$$Re_y = \sqrt{k}y/\nu \quad (3.21)$$

Para o modelo *Realizable  $k$ - $\varepsilon$* , a lei de parede é utilizada para o cálculo da velocidade de referência  $u^*$ , a produção de turbulência  $S_k$  e a dissipação de turbulência  $\varepsilon$ . De acordo com o manual do software comercial (CD-adapco, 2014), tem-se:

$$u^* = \sqrt{\frac{g\nu u}{y} + (1 - g)C_\mu^{1/2}k} \quad (3.22)$$

$$S_k = g\mu_t S^2 + (1 - g)\frac{1}{\mu}\left(\rho u^* \frac{u}{u^+}\right)^2 \frac{\partial u^+}{\partial y^+} \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = \frac{u^{*3}}{k y} \quad (3.24)$$

Para o modelo SST (Menter), a lei de parede é utilizada para o cálculo da velocidade de referência ( $u^*$ ) e a dissipação específica  $\omega$ . A produção de turbulência ( $S_k$ ) é calculada da mesma forma que para o modelo  $k$ - $\varepsilon$  (equação 3.23) (CD-adapco, 2014).

$$u^* = \sqrt{\frac{g v u}{y} + (1 - g)\beta^{*1/2} k} \quad (3.25)$$

$$\omega = g \frac{6v}{\beta y^2} + (1 + g) \frac{u^*}{\sqrt{\beta^* k y}} \quad (3.26)$$

### 3.5 MÉTODO NUMÉRICO

Para a realização das análises de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) pode-se dividir o processo em três etapas (Versteeg & Malalaskera, 1995):

- Pré-processamento: nesta etapa é gerada a geometria a ser analisada, que posteriormente é discretizada no processo de geração de malha, determinação do fenômeno físico a ser resolvido, bem como a determinação de suas propriedades e por último a aplicação das condições de contorno.
- *Solver*: ocorre a solução das equações de governo por meio de métodos numéricos.
- Pós-processamento: etapa de análise dos resultados obtidos.

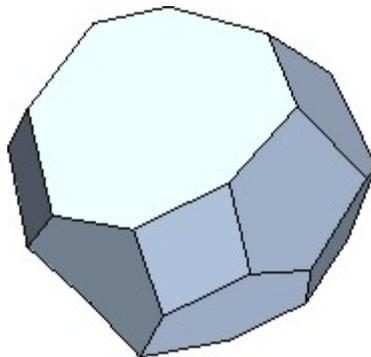
Para este trabalho utilizou-se o *software* comercial STAR-CCM+® versão 10.02, que é baseado no método clássico de volumes finitos, para todas as etapas exceto para a geração da geometria que foi efetuada no *software* ANSYS SpaceClaim e então importada no STAR-CCM+®.

### 3.5.1 Método dos volumes finitos

Esse método usa a forma integral das equações como ponto de partida, portanto as equações diferenciais de conservação de massa, quantidade de movimento, energia, etc. devem ser integradas sobre cada volume de controle.

O domínio a ser solucionado é subdividido em um número finito de volumes de controles contínuos (VCs, células). A esse conjunto dá-se o nome de malha. As células podem ser das mais variadas formas: tetraedros, prismas, hexaedros, etc., porém neste trabalho foi utilizada a malha volumétrica do tipo poliédrica, uma vez que esta apresenta vantagens sobre as demais, como por exemplo um menor número de elementos para atingir a independência de malha (Peric, 2004).

Figura 11 - Célula poliédrica de formato arbitrário



Fonte: Baldani, 2016.

Para essas equações na forma conservativa tem-se que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = 0, \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \bar{u}_i) = \\ - \frac{\partial}{\partial x_i} (p_e) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_e \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \Gamma_e \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] + S_\phi. \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_k) = - \frac{\partial J_j^k}{\partial x_j} + \omega_k \quad (3.30)$$

Considerando que o volume de controle não se modifica com o tempo e integrando nele, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \bar{u}_j dn_j = 0, \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \bar{u}_i dV + \int_S \rho \bar{u}_j \bar{u}_i dn_j = \\ - \int_S p_e dn_j + \int_S \left[ \mu_e \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] dn_j \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho \bar{u}_j \phi dn_j = \\ \int_S \left[ \Gamma_e \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] dn_j + \int_V S_\phi dV \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho Y d\tilde{V} + \int_S \rho Y v d\tilde{S} = \int_S \left[ J_i + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \nabla Y_i \right] d\tilde{S} + \int_V S_{Y_i} dV \quad (3.34)$$

$$d\tilde{V} = \alpha_i x dV; \quad d\tilde{S} = \alpha_i x dS.$$

onde:

V = volume de integração;

S = superfície de integração;

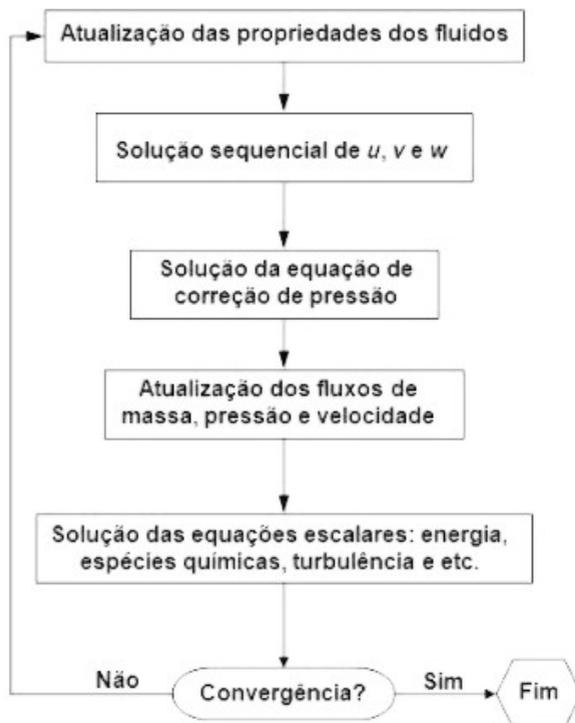
$dn_j$  = componente diferencial de superfície;

$\alpha_i$  = fração de volume para a fase  $i$

$x$  = fração de vazio;

Para as simulações deste trabalho foi utilizado um algoritmo de cálculo das equações de forma segregada, ou seja, as equações governantes são resolvidas sequencialmente de forma desacoplada. Esse fato faz com que um processo iterativo de cálculo seja realizado a fim de obter uma solução numérica convergida (figura 12).

Figura 12 - Fluxograma para o método baseado na pressão, segregado



Fonte: Altaídes, 2009.

Considerando a forma discretizada de Navier –Stokes, as equações apresentam dependência linear da pressão na velocidade e vice-versa. Esse acoplamento entre equações é chamado de “acoplamento pressão velocidade”. Para este trabalho, no *software* comercial STAR-CCM+®, foi utilizado o método SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) (Patankar, 1980).

Para este algoritmo uma aproximação do campo de velocidade é obtida pela solução das equações de momento. O termo do gradiente de pressão é calculado usando a

distribuição de pressão da iteração anterior ou condição inicial. A equação de pressão é então formulada e resolvida a fim de obter a nova distribuição de pressão. Posteriormente as velocidades são corrigidas e um novo conjunto de fluxos conservativos é calculado.

As equações discretizadas de correção de momento e pressão são resolvidas implicitamente, enquanto a correção de velocidade é resolvida explicitamente. Esta é a razão pelo qual o modelo é chamado de “Método Semi Implícito”.

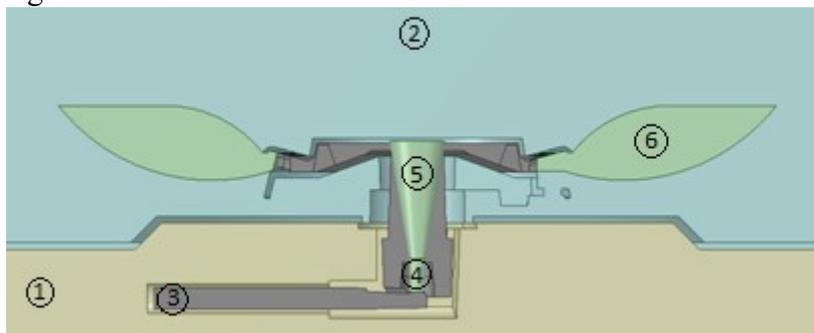
### 3.5.2 Pré-processamento

O problema físico é composto por um queimador atmosférico que possui sua descarga de mistura em um ambiente aberto. Para a representação do problema utilizou-se dos modelos em CAD (*Computer-aided drafting*) providos, pelos fornecedores de queimador. Para a modelagem dos componentes sólidos que foram subtraídos do volume genérico, a fim de criar o negativo deste volume, ou seja, a modelagem do fluido envolvendo tais queimadores.

O domínio de solução foi então dividido em três partes (figura 13) com o objetivo de facilitar o processo de refino de malha, bem como o monitoramento das variáveis de interesse para verificação de convergência do problema. Sendo elas:

- Fluido do queimador: fluido que compreende desde o tubo de distribuição passando pelo suporte do injetor até chegar à região dos pórticos;
- Fluido da bancada: região interior a bancada experimental;
- Fluido do ambiente: todo ambiente externo ao queimador e a bancada experimental.

Figura 13 - Representação do domínio computacional com as regiões de refino



- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1) Fluido da bancada   | 2) Fluido do ambiente  |
| 3) Fluido do queimador | 4) Refino do injetor   |
| 5) Refino do jato      | 6) Refino dos pórticos |

Fonte: Baldani, 2016.

Foram também criados três volumes virtuais para que pudesse ser realizado um refino de malha (figura 3.04), sendo eles:

- Um cilindro de diâmetro de 5 mm na região do injetor;
- Um tronco de cone com base no cilindro anterior com extensão até a capa do queimador, com tangência no diâmetro de garganta do espalhador;
- Um refino em formato de “chama” que vai desde a parte interna dos pórticos até o “ar” externo.

### 3.5.2.1 Malha

Para que o escoamento de um fluido seja analisado é necessária a discretização do espaço que se dá na forma de uma malha. Escolheu-se a utilização da malha volumétrica do tipo poliédrico com camadas de prisma junto à parede para o aumento da acuracidade da solução (CD-adapco, 2014).

De modo a facilitar o estudo de refino de malha (Anexo 01), foi criada uma estratégia de refino baseada num valor base e para todas as regiões onde um controle de malha foi aplicado

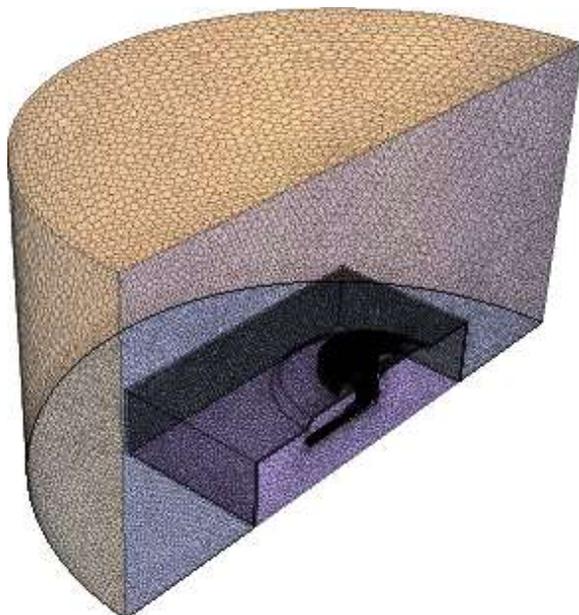
adotou-se um percentual desse valor base. É importante destacar que na tabela 1 estão representados os valores utilizados neste trabalho:

Tabela 1 - Tabela com valores para criação da malha

<b>Região</b>	<b>Malha superficial</b>	<b>Espessura da Camada de prisma</b>
Valor Base	5 mm	5%
Fluido do queimador	8%	5%
Fluido do ambiente	200%	5%
Refino do injetor	2%	2%
Refino do Jato	5%	5%
Refino dos pórticos	2%	2%
Regiões não especificadas	100%	5%

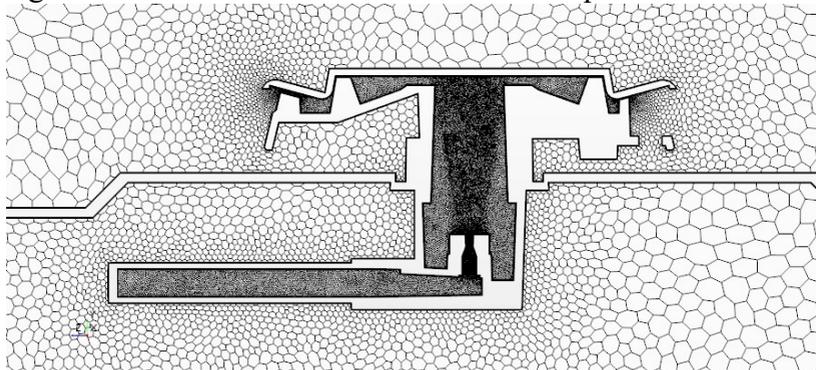
Para a malha volumétrica foi utilizada uma taxa de crescimento no valor de 1.1, enquanto que para a malha prismática a taxa possui valor de 1.5, a fim de melhorar a transição da camada de prisma para a malha volumétrica, mantendo ao mesmo tempo um valor de  $y^+$  adequado, ou seja, menor que 1. As figuras 14 a 16 representam a malha gerada com estes parâmetros para um dos queimadores.

Figura 14 - Vista em perspectiva da malha volumétrica



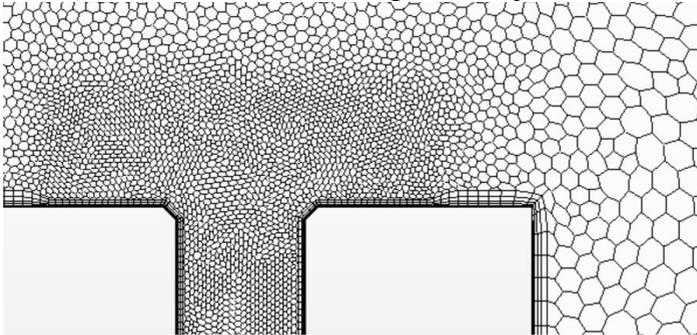
Fonte: Baldani, 2016.

Figura 15 - Malha Volumétrica do fluido do queimador



Fonte: Baldani, 2016.

Figura 16 - Detalhe da malha na região do injetor



Fonte: Baldani, 2016.

### 3.5.2.2 Condições de contorno

Nesta seção são descritos os quatro tipos de condições de contorno empregadas no trabalho: entrada, saída, parede e simetria (figura 17).

#### 3.5.2.2.1 Condição de entrada

A condição de entrada para fluxo de massa, *Mass Flow Inlet*, representa a massa total por unidade de tempo (kg/s) de fluido que é forçado a fluir para o domínio. Sua condição é tal que sua entrada é normal a superfície em que esta condição foi aplicada. Para a aplicação desta condição de contorno é necessária a especificação dos valores de vazão mássica, valores esses que foram obtidos em laboratório e de fração molar de cada espécie química.

O gás natural, utilizado para os testes de laboratório não é constituído 100% de metano ( $\text{CH}_4$ ), porém para vias de simplificação neste trabalho foi considerado que o suprimento de gás é exclusivamente composto por  $\text{CH}_4$ .

De forma genérica a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m}_f = \dot{m} \frac{|a_f|}{\sum f |a_f|} \quad (3.35)$$

onde:

$\dot{m}$  = a vazão mássica especificada para toda fronteira;

$\dot{m}_f$  = a vazão mássica aplicada à face  $f$  da fronteira;

$|a_f|$  = área da face.

