

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de
Turbinas a Gás Utilizando Dinâmica dos Fluidos
Computacional**

Autora: Lucilene de Oliveira Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Itajubá
Estado de Minas Gerais
Dezembro de 2009

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de
Turbinas a Gás Utilizando CFD**

Autora: Lucilene de Oliveira Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Conversão de Energia

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutora em Engenharia Mecânica

Itajubá
Estado de Minas Gerais
Dezembro de 2009

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de
Turbinas a Gás Utilizando CFD**

Autora: Lucilene de Oliveira Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Alberto Gurgel

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior

Prof. Dr. Rogério José da Silva

Prof. Dr. Genésio José Menon

Prof. Dr. Marco Antonio Rosa do Nascimento (Orientador)

Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Co-orientador)

Dedicatória

Dedico este trabalho especialmente à meus pais, José Vicente Rodrigues e Nevir de Oliveira Rodrigues, pelo apoio integral em todos os momentos.

Aos meus irmãos Geovani e Silas pelo incentivo.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me dar força para vencer mais esta etapa.

Agradeço aos meus pais por terem proporcionado minha formação.

Agradeço ao professor Marco Antônio, pela orientação e confiança e ao professor Osvaldo Venturini, pela ajuda e força dada em vários momentos.

Aos colegas e às “meninas” do NEST pela força, e em especial à Janice e à Karina, pelo carinho de sempre.

À CAPES, através do programa de bolsas e ao CENPES – PETROBRÁS pelo apoio financeiro.

*Comece fazendo o que é necessário, depois o que é possível,
de repente estará fazendo o impossível.*

São Francisco de Assis.

Resumo

RODRIGUES, L. O. (2009), *Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando CFD*, Itajubá, 244 páginas. Tese - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Este trabalho realizou uma análise paramétrica da aerodinâmica, da combustão e das emissões de poluentes (CO e NO) em CFD de uma câmara de combustão de uma turbina a gás de 600 kW, na condição nominal e em regime permanente, para chamas parcialmente pré-misturadas e difusas utilizando gás natural e biogás como combustível.

Uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás de 50kW fabricada pela Solar Turbines foi utilizada como progenitora para o projeto de uma câmara de combustão para uma turbina a gás de 600 kW, utilizando o escalonamento aerodinâmico.

Projeto de novos bicos injetores de combustível para chama parcialmente pré-misturada e difusa foram desenvolvidos e resultaram num desempenho aerodinâmico satisfatório e suas eficiências foram comprovadas através dos resultados obtidos.

As simulações numéricas em CFD foram realizadas utilizando as condições de contorno iniciais fornecidas pelo GateCycle (software comercial para simulação de ciclos térmicos), sendo que a vazão em massa de combustível fornecida teve que sofrer alguns ajustes para obter a temperatura de projeto na entrada da turbina.

A câmara de combustão foi projetada para operar com gás natural. Com a mesma geometria projetada para o gás natural, foram realizadas simulações numéricas em CFD utilizando o biogás como combustível.

Os modelos de combustão utilizados foram Flamelet Model (FM) para chama difusa e Burning Velocity Model (BVM) para chama parcialmente pré-misturada. O modelo de turbulência utilizado em todas as simulações foi o Shear Stress Tensor (SST). O Modelo de turbulência SST e o modelo de combustão Flamelet Model foram validados.

A análise da combustão, da aerodinâmica e de emissões de poluentes (CO e NO) foi apresentada através dos perfis de temperatura, pressão, velocidade e emissões, para chamas parcialmente pré-misturadas e difusas, quando utilizado gás natural e biogás como combustível.

Abstract

RODRIGUES, L. O. (2009), *Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando CFD*, Itajubá, 244 páginas. Tese - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

This work carried out a parametric analysis of the combustion, aerodynamics and pollutants emissions (CO and NO) in CFD of a 600 kW gas turbine combustion chamber, in the nominal condition and steady state, for partially premixed and diffuse flames using natural gas and biogas as fuel.

A gas turbine annular combustion chamber of 50kW made by Solar Turbines was used as reference for the project of a gas turbine combustion chamber of 600 kW, using the aerodynamic scheduling.

The new fuel injectors design for partially premixed and diffuse flame had been developed and had resulted in a satisfactory aerodynamic performance and its efficiencies were changed through the results.

The numerical simulations in CFD had been carried out using the initial conditions contour supplied by the GateCycle (commercial software for thermal cycles simulation). The fuel mass flow rate supplied by the simulation had to be adjust turbine inlet temperature.