A velocidade também é uniforme, a não ser que a densidade seja não uniforme. A velocidade é determinada por:

$$\dot{m} = \rho av \quad (3.36)$$

#### 3.5.2.2.2 Condição de Simetria

Para a condição de simetria, tem-se que a componente da velocidade normal a esta condição é ajustada para zero,

$$\mathbf{u}_{normal, \text{ plano de simetria}} = 0 \quad (3.37)$$

além disso, os gradientes normais a esses planos também são nulos,

$$\frac{\partial \phi}{\partial \mathbf{n}} = 0 \quad (3.38)$$

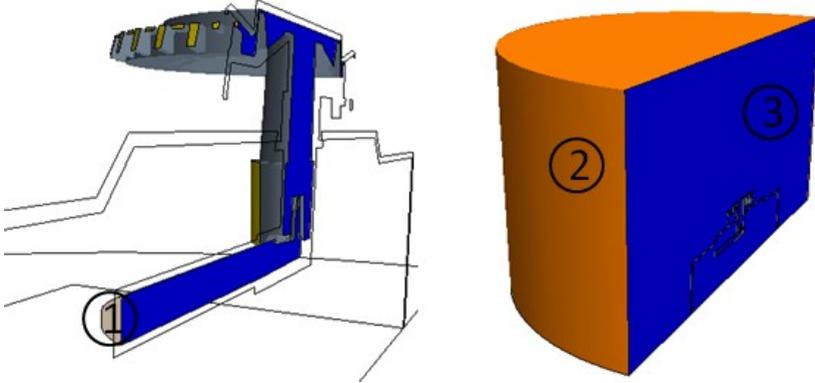
Os valores de velocidade paralela à face e pressão dessa condição de contorno são calculados pela extrapolação da célula adjacente, utilizando reconstrução de gradiente.

#### 3.5.2.2.3 Condição de Parede

A condição de parede utiliza à lei da parede para grandezas turbulentas e a condição de não deslizamento para a velocidade.

$$\mathbf{u}_w = 0 \quad (3.39)$$

Figura 17 - Superfícies aplicadas condições de contorno



1) Fronteira de Entrada

2) Fronteira de Saída

3) Simetria

Fonte: Baldani, 2016.

#### 3.5.2.2.4 Condição de Pressão (*Outlet*)

Esta condição imprime uma pressão estática na saída do domínio, além disso, ocorre a opção de fluxo reverso. Esta opção permite que tanto fluido possa sair como entrar no domínio. Para o fluido que entra no domínio é necessário especificar qual a fração mássica de cada componente que “entra” por essa condição de contorno. Já nos casos deste trabalho assumiu-se que o ar que entra no domínio é constituído de 79% de nitrogênio ( $N_2$ ) e 21% de oxigênio ( $O_2$ ) em fração de molar.

## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

### 4.1 MATERIAIS

Os ensaios foram conduzidos em um laboratório em Saint Joseph, MI, durante o mês de Agosto de 2015, cidade esta que se situa a uma elevação de 192m. O valor da altitude é relevante uma vez que influencia no comportamento do queimador (Eiseman *et al.*, 1933). Foram analisados queimadores atmosféricos obtidos através de processos de fabricação, tais como: injeção, usinagem e conformação de ligas de alumínio para a sua manufatura. Para cada um deles foi alterado o componente injetor que possuía o mesmo perfil interno tendo apenas o seu diâmetro de passagem alterado, fato este que por consequência altera também a quantidade de combustível injetado no queimador. Todos os materiais utilizados neste trabalho são apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Características dos equipamentos e materiais

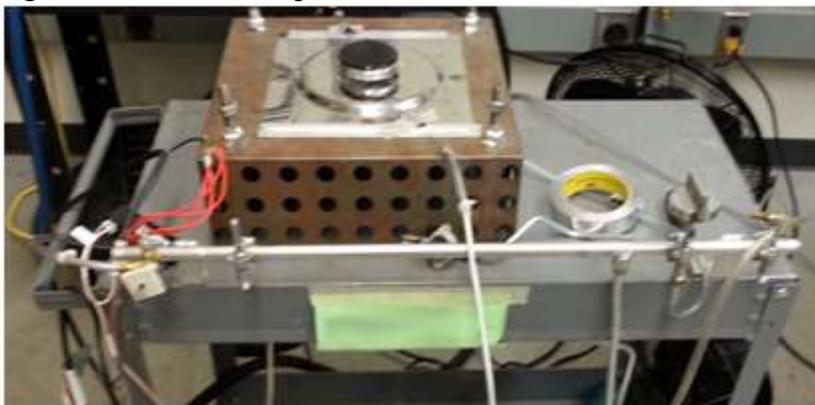
<b>Materiais</b>	<b>Características</b>
Bancada Experimental (figura 18)	- Aparelho constituído de chapas de aço.
Termômetro digital (figura 19)	Marca: Fluke. Modelo: 52 II. Precisão para temperatura $\pm(0.05\% + 0.3^{\circ}\text{C})$
Termopares (figura 20)	- Tipo K. Precisão: $\pm 2.2\text{C}$ ou $\pm 0.75\%$
Manômetro (figura 21)	Manômetro tipo U de coluna d'água
Medidor de vazão (figura 22)	- O medidor de vazão utiliza uma tecnologia de diferencial de temperatura constante ( $\Delta T$ ), para análise da vazão.

	Marca: FOX. Modelo: FT2. Precisão para vazão: $\pm 1\%$ da leitura $\pm 0.2\%$ do fundo de escala.
Analisador de Gás (figura 23)	- Princípio de medição através de uma célula eletroquímica. Marca: Siemens. Modelo: ULTRAMAT 23. Precisão: $\pm 1\%$ do fundo de escala Curva de calibração presente no Anexo 01.
Corpo de prova (figura 24)	- Conjunto queimador, sendo composto de um espalhador, um suporte do injetor, um injetor e uma capa.
Pino Padrão (figura 25)	Marca: Vermont Gage
Micrômetro (figura 26)	Marca: Mitutoyo Modelo: IP65 Precisão: $\pm 0.001\text{mm}$

Fonte: Baldani, 2016.

A bancada experimental (figura 18) foi projetada de tal forma a possuir uma válvula que controla a entrada de combustível de forma mecânica através de um manípulo, um suporte de aço com furos para a entrada de ar fixa e uma interface também de aço com furações para cada interface do queimador. As partes de aço, fixas e variáveis, são conectadas com uma fita alumínio para que não haja movimentação do queimador durante o teste. O laboratório possui um sistema de exaustão para que ao final dos testes a mistura de ar combustível seja eliminada bem como um sistema de ar condicionado central que visa manter constante a temperatura da sala em torno de  $25^{\circ}\text{C}$ .

Figura 18 - Bancada experimental



Fonte: Baldani, 2016.

O termômetro digital utilizado (figura 19) possui medição de temperatura baseado em microprocessador, ao qual foi conectado um termopar do tipo K (figura 20). Este equipamento foi utilizado para a verificação da alteração de temperatura do laboratório, apesar de nenhuma alteração significativa ser esperada a verificação foi realizada, uma vez que mudanças drásticas poderiam interferir no valor medido. De acordo com o fornecedor uma calibração tem que ser realizada a cada ano para a garantia do valor medido, para este equipamento foi realizada uma calibração no mês de Fevereiro do mesmo ano.

Figura 19 - Termômetro digital



Fonte: Baldani, 2016.

O termopar (par termoelétrico) utilizado para a medição da temperatura do ambiente foi um do tipo K (figura 20). Esse tipo de termopar pode ser utilizado para uma faixa de temperatura que varia de  $-200^{\circ}\text{C}$  até uma temperatura de  $1260^{\circ}\text{C}$  e tem de modo geral uma precisão de  $\pm 2.2\text{C}$  ou  $\pm 0.75\%$ , Standard ASTM E230/E230M-12 (2003). Para o registro das medições de temperatura foi utilizado uma tabela em que os valores foram inseridos pelo autor.

Figura 20 - Termopar tipo K



Fonte: Baldani, 2016.

A pressão da rede que fornece o combustível é ajustada para o valor de cinco polegadas de coluna d'água, valor este que é observado através do manômetro (figura 21). Este valor é utilizado para que se haja um padrão durante a realização dos testes, uma vez que essa pressão influencia na vazão de combustível, entretanto, como o valor da vazão será monitorada durante todos os experimentos, a acuracidade deste valor não se faz necessária. A regulação da pressão é feita através de um regulador de pressão que utiliza um sistema mecânico de parafuso e mola para esse controle.

Figura 21 - Manômetro de coluna e regulador de pressão



Fonte: Baldani, 2016.

Quando o queimador está em funcionamento a vazão do combustível é medida pelo medidor de vazão da FOX (figura 22). Este aparelho possui um sensor com dois elementos. O sensor de referencia mede a temperatura do gás. A eletrônica por sua vez aquece um dos elementos a uma temperatura acima da temperatura do gás. Esta eletrônica tem como função manter constante o delta de temperatura ( $\Delta T$ ), entre gás e o elemento aquecido. Quanto maior é o fluxo passando por este elemento maior será a energia necessária para manter este  $\Delta T$  constante. O microprocessador então fornece o valor da vazão de massa uma vez que esta é proporcional a energia gasta para aquecer o elemento.

Figura 22 - Medidor de vazão da FOX;



Fonte: Baldani, 2016.

Para a análise da concentração de oxigênio nos pórticos é utilizado o aparelho ULTRAMAT 23 (figura 23), que succiona através de suas duas sondas (em forma de agulha) uma quantidade da mistura (aproximadamente 1.2 l/min) para ser analisada. Desta forma pode-se observar o valor da concentração de oxigênio no visor do equipamento.

De acordo com o manual do produto ULTRAMAT 23 (2012), o sensor de oxigênio opera de acordo com o princípio de uma célula de combustível (figura 24). O oxigênio é convertido na camada limite entre o cátodo e eletrólito. Uma corrente de emissão de elétrons escoar entre o ânodo e o cátodo e através de uma resistência, onde uma tensão é medida. Esta tensão medida é proporcional à concentração de oxigênio no gás de amostra.

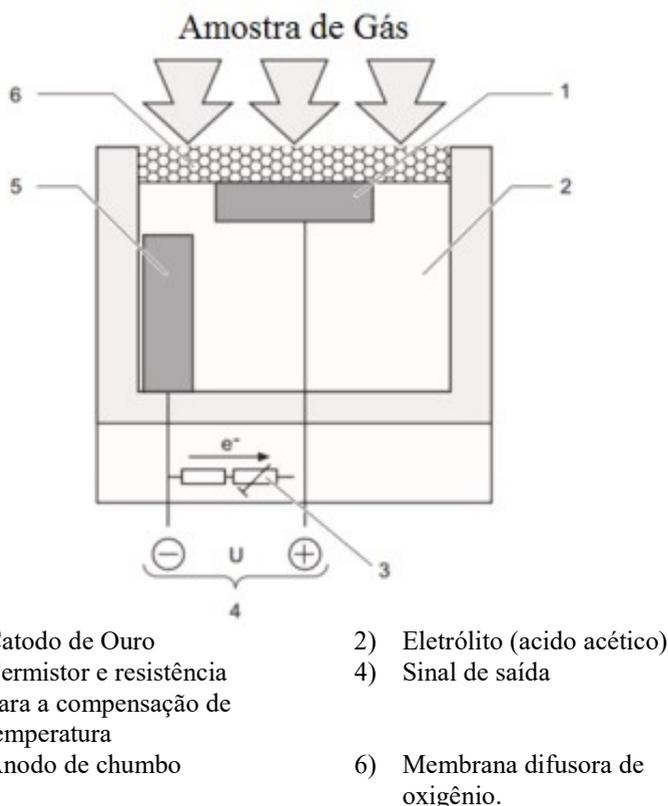
Figura 23 - Analisador de Gás (ULTRAMAT 23)



Fonte: Baldani, 2016.

Este aparelho possui um erro de 1% do fundo de escala do elemento analisado, tem-se que para o oxigênio a escala de 0 a 100% O<sub>2</sub>, ou seja, para este elemento químico o erro seria equivalente a 1% de O<sub>2</sub>. De acordo com a Siemens é necessária a calibração do equipamento no máximo a cada um ano, porém este aparelho foi calibrado semanas antes da realização do teste e a curva de calibração encontra-se Anexo 01.

Figura 24 - Princípio de medição para ULTRAMAT 23 (célula eletroquímica)



Fonte: Adaptado do Manual ULTRAMAT 23, 2012.

#### 4.1.1 Conjunto Queimador

Os queimadores ensaiados neste trabalho foram fabricados das mais variadas formas. Destaca-se os queimadores 1 (figura 25) e 4 como sendo injetados da liga de alumínio (AB-47100 e A380 respectivamente) para o suporte do injetor e espalhador. Enquanto que para o queimador 2 o processo é de conformação também de uma liga de alumínio, porem, neste caso sendo esta liga a AW-AI 99.5, e , por fim, o

queimador 3 que foi obtido através de um processo de usinagem de alumínio laminado. Cada um desses processos tem uma tolerância dimensional diferente para o processo de fabricação, fato este que pode ocasionar diferenças geométricas quando comparado com a geometria de engenharia que foi a utilizada para as análises numéricas. Apesar da diferença dos processos no desenho de fabricação existe uma tolerância máxima de  $\pm 0,2\text{mm}$  e para as cotas críticas como as dimensões do tubo de mistura sendo de  $\pm 0,10\text{mm}$ .

Figura 25 - Conjunto queimador 1



Fonte: Baldani, 2016.

A fabricação das capas também difere entre os queimadores, para o queimador 3, assim como o espalhador e o suporte do injetor, a capa também foi usinada (feita de um aço 1020), enquanto que para os demais queimadores elas foram conformadas sendo um aço carbono (EN 10209) que após conformação é esmaltado. Este último possui uma tolerância

máxima, informada em desenho, para o processo de fabricação de  $\pm 0,15\text{mm}$ .

A matéria prima dos injetores (figura 26) diferentemente dos outros componentes é uma liga de latão (ASTM B16), que utiliza o processo de usinagem para sua fabricação, para o diâmetro do orifício do injetor a tolerância máxima é de  $\pm 0,01\text{mm}$ .

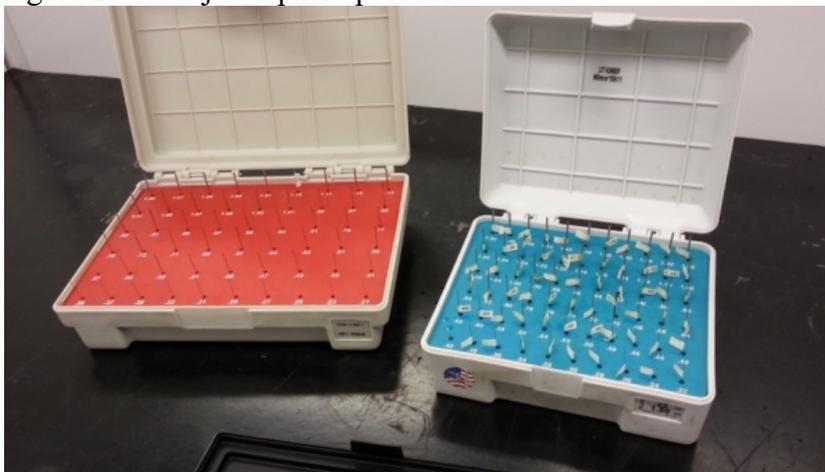
Figura 26 - Conjunto de injetores testados



Fonte: Baldani, 2016.

O injetor, sendo o componente de maior importância nesta análise, foi verificado no laboratório de metrologia com a ajuda de pinos padrões (figura 27) para validação do valor do diâmetro do orifício.

Figura 27 - Conjunto pinos padrões



Fonte: Baldani, 2016.

Estes pinos padrões foram verificados com a ajuda de um micrômetro (figura 28) a fim de conferir suas dimensões, este micrômetro possui um erro aproximado de  $\pm 0.001\text{mm}$ , e os valores medidos foram confrontados com os referenciados no pino padrão.

Figura 28 - Micrômetro



Fonte: Baldani, 2016.

## 4.2 MÉTODOS

Os ensaios experimentais constituem uma etapa fundamental para a validação dos modelos disponíveis no código comercial. As etapas realizadas para determinar os parâmetros experimentais constituíram:

1. Definição dos objetivos;
2. Definição dos dados necessários para a determinação das variáveis;
3. Definição dos equipamentos e materiais necessários;
4. Verificação da calibração do sistema de medição;

5. Obtenção dos corpos de prova, incluindo todos os componentes do conjunto queimador bem como os injetores com diâmetros variáveis;
6. Verificação do diâmetro do orifício do injetor;
7. Preparação dos equipamentos e materiais para o ensaio;
8. Montagem do conjunto queimador na bancada experimental;
9. Montagem do injetor no suporte do injetor;
10. Posicionamento e fixação da sonda de medição;
11. Obtenção dos valores de concentração de  $O_2$  e vazão de combustível;
12. Variação dos injetores;
13. Análise dos erros de medição combinados.