The combustion chamber was designed to operate with natural gas. With the same geometry designed for the natural gas, numerical simulations in CFD was carried out using biogas as fuel.

The used combustion models was Flamelet Model (FM) for diffuse flame and Burning Velocity Model (BVM) for partially premixed flame. The turbulence model used in all simulations was Shear Stress Tensor (SST). The turbulence model SST and the combustion model Flamelet Model were validated.

The combustion, aerodynamic and pollutants emissions (CO and NO) analysis was presented through the profiles of temperature, pressure, speed and emissions, for partially premixed and diffuse flames, operating natural gas and biogas as fuel.

Sumário

Dedicatória	vi
Agradecimentos	vii
Resumo	ix
Abstract	x
Sumário	xi
Lista de figuras	xiv
Lista de tabelas	xxi
Simbologia	xxiii
Letras latinas	xxiii
Letras gregas	xxvi
Subscritos	xxviii
Siglas	xxix
Capítulo 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativas do Trabalho	4
1.2 Objetivo do Trabalho	6
1.3 Conteúdo do Trabalho	6
Capítulo 2	9
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 TURBINAS A GÁS	9
2.2 Métodos numéricos aplicados a combustores	15
2.3 Considerações Finais do Capítulo	27
Capítulo 3	29
TURBINAS A GÁS	29
3.1 Aspectos Gerais	29
3.2 Câmaras de Combustão	32
3.2.1 Detalhamento dos Difusores	36
3.2.2 Efeitos das Condições de Entrada do Escoamento	38
3.2.3 Tipos de Câmara de Combustão	40
3.2.4 Combustores de Baixa Emissão de Poluentes	46
3.2.5 Aerodinâmica de Câmaras de Combustão	51
3.2.6 Materiais para Câmara de Combustão	54

3.2.7 Escolha da Câmara de Combustão	55
3.2.8 Intercambiabilidade de gases.....	58
3.2.9 Comprimento de chama.....	63
3.2.10 Transferência de calor em câmaras de combustão	65
3.2.11 Eficiência da combustão	67
Capítulo 4	70
SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	70
4.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional.....	70
4.1.1 Métodos de Discretização.....	71
4.1.2 Equações de Conservação	73
4.1.3 O método de volumes finitos.....	76
4.1.4 Consistência, Estabilidade e Convergência	78
4.1.5 Condições de contorno	79
4.1.6 Malhas estruturadas e não-estruturadas.....	80
4.2 Dinâmica de Fluido Computacional Através do CFX.....	83
4.2.1 Modelos de turbulência	85
4.2.2 Modelos de combustão	87
4.2.3 Malhas	88
4.3 Considerações Finais do Capítulo	89
Capítulo 5	90
MODELAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	90
5.1 Descrição da Câmara de Combustão da Microturbina a Gás da Solar Turbines.....	91
5.2 Cálculo Termodinâmico do Ciclo da Microturbina.....	95
5.3 Câmara de Combustão da Solar Turbines	96
5.3.1 Definição da malha e do número de elementos.....	99
5.3.2 Condições de Projeto	100
5.3.3 Especificação dos Modelos Utilizados.....	101
5.3.4 Critério de Convergência.....	103
5.4 Câmara de Combustão para a turbina de 600 kW	103
5.4.1 Chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com gás natural.....	108
5.4.2 Chama difusa com gás natural.....	115
5.4.3 Câmara com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com biogás	119
5.4.4 Câmara com chama difusa com biogás	120
5.4.5 Câmara com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) modificada.	120

5.4.6 Câmara com chama difusa modificada.....	121
5.4.7 Preparação para a simulação no CFX.....	122
Capítulo 6	128
ANÁLISE dos RESULTADOS	128
6.1 Validação	128
6.1.1 Validação dos modelos de turbulência	128
6.1.2 Validação dos modelos de combustão.....	132
6.2 Câmara de Combustão da Solar Turbines	138
6.3 Câmara de Combustão da Turbina a Gás de 600 kW	151
6.3.1 Câmara com chama pré-misturada com gás natural.....	152
6.3.2 Câmara com chama difusa com gás natural	162
6.3.3 Câmara com chama pré-misturada com biogás.....	170
6.3.4 Câmara com chama difusa com biogás	179
6.3.5 Câmara modificada com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com gás natural.....	187
6.3.6 Câmara modificada com chama difusa com gás natural	189
6.3.7 Câmara modificada com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com biogás.....	190
6.3.8 Câmara modificada com chama difusa com biogás	192
6.3.9 Resumo das simulações realizadas	193
Capítulo 7	197
CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E propostaS para trabalhos futuros.....	197
Capítulo 8	203
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	203
Apêndice A.....	207
GRÁFICOS E FIGURAS AUXILIARES.....	207
Apêndice B.....	211
GUIA DE UTILIZAÇÃO DO CFX –TEORIA.....	211
Apêndice C.....	229
GUIA DE UTILIZAÇÃO DO CFX – PRÁTICA.....	229