A primeira etapa para a realização do processo de medição foi a determinação dos objetivos. Entendeu-se que para a validação do código comercial seria necessário a comparação direta dos valores da concentração de  $O_2$ , de forma análoga ao processo realizado por Namkhat & Jugjai (2010), e para a execução das simulações era necessário o levantamento das condições de contorno que nesse caso seriam temperatura e vazão de combustível.

Para a determinação destas variáveis foi, então, avaliada a necessidade de um medidor de vazão, termômetro e um analisador de gás que conseguisse ler a concentração de  $O_2$ . Fez-se um levantamento da curva de calibração para cada um destes equipamentos. Todos eles estavam calibrados dentro do prazo especificado pelos fornecedores e aprovados, porém, apenas foi encontrada a curva de calibração para o analisador de gás de  $O_2$  (Anexo 01). Para os outros equipamentos foi utilizado o manual para a análise das incertezas.

A obtenção dos corpos de prova se deu através da empresa de eletrodomésticos Whirlpool Latin America, para os quatro conjuntos queimadores bem como um conjunto de injetores de diferentes diâmetros. Neste conjunto de injetores

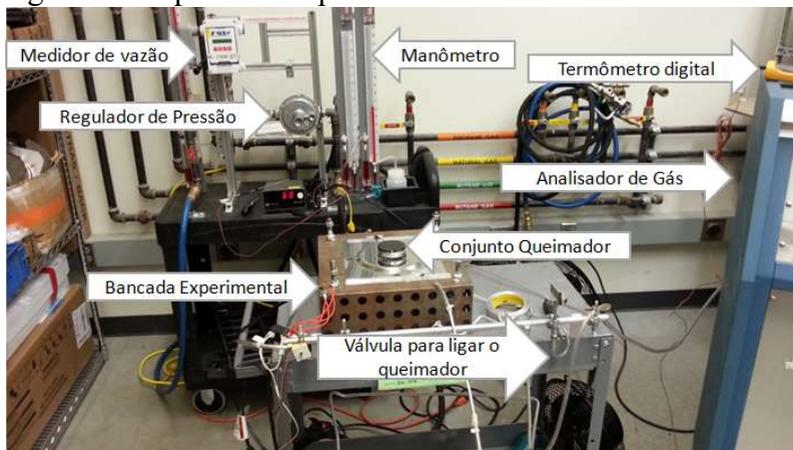
existia um total de doze diâmetros diferentes, porém durante o planejamento dos experimentos havia sido considerada a utilização de apenas quatro diâmetros. Todos os doze injetores passaram pelo processo de verificação de seus diâmetros com o uso do pino padrão, no qual cinco não possuíam o dimensional correto, resultando então em um conjunto de sete injetores aptos para a realização dos testes. Fez-se então necessário a seleção de quatro destes injetores. Como critério de seleção adotou-se os injetores de maior e menor diâmetro (a fim de ter o maior intervalo possível). Os outros dois injetores foram selecionados de modo a ter valores para os diâmetros de injetor o mais igualmente espaçado possível.

A verificação do diâmetro do injetor foi realizada no laboratório de metrologia. Para a realização desta, os componentes: injetor, pino padrão e micrômetro, assim como o autor permaneceram numa sala climatizada a 25°C por um período de duas horas, antes de iniciar as medições, a fim de garantir que todos os componentes estivessem na mesma temperatura. Realizou-se então a medição do pino padrão com o micrômetro a fim de validar o valor especificado, uma vez que este equipamento possui precisão de  $\pm 0.001$  mm.

Com a validação do diâmetro do pino padrão, faz-se a inserção do mesmo no orifício do injetor a fim de validar sua dimensão. O critério utilizado para confirmação do valor foi o seguinte: caso o pino padrão entrasse no orifício seja com folga ou não entrasse devido a uma interferência geométrica o injetor seria descartado, caso contrário, ele era considerado como validado.

Em posse dos corpos de prova, mudou-se de laboratório para a realização dos ensaios, pois é necessário um sistema de exaustão para que ao término do ensaio o ar contaminado pelo combustível possa ser eliminado. É feita a montagem de todo aparato experimental (figura 29).

Figura 29 - Aparato completo utilizado

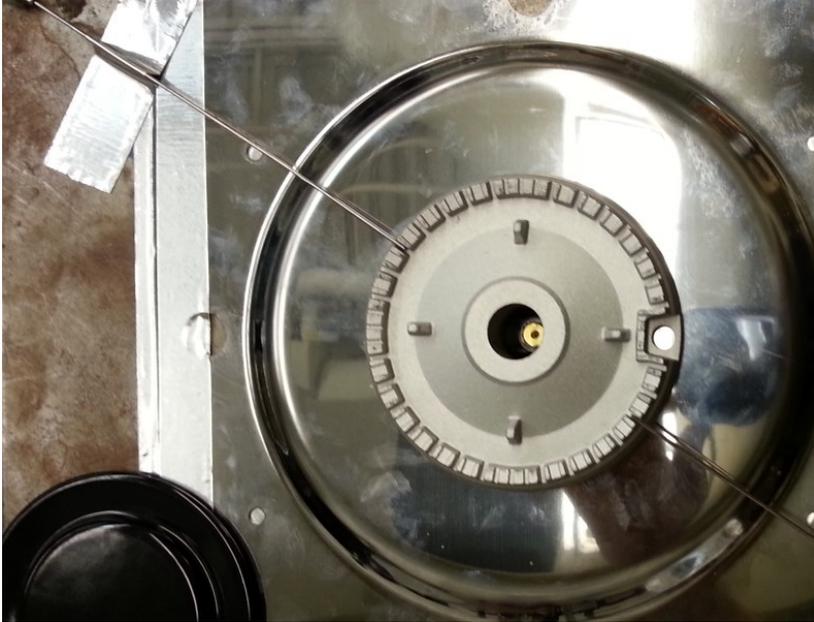


Fonte: Baldani, (2016)

Com o suporte do injetor conectado a bancada experimental, é então rosqueado o injetor. Faz-se nesta etapa uma verificação da estanqueidade do sistema. Para isso, tampase a saída do injetor e então liga-se o queimador, observa-se o valor da vazão no medidor e caso seu valor seja zero o sistema é considerado estanque.

Finalmente é realizada a montagem do espalhador, posicionamento da sonda e montagem da capa do queimador. O posicionamento do sensor é feito a fim de que a ponta da agulha fique no centro do pórtico, tanto horizontal quanto verticalmente, e as agulhas estão separadas por um ângulo de  $180^\circ$  (figura 4.30).

Figura 30 - Posicionamento da sonda no corpo do queimador



Fonte: Baldani, (2016)

Com todo o conjunto queimador montado e as agulhas do sensor de  $O_2$  posicionadas, dá-se início aos testes. A válvula que liga o queimador é aberta possibilitando a passagem do gás. É monitorada através dos monitores dos equipamentos a convergência dos seus valores da concentração de  $O_2$  no pórtilo e o valor da vazão do gás, assim como é observado se houve alguma alteração na temperatura da sala de testes. Estes valores são então anotados em uma tabela.

Para cada nova medida de uma combinação injetor-queimador é desmontada apenas a capa e reposicionado os sensores a aproximadamente  $60^\circ$  da posição anteriormente medida, de forma a varrer o máximo perímetro do queimador. Entretanto quando se faz a troca do injetor tem-se que refazer o teste de estanqueidade, assim como toda a montagem do

queimador e posicionamento do sensor. Quando a troca é do conjunto queimador todo o método experimental tem que ser refeito.

A figura 31 representa de forma esquemática os pontos de medição para a concentração de  $O_2$ . Os valores obtidos com o equipamento ULTRAMAT 23 são o resultado da média das duas sondas. Tem-se, portanto um total de 03 valores de concentração, que proporcionam a investigação da aeração primária.

Figura 31 - Distribuição de pontos medidos



Fonte: Baldani, (2016)

#### 4.3 ERRO ASSOCIADO À MEDIÇÃO

Variações são inevitáveis, sejam elas decorrentes do fenômeno em estudo ou dos processos de medida (PIACENTINI *et al*, 2001). Faz-se, portanto, necessário a realização de um tratamento matemático-estatístico da medida realizada.

PIACENTINI *et al.*, (2001) classifica os erros em três categorias: erro de escala (resolução do instrumento de

medição), erro sistemático (diferença entre o valor médio e o valor verdadeiro) e erro aleatório (devido a fatores que não podem ser controlados). O erro máximo portanto é igual ao somatório de todos os erros, ou seja:

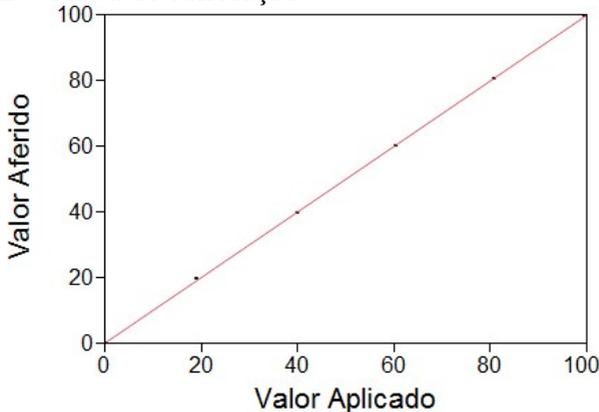
$$E_{m\acute{a}x} = E_{sistem\acute{a}tico} + E_{aleat\acute{o}rio} + E_{escala} \quad (4.01)$$

Para estimar o  $\sigma^2$ , associado ao  $E_{m\acute{a}x}$ , é apenas possível quando se tem várias observações de um valor para ao menos uma variável. Quando este procedimento não pode ser utilizado, a estimativa de  $\sigma^2$  é obtida do residual ou do somatório quadrático do erro (Montgomery *et al.*, 2015). Este processo é conhecido como regressão linear.

Para a execução da regressão linear foi utilizado os valores obtidos com a curva de calibração da fabricante do analisador de gás ULTRAMAT23. A análise foi realizada através da utilização do *software* JMP 10.

Foram colocados em um formato de gráfico os valores tabelados (figura 32):

Figura 32 - Curva de calibração



Fonte: Baldani, (2016)

Ao realizar a análise de regressão linear obtêm-se  $\sigma^2 = 0.075$ , ou seja,  $\sigma = 0.274$ . Considerando uma curva normal de distribuição, para que 99.73% dos valores estejam dentro desta curva é utilizada a regra dos três sigmas (Wheeler & Chambers, 1992), em que sigma é o desvio padrão estimado, ou seja:

$$erro = \pm\sigma \quad (4.02)$$

logo, o erro estimado foi de  $erro = \pm 0.823$ , para o valor de  $O_2$ . Quando comparado com o valor fornecido no manual do fornecedor para este equipamento,  $erro = \pm 1$ , observa-se que o valor obtido através da curva de calibração é mais restritivo, portanto este será utilizado para a incerteza referente a medida.

A análise experimental foi conduzida, portanto com o objetivo de obter a concentração de oxigênio na região dos pórticos e a vazão de combustível para cada combinação injetor/queimador disponível. Para a obtenção de um desvio padrão e erro associados à concentração de oxigênio foi elaborada uma análise estatística de variância (ANOVA) através do teste de Kruskal-Wallis, assim com análise de significância de parâmetros (Chiang *et al*, 2009).

Foram obtidas três concentrações de oxigênio ao longo do perímetro circular do queimador, sendo cada uma destas concentrações a média da concentração de dois pórticos obtidos através da agulha do analisador de oxigênio. Foram obtidas também três vazões de combustível de forma a servir como condição de contorno.

Esse conjunto de dados serve como parâmetros físicos para análise das correlações hidrodinâmicas com os modelos de turbulência disponíveis no software comercial STAR-CCM+® para os queimadores atmosféricos analisados.

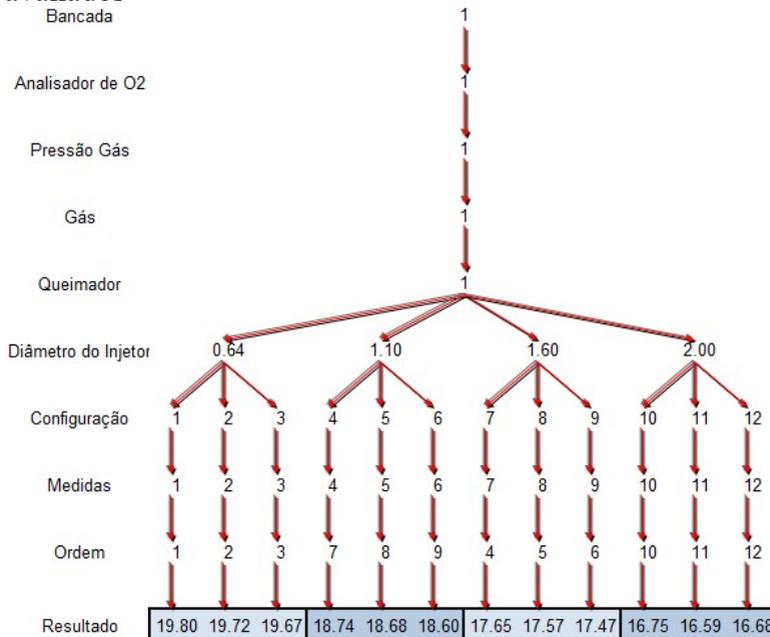
## 5 RESULTADOS

Esta seção está dividida em quatro partes, a saber: resultados experimentais, resultados numéricos, análise comparativa dos resultados e análise do escoamento em um queimador atmosférico.

### 5.1 TESTES LABORATORIAIS

Nos ensaios realizados cada conjunto queimador foi montado com diferentes injetores de diferentes diâmetros, conforme a figura 32. A árvore completa de amostragem encontra-se no Apêndice 02.

Figura 33 - Árvore de amostragem para um dos queimadores avaliados



Fonte: Baldani, (2016)

A pressão de gás fornecida foi mantida constante em cinco polegadas de coluna d'água. Os dados obtidos durante a realização dos testes encontram-se em forma de tabela no Apêndice 3 devido a sua extensão. Os testes foram realizados com gás natural, porém a fim de simplificar a análise é considerado o gás natural como sendo 100% metano ( $\text{CH}_4$ ), já que esse é o componente mais abundante na mistura (Faveri, 2013).

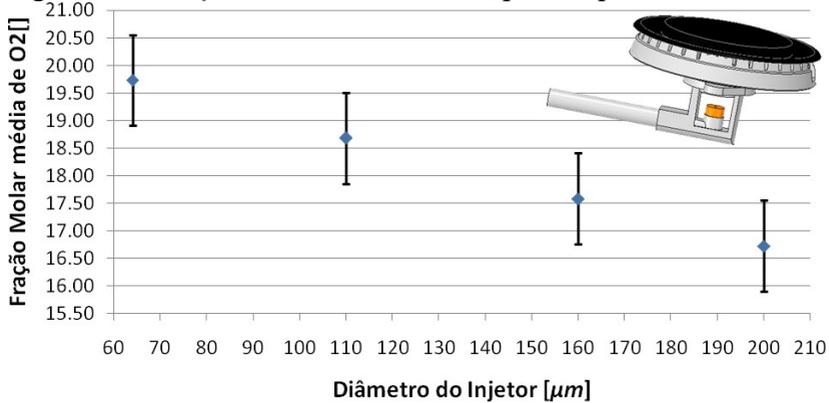
Os valores de vazão volumétrica medidos no laboratório foram então convertidos para vazão mássica. Com a utilização do software JMP 10, foi feita uma análise estatística para os valores de vazão mássica e concentração de  $\text{O}_2$ . Optou-se por utilizar o método de análise de variâncias (ANOVA). Esta assume que embora amostras diferentes possam vir de grupos de dados com médias diferentes, elas possuem a mesma variância (Milone, 2009). Para a vazão mássica, a análise mostrou que o diâmetro do injetor foi responsável por 99.9% da mudança para essa variável, seguido pela interação entre queimador e diâmetro do injetor (0.0427%), apenas pelo queimador (0.0369%) e finalmente pela própria medição (0.0009%). Os valores de vazão mássica podem ser visualizados de forma gráfica na figura 5.03.

Da mesma forma foi realizada a análise para a concentração de  $\text{O}_2$ . Apesar de o diâmetro do injetor continuar a ser a principal fonte de variação nos testes (77.7%), a contribuição do queimador não pode ser negligenciada (18.9%), seguida da interação entre queimador e diâmetro do injetor (3.2%) e finalmente devido à medição (0.2313%).

Sabendo que o maior impacto no valor da concentração de  $\text{O}_2$  é devido ao diâmetro do injetor é então apresentado o gráfico de um valor versus o outro para cada queimador individualmente (figura 36 a figura 38). Os gráficos apresentam também uma imagem isométrica da geometria do queimador, a fim de proporcionar uma maior familiaridade.

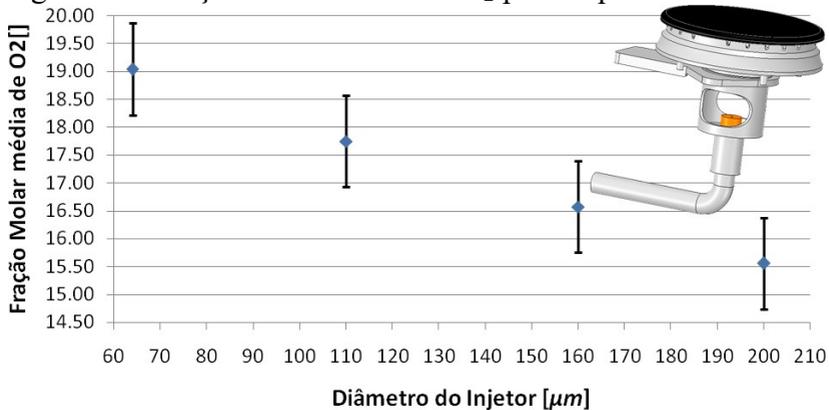
Observa-se, além disso, que os queimadores 1 e 4, apesar de possuírem diferentes geometrias, tem comportamento semelhante para a concentração de O<sub>2</sub> na região dos pórticos (figura 38), principalmente para os injetores de menor diâmetro. Enquanto os outros dois queimadores possuem comportamentos bem diferentes entre si.

Figura 34 - Fração Molar média de O<sub>2</sub> para o queimador 1

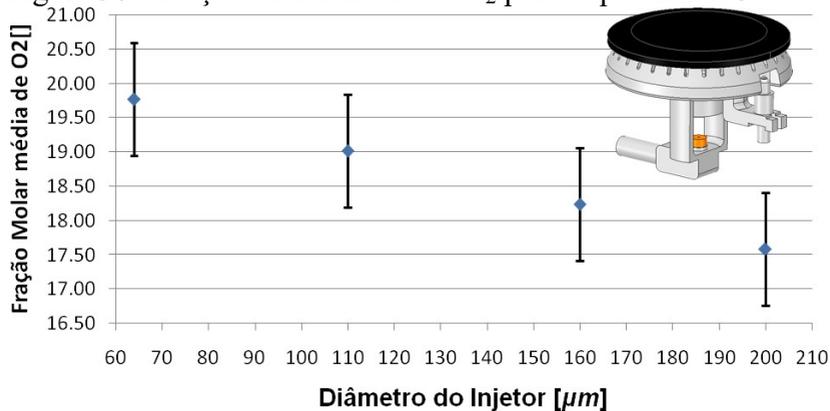


Fonte: Baldani, (2016)

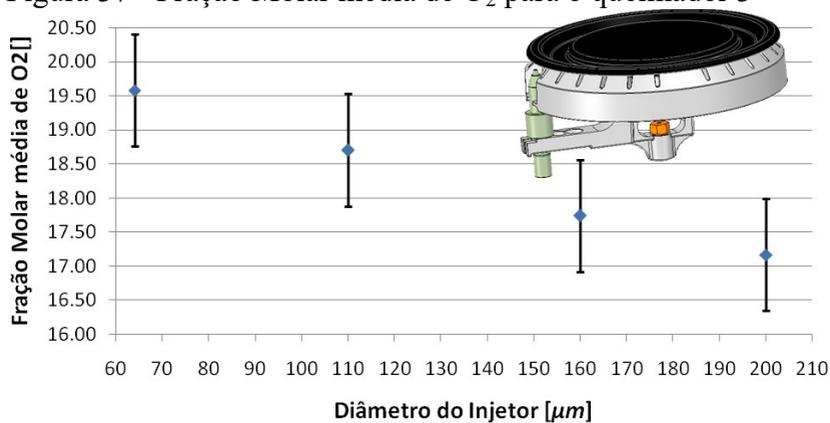
Figura 35 - Fração Molar média de O<sub>2</sub> para o queimador 2



Fonte: Baldani, (2016)

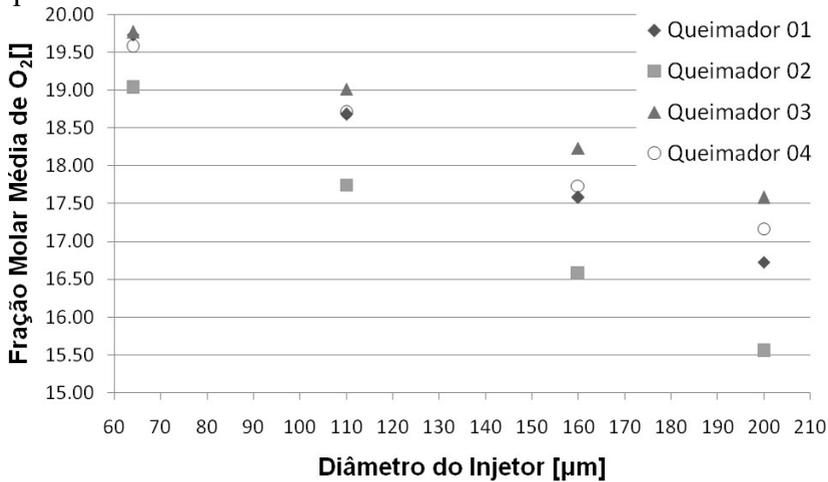
Figura 36 - Fração Molar média de  $O_2$  para o queimador 3

Fonte: Baldani, (2016)

Figura 37 - Fração Molar média de  $O_2$  para o queimador 3

Fonte: Baldani, (2016)

Figura 38 - Fração Molar média de O<sub>2</sub> para todos os queimadores



Fonte: Baldani, (2016)

Quando observados os valores da fração molar de O<sub>2</sub>, em relação ao diâmetro do injetor pode-se observar que se relacionam de forma aproximadamente linear. Uma aproximação linear pode ser expressa na forma de  $f(x) = A * x + B$ . Tem-se então para esse conjunto de dados a tabela 2.

Tabela 2 - Aproximação linear para os valores de O<sub>2</sub>

Queimador	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>R</i> <sup>2</sup>
01	-0.022	21.13	0.999
02	-0.025	20.61	0.998
03	-0.016	20.79	0.999
04	-0.018	20.69	0.996

É possível observar que o coeficiente *A*, possui valor negativo, ou seja, com o aumento do diâmetro do injetor há um decréscimo da concentração de O<sub>2</sub> na região dos pórticos. Esta linearidade em relação ao diâmetro do injetor havia sido

percebida por SALVI (1995), o qual afirma que para uma dada temperatura e densidade relativa do gás, a relação de ar e combustível é função do diâmetro da garganta e diâmetro do injetor.

## 5.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Após a realização dos testes laboratoriais e consequentemente a obtenção das vazões para o uso como condição de contorno inicia-se o processo de cálculo numérico. Uma vez que o caso tenha convergido é calculada a fração molar de  $O_2$  na interface entre os fluidos do ambiente e do queimador (posição aproximada da sonda no laboratório). Os valores obtidos são dados pela tabela 3.

Os detalhes referentes ao teste de refino de malha bem como os detalhes da mesma podem ser encontrados no apêndice 01 e os valores para a condição de entrada de vazão de combustível no apêndice 03. Foi utilizada a mesma malha computacional para ambos os modelos de turbulência, e seus valores encontram-se na tabela 3, assim como em forma gráfica nas figuras 39 a 42.

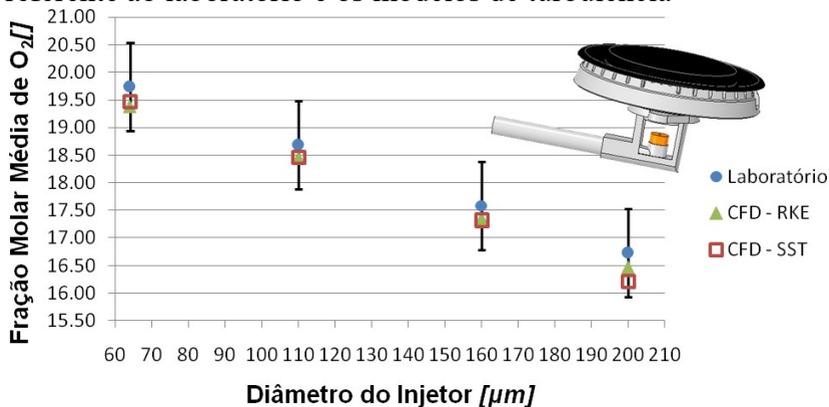
A tabela 3 mostra que ambos os modelos apresentam similar correlação quando comparados com os dados de laboratório. Para tal afirmação foi utilizado o intervalo de confiança provido da curva de calibração, ou seja,  $erro = \pm 0.823$ . Para o mesmo o modelo de turbulência SST apresenta dois pontos fora deste intervalo, enquanto que para o modelo de turbulência *Realizable*  $k-\varepsilon$  todos os pontos encontram-se dentro do mesmo, fato que fica evidenciado nas figuras 40 e 42 com os pontos fora da barra de erro.

Portanto, para os dados disponíveis o modelo *Realizable k-ε* é o que melhor representa a física a ser modelada. Vale ressaltar que apesar do modelo deste ter sido melhor ele foi apenas marginalmente melhor e, portanto, é o modelo utilizado para a análise deste trabalho.

Tabela 3 - Tabela para os valores de  $O_2$  para diferentes modelos de turbulência

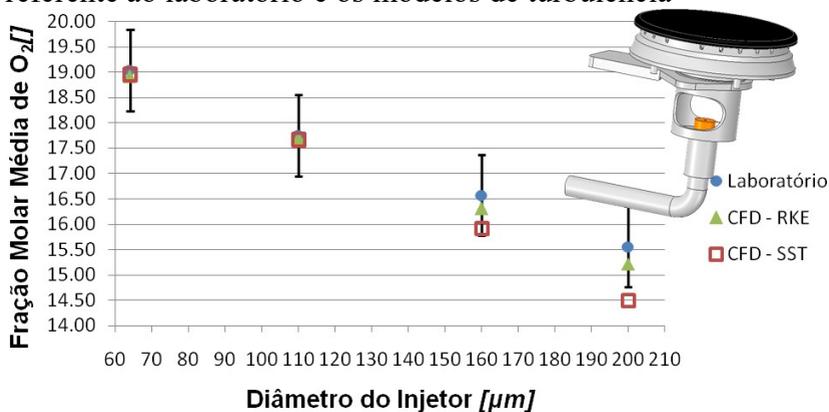
	Diâmetro	Laboratório	SST	RKE	Dif. SST	Dif. RKE
Queimador 1	64	19.73	19.47	19.38	-0.26	-0.35
	110	18.68	18.46	18.45	-0.22	-0.23
	160	17.58	17.33	17.35	-0.25	-0.23
	200	16.73	16.21	16.47	-0.52	-0.26
Queimador 2	64	19.04	18.96	18.91	-0.08	-0.13
	110	17.75	17.67	17.70	-0.08	-0.05
	160	16.57	15.92	16.31	-0.65	-0.26
	200	15.55	14.49	15.22	-1.06	-0.33
Queimador 3	64	19.77	19.84	19.75	0.07	-0.02
	110	19.02	19.10	19.01	0.08	-0.01
	160	18.24	18.32	18.26	0.08	0.02
	200	17.58	17.62	17.60	0.04	0.02
Queimador 4	64	19.58	19.38	19.32	-0.2	-0.26
	110	18.70	18.23	18.37	-0.47	-0.33
	160	17.74	17.05	17.32	-0.69	-0.42
	200	17.17	16.16	16.46	-1.01	-0.71

Figura 39 - Fração Molar média de  $O_2$  para o queimador 1 referente ao laboratório e os modelos de turbulência



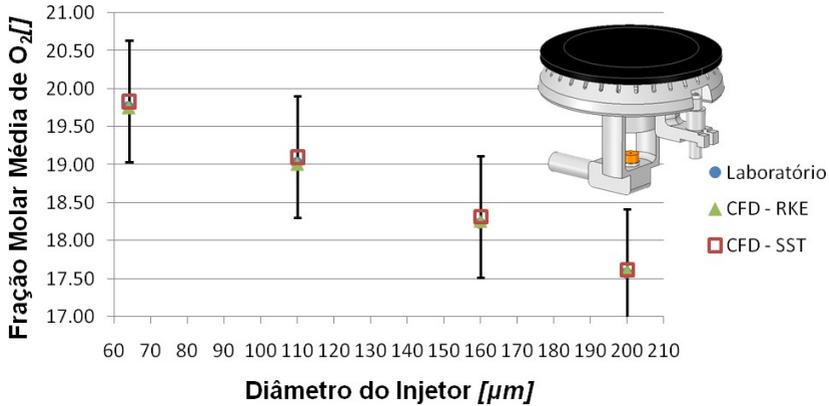
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 40 - Fração Molar média de  $O_2$  para o queimador 2 referente ao laboratório e os modelos de turbulência



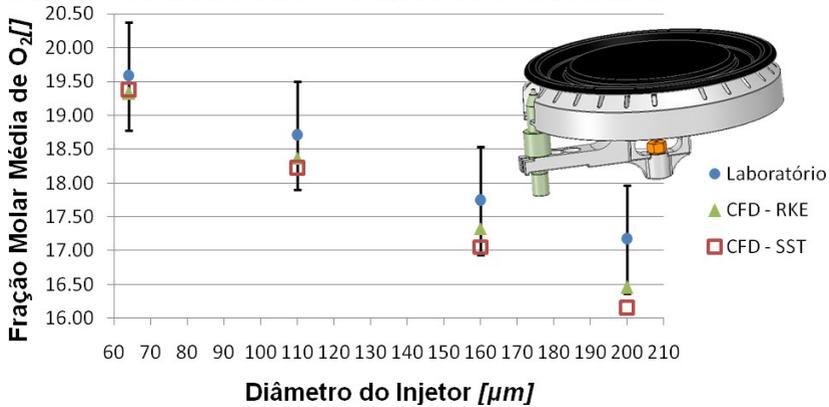
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 41 - Fração Molar média de O<sub>2</sub> para o queimador 3 referente ao laboratório e os modelos de turbulência



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 42 - Fração Molar média de O<sub>2</sub> para o queimador 4 referente ao laboratório e os modelos de turbulência

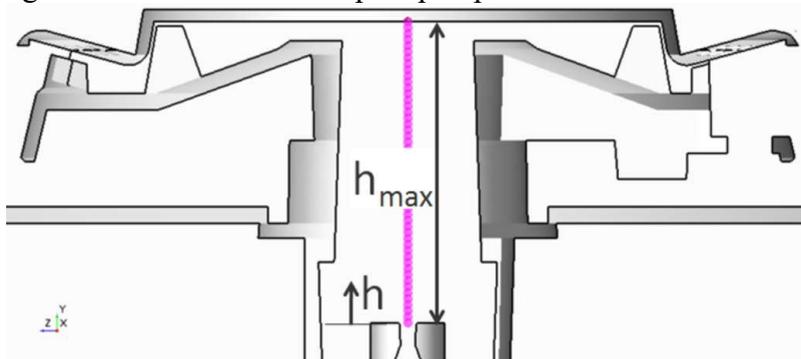


Fonte: Baldani, (2016)

### 5.2.1 Comparação dos modelos de turbulência

Nesta seção uma breve comparação dos resultados para os diferentes modelos de turbulência apresentada. Para as análises do perfil de velocidade quanto da concentração de combustível e oxigênio escolheu-se utilizar o queimador 1 com o injetor de diâmetro 2.00 mm. Foi utilizada a linha de centro do jato (figura 43) para obter os dados necessários para as comparações.

Figura 43 - Linha de centro para pós-processamento

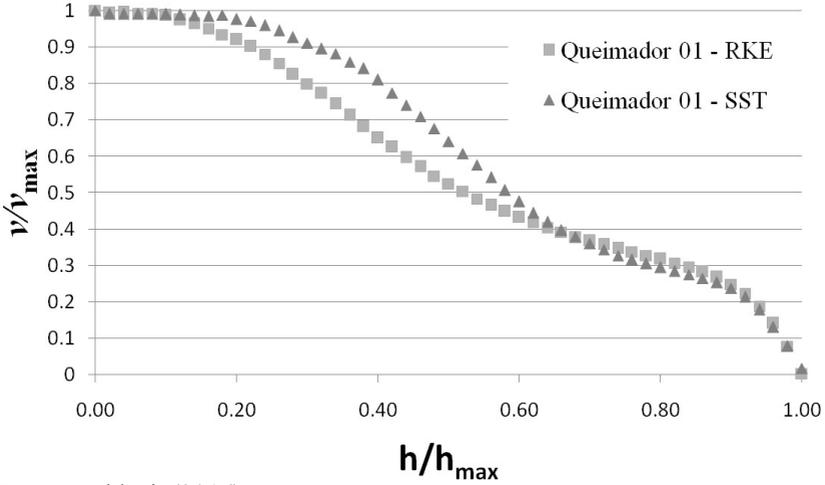


Fonte: Baldani, (2016)

Na figura 43 observa-se a distância entre a saída do injetor ( $h=0$ ) até o ponto de estagnação com a capa ( $h_{\max}$ ). É nesta linha em que se dá o pós-processamento para os gráficos referentes às figuras 44, 46, 49 e 57 a 60.

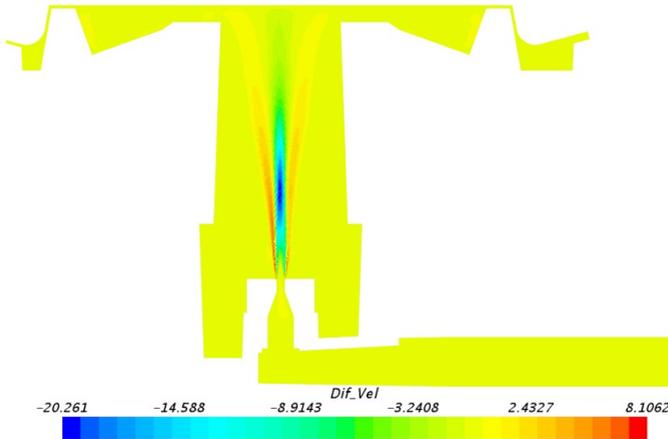
Na figura 44 observa-se que ao longo do jato o modelo de turbulência SST apresenta velocidades maiores quando comparado com o modelo de turbulência *Realizable* k- $\epsilon$ . Porém quando analisado o plano de simetria (figura 45) observa-se que nas regiões mais afastadas ao centro do jato o modelo RKE apresenta maiores níveis de velocidade, o que justificaria o fato de os modelos terem apresentado semelhantes arrastes, uma vez que uma região acaba por compensar a outra.

Figura 44 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o queimador 01 com o injetor de diâmetro de 2mm para diferentes modelos de turbulência



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 45 - Diferença do perfil de velocidade para os modelos de turbulência em [m/s]



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 46 - Perfil de concentração de  $\text{CH}_4$  e  $\text{O}_2$  ao longo do jato para o queimador 01 com o injetor de diâmetro de 2mm para diferentes modelos de turbulência

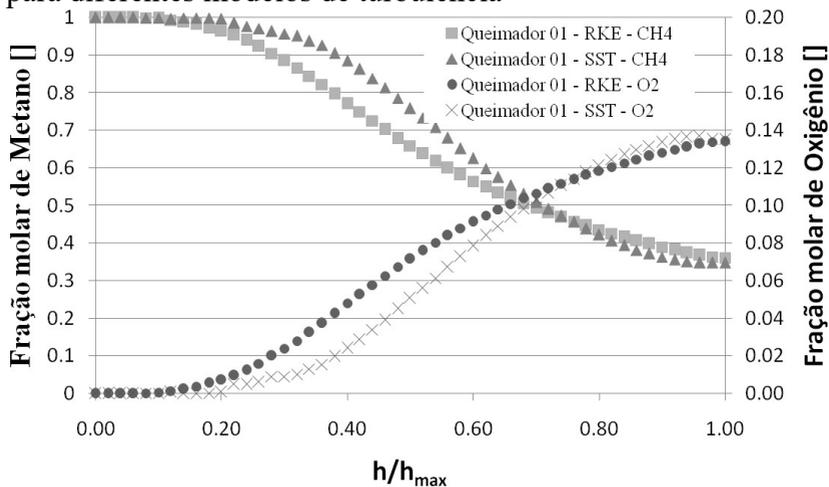
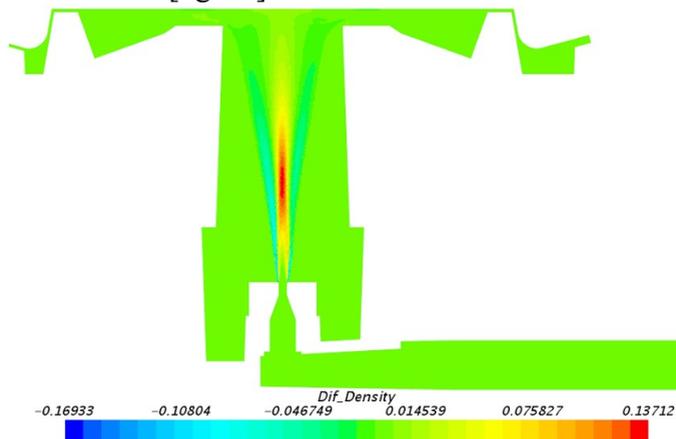


Figura 47 - Diferença do perfil de densidade para os modelos de turbulência em  $[\text{kg}/\text{m}^3]$



Na figura 46 observa-se que ao longo do jato o modelo de turbulência SST apresenta maior fração molar de  $\text{CH}_4$  e menor fração molar de  $\text{O}_2$ , quando comparado com o modelo RKE. Este fato ocorre até aproximadamente  $h = 0.65$ , sendo que após este os valores para ambos os modelos são praticamente iguais. Na figura 47 faz-se visível esta diferença quando analisada a densidade da mistura que é maior ao longo do jato para o RKE uma vez que o  $\text{O}_2$  apresenta maior massa quando comparado ao  $\text{CH}_4$ .

Observa-se que o jato com o modelo de turbulência *Realizable k- $\epsilon$*  é de característica mais dissipativa que o modelo de turbulência SST, pois tem um maior gradiente de decaimento da magnitude da velocidade. Apesar dos níveis da magnitude da velocidade serem menores o modelo de turbulência *realizable k- $\epsilon$*  promove uma intensidade de mistura maior, o que acaba por balancear a quantidade de oxigênio presente na mistura. Vê-se que no ponto de estagnação do jato ambos os modelos apresentam aproximadamente o mesmo valor para a concentração de  $\text{O}_2$ .

Como a única variável medida em laboratório foi a concentração de  $\text{O}_2$  na região dos pórticos e ambos os modelos apresentaram praticamente a mesma quantidade de pontos dentro do intervalo de confiança das medidas, não é possível inferir qual representa melhor o escoamento simulado, ou seja, para os dados de comparação ambos os modelos são igualmente bons. Vale ressaltar entretanto que a densidade de malha necessária para a correta predição do cálculo da quantidade de  $\text{O}_2$  foi menor para o modelo de turbulência *Realizable k- $\epsilon$*  quando comparado com o SST.

### 5.2.2 Análise fluído-dinâmica de um queimador atmosférico

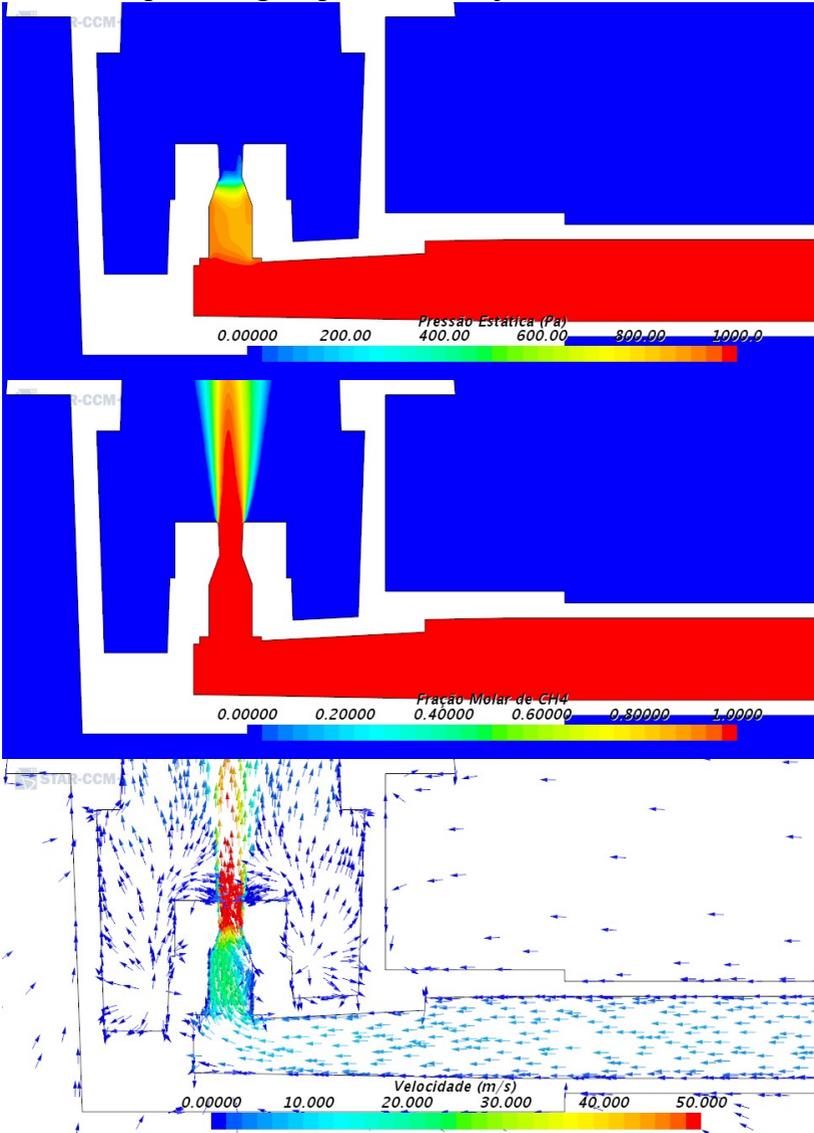
De forma a facilitar a compreensão durante a comparação entre as diferentes geometrias analisadas esta seção propõe a análise de um dos queimadores estudados. Novamente o queimador escolhido foi o queimador 1 com o injetor de diâmetro de 2.00 mm.

Com o acionamento da válvula inicia-se o processo de fluxo de gás natural ( $\text{CH}_4$ ) para o queimador. Esse escoamento se dá ao longo do tubo de distribuição, e o movimento se dá devido à diferença de pressão entre a linha de distribuição, e a pressão atmosférica. Para os testes realizados essa diferença foi igual a cinco polegadas de coluna d'água. O gás continua a escoar até o injetor, a transição entre o tubo de distribuição e o injetor pode ocorrer de formas mais suaves ou abruptas como neste queimador, em que se tem uma mudança no escoamento de  $90^\circ$ .

Na figura 48 é possível observar os perfis de pressão estática, fração molar de  $\text{CH}_4$  e os vetores do campo de velocidade na região próxima ao injetor, em que vê-se que o tubo de distribuição encontra-se pressurizado e contendo apenas  $\text{CH}_4$ .

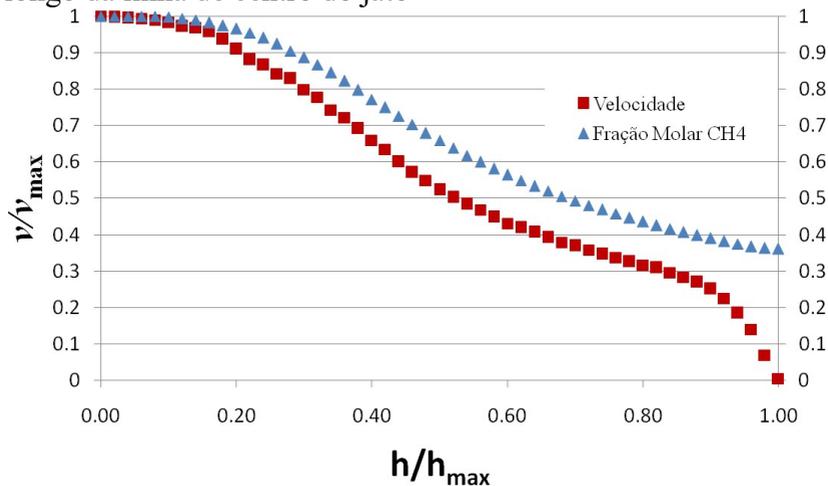
Ao escoar pelo injetor, há um incremento da magnitude da velocidade, devido à redução da área da seção transversal. Esse escoamento acelerado quando descarregado no ambiente atmosférico acaba por escoar na forma de um jato livre (figura 48).

Figura 48 - Perfis de pressão estática, fração molar e campo de velocidade para a região próxima ao injetor



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 49 - Perfil de velocidade e fração molar de  $\text{CH}_4$  ao longo da linha de centro do jato



Fonte: Baldani, (2016)

Esse jato diferentemente de um jato totalmente livre possui quatro zonas ligeiramente distintas.

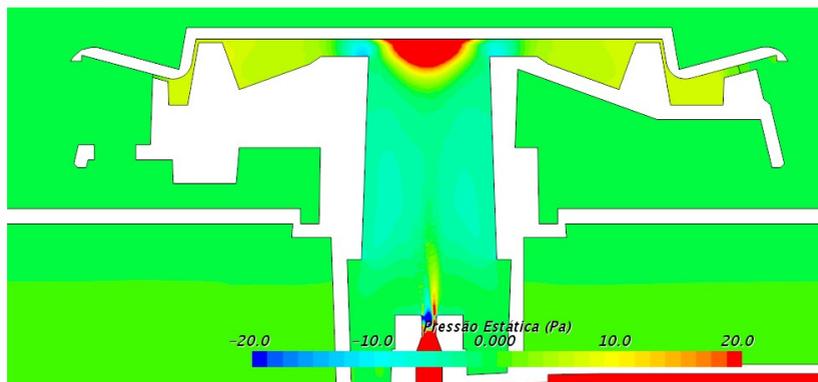
Na primeira zona tem-se assim como estipulado por Coleman (1971) o núcleo potencial. Uma vez que apresenta uma magnitude de velocidade aproximadamente constante, observa-se também que a fração molar de metano permanece também constante nessa região. No queimador exemplificado aqui esta região se estende até aproximadamente  $0.1h$  (figura 49).

Após a primeira zona inicia-se a zona 2, na qual se observa assim como Yule (1978) um crescimento da camada de mistura e um decaimento da magnitude da velocidade de forma aproximadamente linear, estendendo até aproximadamente  $0.55h$  (figura 49).

Na zona 3 vê-se que há uma alteração no gradiente de decaimento da velocidade. Esse fato se dá, pois o jato encontra-se dentro da região do tubo de mistura que possui uma seção transversal convergente, possibilitando uma recuperação parcial da energia cinética até aproximadamente 0.9h (figura 49).

Finalmente, têm-se a zona 4 região próxima a zona de estagnação do escoamento com a capa do queimador onde é possível observar o abrupto decaimento da velocidade até a sua completa parada.

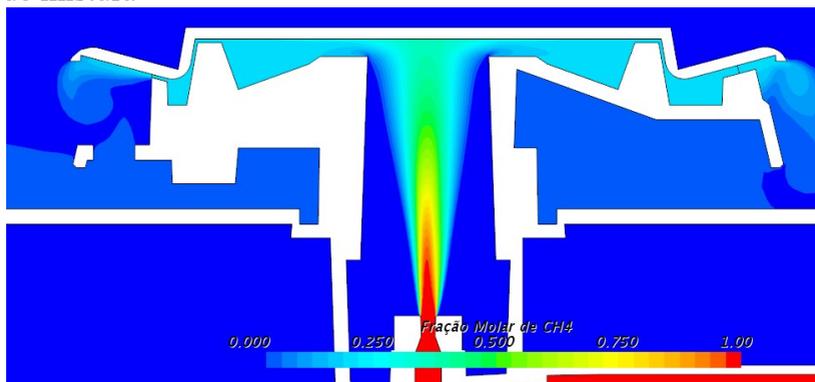
Figura 50 - Campo de pressão estática na região do tubo de mistura



Fonte: Baldani, (2016)

Na figura 50 é possível observar o efeito do jato no campo de pressão estática do queimador. Vê-se que na região do tubo de mistura a pressão é negativa e devido a isto ocorre o arraste do ar atmosférico na redondeza do jato para dentro do queimador.

Figura 51 - Campo de fração molar de  $\text{CH}_4$  na região do tubo de mistura

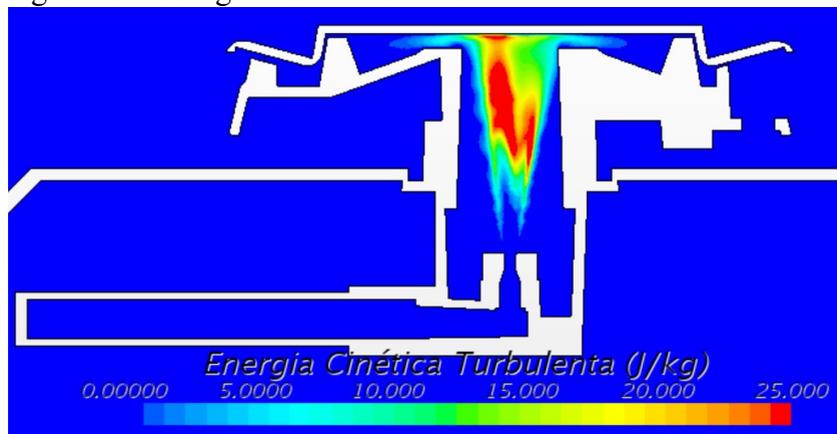


Fonte: Baldani, (2016)

Na figura 51 é possível observar o fenômeno da mistura através do campo de fração molar de  $\text{CH}_4$ . Nela nota-se a diminuição do valor da fração molar do combustível devido à incorporação de ar na mistura. Observa-se também que esse fenômeno é intensificado na região do tubo de mistura, da periferia para o core do jato, resultando numa completa mistura ao estagnar na capa do queimador.

Na figura 52 observa-se um aumento na intensidade da energia cinética turbulenta devido à camada de cisalhamento que se forma a partir do início do jato. Na região do jato, existe uma grande região com nível de turbulência elevado se comparado com o escoamento da redondeza. O máximo da turbulência ocorre na região central do escoamento, visto que o escoamento já vem perturbado desde o início do jato. Finalmente, nota-se o efeito difusivo espalhando a turbulência até a parede superior no ponto de estagnação com a capa do queimador.

Figura 52 - Energia Cinética Turbulenta



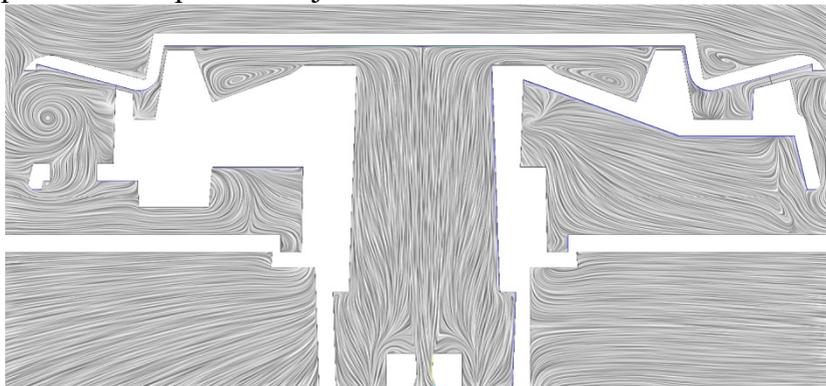
Fonte: Baldani, (2016)

O escoamento dentro do tubo de mistura se dá das mais variadas formas. A captação de ar não é uniforme, pois existem regiões com paredes, devido ao suporte do injetor, que previnem o escoamento. Nessas regiões com parede costuma-se observar um escoamento mais comportado e aderido às paredes do tubo de mistura (figura 53), enquanto que nas regiões de entrada livre de paredes pode haver descolamentos da camada limite devido ao ângulo de entrada do escoamento, que acaba por resultar em regiões de recirculação (figura 54).

Após a estagnação na capa do queimador o escoamento sofre uma mudança na direção do escoamento de  $90^\circ$ , que então escoo pelo canal formado entre a capa e o corpo do espalhador. Dependendo das condições do escoamento nesta região também é possível encontrar regiões de recirculação (figura 55). E finalmente o escoamento passa pela região dos pórticos, onde foram obtidos os valores da concentração de  $O_2$  nos testes laboratoriais. Pode-se observar que a não

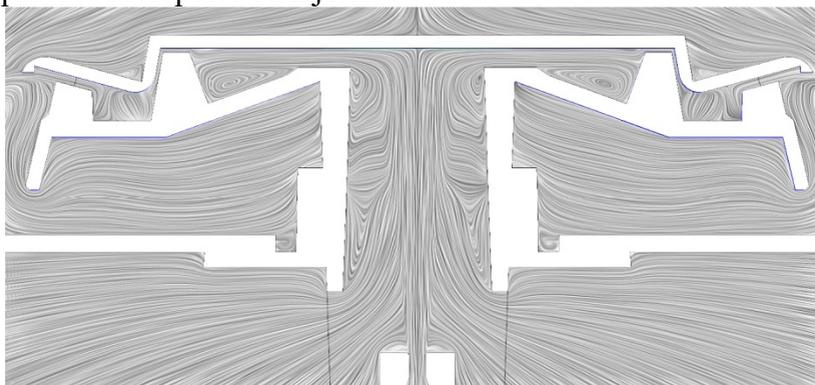
uniformidade do escoamento acaba por resultar num perfil de mistura também não uniforme (figura 56).

Figura 53 - Padrão de escoamento nas regiões bloqueadas pelas paredes do suporte do injetor



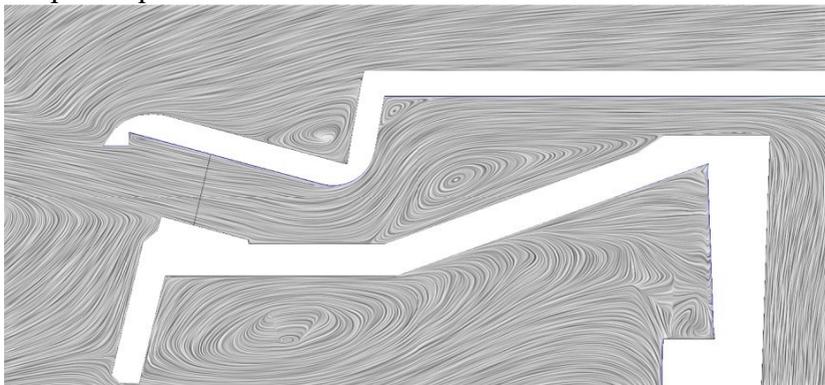
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 54 - Padrão de escoamento nas regiões livres das paredes do suporte do injetor



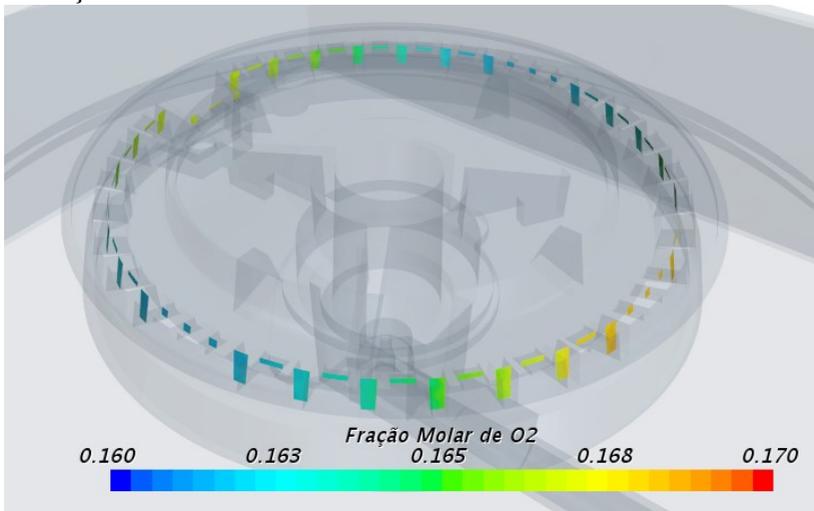
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 55 - Zona de recirculação no canal entre o espalhador e a capa do queimador



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 56 – Fração Molar de  $O_2$  na região aproximada de obtenção no laboratório



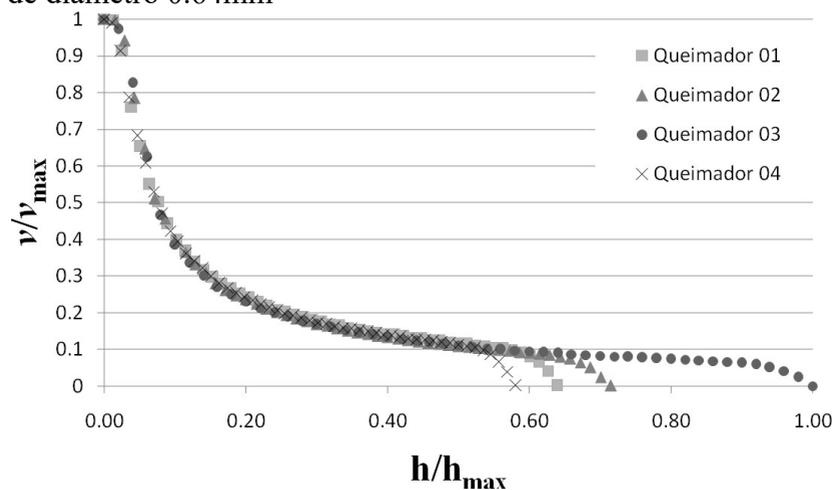
Fonte: Baldani, (2016)

### 5.2.3 Análise dos queimadores ensaiados em laboratório.

Nesta seção é abordado o comparativo entre os queimadores ensaiados em laboratório. Dentre todos os queimadores testados o queimador é o que possui o maior  $h$ , ou seja, possui a maior distância entre injetor e capa do queimador. Portanto para a construção dos gráficos sempre que  $h$  for considerado como fator normalizador,  $h_{\max}$  representará a maior distância entre todos os conjuntos de queimadores.

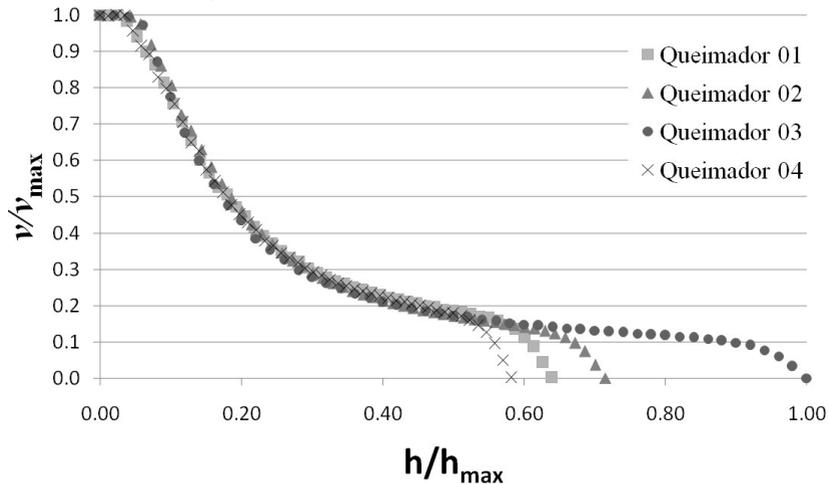
Na análise anteriormente realizada foi estabelecido que o diâmetro do injetor foi o fator de maior impacto para o valor de concentração de  $O_2$  na região dos pórticos. Os gráficos a seguir representam o perfil de velocidade para a linha de centro do jato.

Figura 57 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 0.64mm



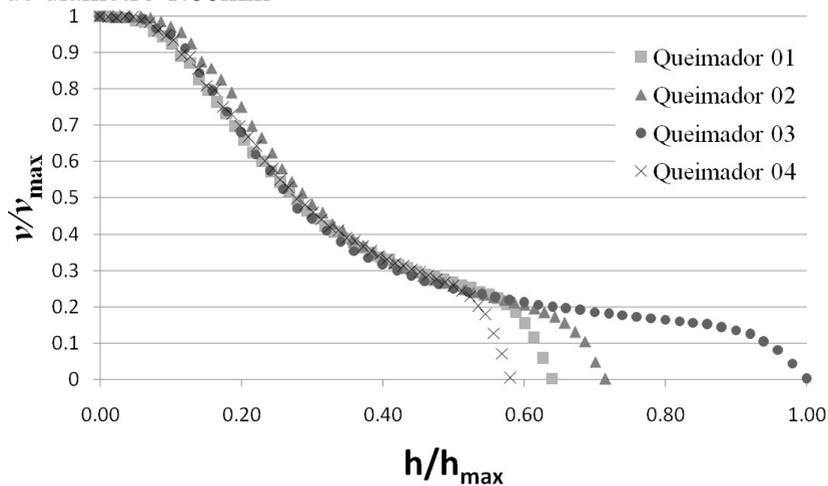
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 58 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 1.10mm



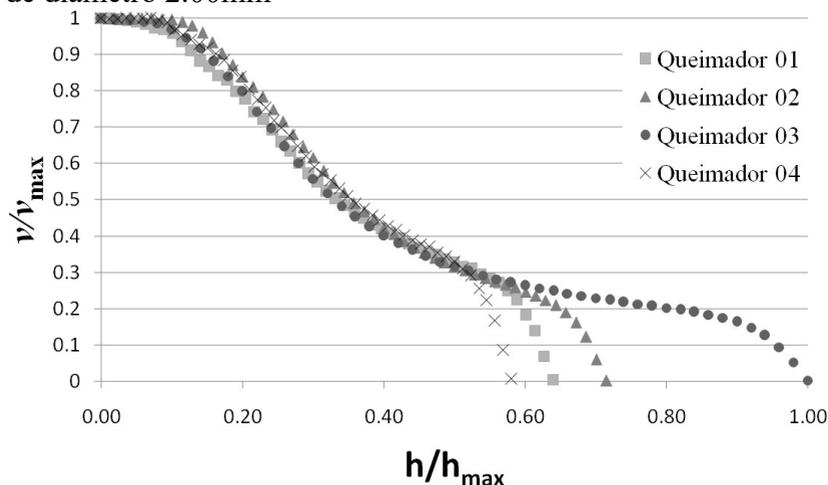
Fonte: Baldani, (2016)

Figura 59 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 1.60mm



Fonte: Baldani, (2016)

Figura 60 - Perfil de velocidade ao longo do jato para o injetor de diâmetro 2.00mm



Fonte: Baldani, (2016)

Pelos gráficos das figuras 57 a 60 percebe-se que para um mesmo diâmetro de injetor os perfis de velocidade são aproximadamente os mesmos. No caso do queimador 2 há uma pequena variação relativa aos outros queimadores, sendo ela mais visível quanto maior for o diâmetro do mesmo. Essa variação pode ser devido ao escoamento a montante uma vez que este queimador não possui uma mudança tão grande de escoamento imediatamente anterior ao injetor.

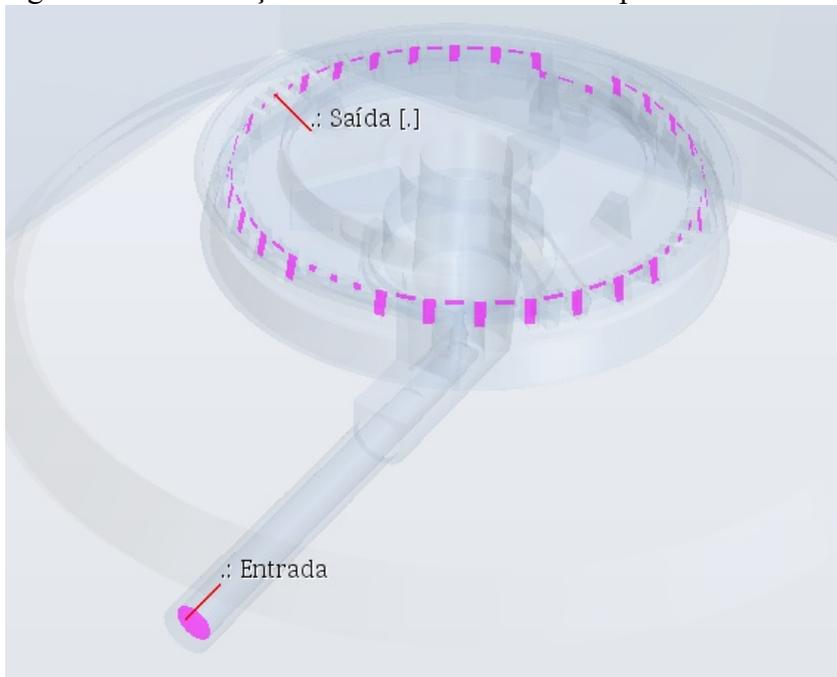
Portanto, é possível afirmar que a geometria do queimador não influencia no comportamento do jato. Visto que quando comparado para os vários queimadores o perfil de velocidade na linha de centro do jato tem seu valor alterado apenas na região próxima a estagnação. Ou seja, o potencial de arraste do jato permanece o mesmo e as vazões são alteradas devido a perda de carga imposta pelo queimador.

Para validação dessa hipótese foi calculado o  $\Delta P$  para todas as combinações injetor/queimador. Posteriormente o valor de  $\Delta P$  foi normalizado pelo quadrado da vazão a fim de se obter um coeficiente de perda de carga ( $K$ ) do sistema (Bleier, 1998).

$$K \propto \frac{\Delta P}{Q^2} \quad (5.01)$$

Os valores foram calculados considerando como entrada a condição de contorno de vazão prescrita e como saída a interface entre o fluido do queimador com o fluido ambiente (figura 61). Tais valores podem ser encontrados de forma completa no apêndice 4 e de forma simplificada na tabela 4. Apesar de possuírem a mesma vazão prescrita, os valores de pressão obtidos na entrada divergiram ligeiramente. Isso ocorreu, pois o diâmetro do tubo de distribuição varia ligeiramente de geometria para geometria.

Figura 61- Localização dos locais de tomada de pressão



Fonte: Baldani, (2016)

Tabela 4 - Valores do coeficiente de perda de carga

<b>Queimador</b>	<b>Diâmetro (mm)</b>	<b>k (Pa.s<sup>2</sup>/m<sup>6</sup>)</b>
1	0.64	9.23E+10
2	0.64	1.56E+11
3	0.64	5.44E+10
4	0.64	9.94E+10
1	1.10	2.40E+10
2	1.10	4.15E+10
3	1.10	1.39E+10
4	1.10	2.57E+10
1	1.60	1.10E+10
2	1.60	1.89E+10
3	1.60	6.05E+09
4	1.60	1.13E+10
1	2.00	7.35E+09
2	2.00	1.23E+10
3	2.00	3.97E+09
4	2.00	7.41E+09

Observa-se na tabela 4 que o queimador com menor k, ou seja, o menor coeficiente de perda de carga é o queimador 3, seguidos dos queimadores 1 e 4, que possuem quase o mesmo coeficiente, e por último queimador 2. A análise deste fator vem de encontro com o resultado presenciado no laboratório em que se tem o queimador 3 com o maior arraste e o 2 com o menor.

## 6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado um estudo numérico-experimental para jatos de metano em queimadores atmosféricos. Através de um estudo bibliográfico os demonstrou-se tipos de chamas assim como a estrutura de um queimador atmosférico, bem como o comportamento fluido dinâmico dentro dele, posteriormente foi apresentado as características de um jato livre assim como apresentação de aplicações práticas.

Com o uso do método de ANOVA constata-se que para a vazão de combustível a uma pressão constante (i) o diâmetro do injetor é responsável por 99.9% da variação deste parâmetro (ii) o efeito da geometria deste queimador pode ser negligenciada, entretanto quando considerada a concentração de  $O_2$  na região dos pórticos (iii) o diâmetro do injetor continua a ser o responsável pela maior variação da variável (77.7%), porém, (iv) a geometria também é responsável por uma significativa alteração do valor (18.9%). Foi possível constatar também (v) uma relação inversamente proporcional entre o diâmetro do injetor com a concentração de  $O_2$ , fato observado por SALVI (1995).

Foram testados dois modelos de turbulência sendo eles SST e *Realizable k- $\epsilon$* . Para a comparação com os dados experimentais utilizou-se a média dos pontos testados em laboratório e para o intervalo de confiança o calculo foi feito através dos pontos da curva de calibração e utilizando-se da regressão linear foi possível obter o erro associado à medida nos testes laboratoriais. Ambos os modelos apresentaram semelhante correlação na região medida, sendo que o modelo de turbulência *Realizable k- $\epsilon$*  foi marginalmente melhor.

Entretanto constatou-se que para o cálculo do jato houve diferenças significativas nos perfis de velocidade e concentração de espécie.

Com a análise do perfil de velocidade na linha de centro do jato com o uso do modelo de turbulência *Realizable k-ε* observa-se uma grande diferença quando comparados diferentes diâmetros, porém para um mesmo diâmetro observa-se diferença apenas na região próxima à região de estagnação com a capa do queimador. Através do cálculo do fator de perda de carga para cada queimador, pode ser constatado que quanto menor  $k$ , maior a vazão na região dos pórticos e por consequência maior o valor da concentração de  $O_2$ .

## 6.1 SUGESTÕES FUTURAS

A presente proposta de trabalho teve por objetivo a comparação dos resultados de laboratório com modelos disponíveis no software comercial STARCCM+.

Há uma variação da tolerância geométrica devido ao processo de fabricação. Diante disto, as sugestões para pesquisas futuras são:

- (i) **Estudo do processo de fabricação:**
  - a. Análise de uma mesma geometria utilizando diferentes processos de fabricação;
  - b. Análise experimental com uma árvore de amostragem expandida, em que fossem testados diferentes lote de fabricação dos queimadores, a fim de capturar efeitos relativos a um mesmo processo de fabricação.

Observou-se também uma diferença entre os modelos de turbulência testados na região do jato. Diante disto, as sugestões para pesquisas futuras são:

- (i) **Estudo numérico aplicado a queimadores:**
  - a. Aplicação de técnicas como LES (*Large eddy simulation*), aplicado a queimadores com comparação dos modelos testados.
  - b. Teste de outros modelos de turbulência como k- $\epsilon$  padrão, entre outros.
- (ii) **Estudo experimental com técnica de PIV:**
  - a. Comparar os perfis de velocidades obtidos via técnica de PIV com os obtidos para diferentes modelos de turbulência.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABE, K.; KONDOH, T.; NAGANO, Y. **A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows—I. Flow field calculations**. International journal of heat and mass transfer, v. 37, n. 1, p. 139-151, 1994.
- ABRAMOVICH, G. N.; SCHINDEL, Leon. **General properties of turbulent jets**. MIT press, 1963.
- ATAÍDES R. S. C. **Implementação dos efeitos da não linearidade do tensor de Reynolds em modelos de turbulência baseados na hipótese de Boussinesq**. Universidade de Brasília, DF. 2009.
- AMERICAN GAS ASSOCIATION. **Fundamentals of Gas Combustion: Fundamentals of Gas Combustion Combined Manual and Workbook**. 3. ed. American Gas Association, 2001.
- BEÉR, J. M.; CHIGIER, N. A. **Combustion aerodynamics**. New York, 1972.
- BERNARD, P. S.; WALLACE, J. M. **Turbulent flow: analysis, measurement, and prediction**. John Wiley & Sons, 2002.
- BLEIER, F. P. **Fan Handbook: Selection, Application, and Design**. New York: McGraw-Hill, 1998.
- CAMILLO IBAÑEZ, W. A., “**Análise e desenvolvimento de uma metodologia de projeto de queimadores atmosféricos tipo tubo perfurado**”, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2005.
- CD-ADAPCO. **User Guide Star-CCM+ Version 9.02**. [S.l.]. 2014.
- CETEGEN, B. M.; MOHAMAD, N. **Experiments on liquid mixing and reaction in a vortex**. Journal of Fluid Mechanics, v. 249, p. 391-414, 1993.

- CHIANG, K., CHOU, C, LIU, N. **Application of response surface methodology in describing the thermal performances of a pin-fin heat sink**, International Journal of Thermal Sciences 48(6):1196-1205. 2009.
- DONALDSON, C. duP. and SNEDEKER, R.S. **A study of free jet impingement. Part 1. Mean properties of free and impinging jets**, Journal of Fluid Mechanics, 45(2), pp. 281–319. 1971.
- EISEMAN, J.H, SMITH, F. A., MERRITT, C. J. **The effect of altitude on the limits of safe operation of gas appliances**. J10, 619 RP 553. 1933.
- ERNST, A.; ZIBRAK, J. D. **Carbon monoxide poisoning**. New England journal of medicine, v. 339, n. 22, p. 1603-1608, 1998.
- Ferziger, J. H. and Peric, M. 2002. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. s.l.: Springer.
- FAVERI, R. F., “**Avaliação da Transferência de calor direta de chamas planas laminares para uma superfície isotérmica**”, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC. 2013.
- FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational methods for fluid dynamics**. Springer Science & Business Media, 2012.
- FIELD, M. A., GILL, D. W., MORGAN, B. B., HAWKSLEY, P. G. W. , Combustion of Pulverized Coal Utilization Research Association, Leatherhead, Surrey, England. 1967.
- GATTEI, L. **A study on the fluid dynamics of domestic Gas burners**, 2009.
- GLASSMAN, I.; YETTER, R. A.; GLUMAC, N. G. **Combustion**. Academic press, 1996.
- JONES, H. R. N. **The application of combustion principles to domestic gas burner design**. Taylor & Francis, 1989.

- KATAOKA, K. **Impingement heat transfer augmentation due to large scale eddies.** Heat Transfer, v. 1, p. 255-273, 1990.
- KAYS W., CRAWFORD M. & WEIGAND B, **Convective Heat and Mass Transfer**, 4th edition, McGraw-Hill. . 2005
- KEE, R. J. et al. **A Fortran computer code package for the evaluation of gas-phase multicomponent transport properties.** Sandia National Laboratories Report SAND86-8246, v. 13, p. 80401-1887, 1986.
- KIM, S.-E.; CHOUDHURY, D.; PATEL, B. **Computations of complex turbulent flows using the commercial code FLUENT. In: Modeling complex turbulent flows.** Springer Netherlands, 1999. p. 259-276. Menter, F.R. 1994. "Two-equation eddy-viscosity turbulence modeling for engineering applications", AIAA Journal, 32(8): 1598-1605.
- KIM, W.H. ; PARK, T.S.. **Effects of noncircular inlet on the flow structures in turbulent jets.** Journal of Applied Mathematics and Physics, 1(06), p.37. 2013
- LATEB, M.; MASSON, C.; STATHOPOULOS, T.; BÉDARD, C. **Comparison of various types of  $\zeta - \epsilon$  models for pollutant emissions around a two building configuration.** Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, v.115, p.9-21, 2013.
- LAUNDER, B.E.; SPALDING D.B., **The numerical computation of turbulent flows**, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3 (2): 269-289, ISSN 00457825. 1974.
- LUPELLI, I. ; GAUDIO, P. ; GELFUSA, M. ; MALIZIA, A. ; BELLUZZO, I. ; RICETTA, M. **Numerical study of air jet flow field during a loss of vacuum** Fusion Engineering and Design, 2014, Vol.89(9-10), pp.2048-2052

- MARTÍN, F. Marcos et al. **Caracterización de biocombustibles sólidos forestales**. In: Congresos Forestales. 2001.
- MENTER, F. R. **Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications**. AIAA journal, v. 32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.
- MILONE, G.; **Estatística geral e aplicada**, 1ed. Cengage Learning. São Paulo, SP. 483p. 2009
- MOEN R., Nolan T, Provost L, **Quality Improvement Through Planned Experimentation** 2nd Edition, Mc Graw.1998.
- MONTGOMERY DC, PECK EA, VINING GG. **Introduction to linear regression analysis**. John Wiley & Sons; 2015.
- NAMKHAT, A.; JUGJAI, S. **Primary air entrainment characteristics for a self-aspirating burner: Model and experiments**. Energy, v. 35, n. 4, p. 1701-1708, 2010.
- NBR 13723-1. **Domestic cooking appliance burning gas Part 1: Performance and safety**. Rio de Janeiro: Norma técnica, ABNT, 2003.
- PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. USA, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- PERIC, M. : **Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape**, ERCOFTAC Bulletin, No. 62, September 2004.
- PIACENTINI, J.J.,GRANDI, B.C.S., HOFMANN, M.P., LIMA, F.R.R., Zimmermann, E. **Introdução ao laboratório de física**. 2th edição, Florianópolis, SC, Editora da UFSC, 2001.
- PITTS, W. M. **Effects of global density ratio on the centerline mixing behavior of axisymmetric turbulent jets**. Experiments in Fluids, v. 11, n. 2-3, p. 125-134, 1991.

- PROSPERI, B.; HELIE, J.; BAZILE, R.. **F PIV study of density effect on air entrainment in gasoline dense sprays.** In: International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics. 2006.
- RAHMAN, M. A. B. A. **Application of fluent to predict combustion performance for pure propane.** Universiti Malaysia Pahang. 2008.
- RUSS, S.; STRYKOWSKI, P. J. **Turbulent structure and entrainment in heated jets: The effect of initial conditions.** Physics of Fluids A: Fluid Dynamics (1989-1993), v. 5, n. 12, p. 3216-3225, 1993.
- SALVI, G.. **La combustión: teoría y aplicaciones.** Dossat, 1995.
- SCHLICHTING, H. **Boundary-layer theory.** 1968.
- SERRES I., SARH B., CHEAUVEAU C., AND GOKALP I. **Développement d'un jet à masse volumique variable impactant sur une plaque.** Laboratoire de Combustion et Systèmes Réactifs, 2004.
- SHIH, T., LIOU W. W., SHABBIR A., TANG Z., ZHU J **A new k- $\epsilon$  eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows.** Computers & Fluids, v. 24, n. 3, p. 227-238, 1995.
- SHINDELL D. T., FALUVEGI G., STEVENSON D. S., KROL M. C., EMMONS L. K., LAMARQUE J.-F., PÉTRON G., DENTENER F. J., ELLINGSEN K., SCHULTZ M. G., WILD O., AMANN M., ATHERTON C. S., BERGMANN D. J., BEY I., BUTLER T., COFALA J., COLLINS W. J., DERWENT R. G., DOHERTY R. M., DREVET J., ESKES H. J., FIORE A. M., GAUSS M., HAUGLUSTAINE D. A., HOROWITZ L. W., ISAKSEN I. S. A., LAWRENCE M. G., MONTANARO V., MÜLLER J.-F., PITARI G., PRATHER M. J., PYLE J. A., RAST S.,

- RODRIGUEZ J. M., SANDERSON M. G., SAVAGE N. H., STRAHAN S. E., SUDO K., SZOPA S., UNGER N., VAN NOIJE T. P. C., ZENG G. **Multimodel simulations of carbon monoxide: Comparison with observations and projected near-future changes.** Journal of Geophysical Research: Atmospheres, v. 111, n. D19, 2006.
- STANDARD ASTM E230/E230M-12, **Standard Specification and Temperature-Electromotive Force (emf) Tables for Standardized Thermocouples.** ASTM International, West Conshohocken, PA, 2003
- TOWNSEND, A. A. **The mechanism of entrainment in free turbulent flows.**Journal of fluid mechanics, v. 26, n. 04, p. 689-715, 1966.
- URNS, S.R., **An introduction to combustion: Concepts and applications.** 2ed., McGraw Hill, Singapura, 700p., 2000.
- VERSTEEG, H. K. MALALASKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method.** 1<sup>a</sup> ed. s.l. : Longman Scientific & Technical, 1995.
- VISKANTA, R. **Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets.** Experimental thermal and fluid science, v. 6, n. 2, p. 111-134, 1993.
- WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W. **Combustion: Physical & Chemical Fundamentals, Modelling & Simulation, Pollutant Formation.**Journal of Fluid Mechanics, v. 348, n. 1, p. 377-378, 1997.
- WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD.** La Canada, CA: DCW industries, 1998.
- WILCOX, D. C. **Formulation of the kw turbulence model revisited.** AIAA journal, v. 46, n. 11, p. 2823-2838, 2008.

- WRANGHAM, R. W. **Catching fire: How cooking made us human.** Basic Books, 2009.
- YAP, C. R. **Turbulent heat and momentum transfer in recirculating and impinging flows.** 1987.
- YUAN, G. ; ZHANG, L. ; ZHANG, H. ; WANG, Z. **"Numerical and experimental investigation of performance of the liquid-gas and liquid jet pumps in desalination systems"** Desalination, August 2, 2011, Vol.276(1-3), p.89
- YUE, Z.. **Velocity decay in air jets for HVAC applications.** ASHRAE Transactions, v. 106, p. 53, 2000.106, Part 2. 2000
- YULE, A. J. **Large-scale structure in the mixing layer of a round jet.** Journal of Fluid Mechanics, v. 89, n. 03, p. 413-432, 1978.
- ZHOU, H. ; YANG, Y. ; WANG, L. **"Numerical investigation of gas-particle flow in the primary air pipe of a low NOx swirl burner – The DEM-CFD method"** Particuology, April 2015, Vol.19, pp.133-140

## APÊNDICE 01

### ESTUDO DE MALHA

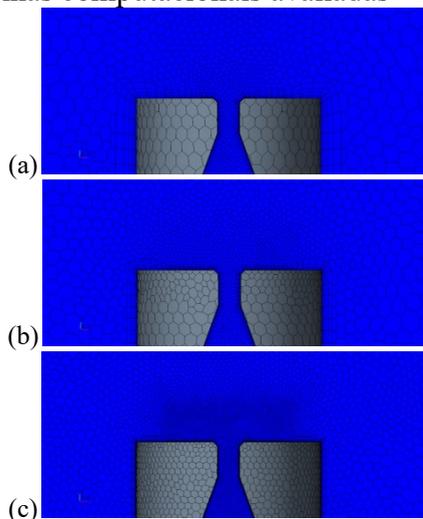
Para os dois modelos de turbulência foram necessários um estudo de independência de malha. Este estudo tem como objetivo garantir que a malha utilizada consiga capturar a física a ser estudada. Para tanto se escolheu a utilização do queimador 01 com o injetor de diâmetro de 1.1 mm para a realização do mesmo.

Como apresentado na seção 3 desta dissertação, a determinação do tamanho das regiões de refino se deu de forma paramétrica, em que apenas o tamanho base da malha era alterado. Para este estudo foram avaliadas três malhas computacionais, na tabela 3 são apresentados os tamanhos da base utilizados bem como o número total de elementos para a mesma, é importante ressaltar que a mesma malha foi utilizada para o teste dos dois modelos de turbulência:

Tabela 5 - Números de vértices e células das malhas

<b>Malha</b>	<b>Tamanho Base</b>	<b>Número de vértices</b>	<b>Número de células</b>	<b>Referencia - Figura A1.1</b>
<b>Malha 01</b>	20 mm	751766	233999	(a)
<b>Malha 02</b>	10 mm	1915429	574788	(b)
<b>Malha 03</b>	5 mm	12830399	2901751	(c)

Figura 62 - Malhas computacionais avaliadas



Fonte: Baldani, (2016)

Foi necessário adotar um critério para considerar o valor como independente da malha, neste caso adotou-se quando a variação da medida percentual relativa for inferior a 1%, ou seja,

$$\left| \frac{(\text{valor}_{O_2 \text{ atual}} - \text{valor}_{O_2 \text{ refinado}})}{\text{valor}_{O_2 \text{ atual}}} \right| \leq 0.01, \text{ ou seja, } 1\% \quad (\text{A1.1})$$

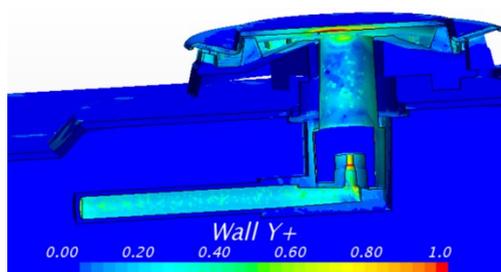
Uma vez que a variável analisada no laboratório foi o percentual de  $O_2$ , utilizou-se a mesma variável para esta análise. Na tabela 4, encontra-se o valor da fração molar de  $O_2$  para diferentes casos.

Tabela 6 - Valores da fração molar de O<sub>2</sub> e erro associado a malha

Malha	Tamanho Base	%O <sub>2</sub> - SST	Erro SST (%)	%O <sub>2</sub> - k-ε	Erro k-ε (%)
<b>Malha 01</b>	20 mm	17.73	3.84	18.40	0.27
<b>Malha 02</b>	10 mm	18.41	0.27	18.45	0.03
<b>Malha 03</b>	5 mm	18.46	0.00	18.44	0.00

Observa-se que para o modelo de turbulência k-ε, houve uma necessidade de um refino de malha menor que para o modelo SST, portanto para o desenvolvimento do trabalho foi escolhido a menor malha que atendesse a ambos os modelos, que neste caso foi a malha com tamanho base igual a 5 mm, em que o valor de  $y^+$  encontra-se abaixo de 1 (figura 40).

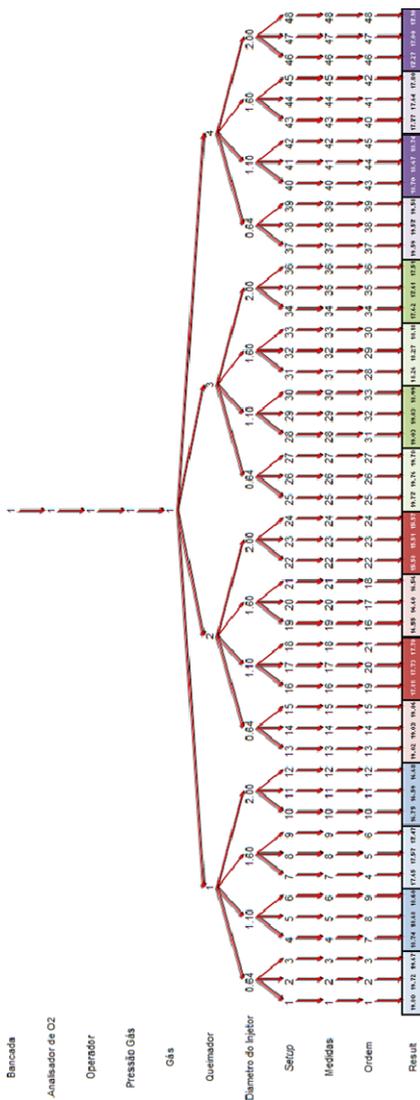
Figura 63 - Valor de  $y^+$  nas paredes



Fonte: Baldani, (2016)

## APÊNDICE 02

Figura 64 - Árvore completa de experimento



Fonte: Baldani, (2016)

### APÊNDICE 03

Tabela 7 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 1

		Diâmetro do Injetor	Medida	Vazão $[m^3/s]$	Temperatura Ambiente $[K]$	Temperatura do Combustível $[K]$	O <sub>2</sub> % Inicial	O <sub>2</sub> % Final
Queimador 1	64	1	9.31E-04	293.15	297.87	20.90	19.80	
		2	9.45E-04	293.15	297.82	20.96	19.67	
		3	9.45E-04	293.15	297.71	20.96	19.75	
	110	1	2.80E-03	293.15	296.26	20.98	18.74	
		2	2.82E-03	292.59	296.09	20.97	18.60	
		3	2.80E-03	292.59	296.15	20.96	18.71	
	160	1	5.66E-03	293.15	295.93	20.98	17.65	
		2	5.67E-03	293.15	295.48	20.97	17.47	
		3	5.67E-03	292.59	295.59	20.98	17.66	
200	1	7.89E-03	292.59	295.43	20.98	16.80		
	2	7.88E-03	292.59	295.32	20.97	16.59		
	3	7.85E-03	292.59	295.32	20.97	16.81		

Tabela 8 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 2

		Queimador 2					
Diâmetro do Injetor	Medida	Vazão [m <sup>3</sup> /s]	Temperatura Ambiente [K]	Temperatura do Combustível [K]	O <sub>2</sub> % Inicial	O <sub>2</sub> % Final	
64	1	9.40E-04	293.71	298.04	20.91	19.02	
	2	9.45E-04	293.71	297.48	20.91	19.03	
	3	9.45E-04	293.71	297.54	20.92	19.06	
110	1	2.91E-03	293.71	296.15	20.92	17.81	
	2	2.91E-03	293.71	296.32	20.92	17.73	
	3	2.91E-03	294.26	296.37	20.91	17.70	
160	1	5.82E-03	293.71	295.71	20.91	16.55	
	2	5.81E-03	293.71	295.87	20.92	16.60	
	3	5.84E-03	293.71	295.87	20.92	16.56	
200	1	8.13E-03	292.59	295.65	20.93	15.58	
	2	8.14E-03	293.15	295.48	20.94	15.51	
	3	8.11E-03	293.15	295.65	20.94	15.57	

Tabela 9 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 3

		Diâmetro do Injetor	Medida	Vazão $[m^3/s]$	Temperatura Ambiente $[K]$	Temperatura do Combustível $[K]$	O <sub>2</sub> % Inicial	O <sub>2</sub> % Final
Queimador 3	64		1	9.45E-04	293.15	296.93	20.92	19.77
			2	9.45E-04	293.71	296.76	20.92	19.76
			3	9.45E-04	293.15	297.04	20.93	19.78
	110		1	2.91E-03	293.15	295.87	20.92	19.03
			2	2.90E-03	293.71	295.93	20.92	19.03
			3	2.89E-03	293.15	296.48	20.92	18.99
	160		1	5.78E-03	293.15	295.59	20.93	18.26
			2	5.79E-03	293.71	295.54	20.92	18.27
			3	5.78E-03	293.71	295.59	20.93	18.18
	200		1	8.04E-03	293.15	295.54	20.92	17.62
			2	8.05E-03	293.15	295.32	20.92	17.61
			3	8.07E-03	293.15	295.21	20.92	17.51

Tabela 10 - Valores obtidos em laboratório para o queimador 4

		Diâmetro do Injetor	Medida	Vazão $[m^3/s]$	Temperatura Ambiente $[K]$	Temperatura do Combustível $[K]$	O <sub>2</sub> % Inicial	O <sub>2</sub> % Final
Queimador 4	64		1	9.40E-04	293.71	297.65	20.93	19.59
			2	9.40E-04	293.71	297.32	20.92	19.57
			3	9.35E-04	293.71	297.59	20.93	19.58
	110		1	2.86E-03	293.15	296.09	20.94	18.70
			2	2.86E-03	293.15	296.09	20.94	18.67
			3	2.86E-03	293.71	296.15	20.93	18.74
	160		1	5.65E-03	294.26	295.54	20.91	17.77
			2	5.65E-03	293.71	295.43	20.90	17.64
			3	5.65E-03	293.71	295.54	20.92	17.80
	200		1	7.80E-03	293.71	295.32	20.93	17.40
			2	7.80E-03	293.15	295.32	20.93	17.00
			3	7.82E-03	293.15	295.43	20.93	17.10

## APÊNDICE 04

Tabela 11 - Valores obtidos para as pressões para o cálculo do coeficiente de perda de carga k

Queimador	Diâmetro	Entrada (Pa)	Saída (Pa)	Valor (kg/s)	K (Pa.s <sup>2</sup> /m <sup>6</sup> )
1	0.64	1687.02	0.73	1.35E-04	9.23E+10
2	0.64	1678.92	1.40	1.04E-04	1.56E+11
3	0.64	1693.99	0.61	1.76E-04	5.44E+10
4	0.64	1686.63	0.51	1.30E-04	9.94E+10
1	1.10	1503.83	2.17	2.50E-04	2.40E+10
2	1.10	1499.23	4.27	1.90E-04	4.15E+10
3	1.10	1531.81	1.88	3.32E-04	1.39E+10
4	1.10	1500.28	1.76	2.42E-04	2.57E+10
1	1.60	1317.76	3.88	3.45E-04	1.10E+10
2	1.60	1301.99	7.91	2.62E-04	1.89E+10
3	1.60	1338.13	3.60	4.70E-04	6.05E+09
4	1.60	1318.09	3.48	3.40E-04	1.13E+10
1	2.00	1051.37	4.65	3.77E-04	7.35E+09
2	2.00	1020.51	9.62	2.87E-04	1.23E+10
3	2.00	1066.41	4.35	5.17E-04	3.97E+09
4	2.00	1046.06	4.27	3.75E-04	7.41E+09

# SIEMENS CGA LAB CERTIFICATE OF CALIBRATION

**CUSTOMER:** WALLY CROSS  
**ANALYZER TYPE:** Ultramat 23  
**MODEL NUMBER:** ZNB2335-3DR10-5AA1  
**SERIAL NUMBER:** X2-798

**DATE:** AUGUST 12, 2015  
**CALIBRATION BY:** HOMER GOMEZ

CHANNEL 1 F.S. VALUE  
 CHANNEL 2 F.S. VALUE  
 CHANNEL 3 F.S. VALUE  
 CHANNEL 4 F.S. VALUE

100 % CH4  
 % CH4  
 25 % O2

**TEST EQUIPMENT:**

GAS #1: 99.5 % CH4 CYLINDER # EB0006834  
 GAS #2: CYLINDER # \_\_\_\_\_  
 GAS #3: CYLINDER # EB0003078  
 GAS #4: 25 % O2 CYLINDER # 49287477  
 Ref Gas: UltraPure N2 CYLINDER # \_\_\_\_\_

GAS DIVIDER: Envtronics S/N: 4847  
 MA Meter: Fluke 23 III S/N: 69180992

GAS DIVIDER STEP	CAL. GAS 1			MA	CAL. GAS 2			MA
	APPLIED	CHAN. 1 READING	% ERROR		APPLIED	CHAN. 2 READING	% ERROR	
1	0.000	0.000	0.00%	0.00				
2	19.100	19.500	0.40%	3.81				
3	39.960	39.600	-0.36%	7.91				
4	60.300	60.100	-0.20%	12.04				
5	80.600	80.500	-0.10%	16.08				
6	99.500	99.500	0.00%	19.89				
CAL. GAS 3			MA	CAL. GAS 4			MA	
APPLIED	CHAN. 3 READING	% ERROR		APPLIED	CHAN. 4 READING	% ERROR		
1		#VALUE!		0.000	0.000	0.00%		
2		#VALUE!		5.000	5.120	0.48%		
3		#VALUE!		10.000	9.980	-0.08%		
4		#VALUE!		15.000	15.010	0.04%		
5		#VALUE!		20.000	19.850	-0.60%		
6		#VALUE!		25.00	24.90	-0.40%		