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 Avanços nas tecnologias de resfriamento (Boyce, 2002).	10
Figura 2. 2 Configurações para o ciclo simples (Lora e Nascimento, 2004)	11
Figura 2. 3 Ciclo regenerativo ideal (a) Ciclo regenerativo com <i>intercooler</i> (b) (Lora e Nascimento, 2004).....	12
Figura 2.4 Ciclo com injeção de vapor (a), Ciclo com injeção de água(b) (Lora e Nascimento, 2004)	12
Figura 2. 5 Principais características da geometria (Birkby <i>et al</i> , 2000).....	18
Figura 2.6 Velocidade tangencial normalizada no plano diametral através do combustor. Comparação entre o modelo k- ϵ e modelo das tensões de Reynolds (Turrell <i>et al</i> , 2004)	18
Figura 2.7 Resultado das tensões na parede da superfície de sucção da palheta central (Turrell <i>et al</i> , 2004).....	19
Figura 2.8 Comparação entre os modelos de turbulência (Darbyshire <i>et al</i> , 2006)	19
Figura 2.9 Detalhes do vetor velocidade dos combustores estudados (Cameretti e Tuccilo, 2004).....	21
Figura 2.10 Comparação das distribuições de temperatura nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).....	21
Figura 2.11 Comparação das distribuição de gás natural e da concentração de CO nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).	22
Figura 2.12 Comparação das concentrações de NO nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).....	22
Figura 2.13 Comparação da concentração de CO nos combustores, utilizando gás de biomassa (Cameretti e Tuccilo, 2004).....	23
Figura 2. 14 Da esquerda para direita: câmara anular testada, sexta parte analisada, detalhes do bico injetor de combustível (Alencar <i>et al</i> , 2004).	24
Figura 2.15 Comparação entre os dados simulados e experimentais em relação a emissões de NOx (Andreini <i>et al</i> , 2006).	25
Figura 2.16 Perfil de temperatura para as seções axiais de 20 (a), 40 (b) e 75mm (c) (Fuligno <i>et al</i> , 2006).....	25
Figura 2.17 Perfil de temperatura decorrentes dos modelos (a) “Flamelet” e (b) “EDM” (Kutsenko <i>et al</i> , 2006).	26
Figura 2.18 Vetores velocidade (a) e contorno da temperatura (b) num plano transversal do combustor (Motsamai <i>et al</i> , 2006).....	27
Figura 3.1 Exemplo de Microturbina (Capstone Co.).	30

Figura 3.2 Esquema de micro turbina com dois eixos e recuperador de calor (Gomes, 2002).	31
Figura 3.3 Zonas de uma câmara de combustão em partes (Carvalho, 2006).	32
Figura 3.4 Dinâmica da câmara de combustão, Rolls Royce.	33
Figura 3. 5 Esquema para câmara de combustão pré-misturada (Solar Turbines).	35
Figura 3. 6 Conversão de energia do difusor	37
Figura 3.7 Esquema dos tipos de combustores de uma câmara de combustão;	40
Figura 3.8 Exemplo de uma câmara de combustão multi-tubular da Rolls royce do tipo Straight through (Rolls-royce Limited) (b) Câmara tubular industrial.	41
Figura 3.9 Exemplo de uma câmara de combustão anular da Rolls Royce do tipo Straight throuht(Rolls Royce Limited).	42
Figura 3.10 Câmara de combustão anular (Siemens)	42
Figura 3.11 Combustor anular de fluxo reverso (Lefebvre, 1983).	43
Figura 3.12 Esquema simples de um sistema de combustão catalítica (Carroci <i>et at</i> , 2002).	44
Figura 3. 13 Combustor radial de dois estágios (Lefebvre, 1983).	45
Figura 3. 14 Atomizador por ar de mistura interna (Lefebvre, 1983).	45
Figura 3. 15 Atomizador airblst (Lefebvre, 1983).	46
Figura 3.16 Influência da temperatura da zona primária na emissão de CO e NOx (Lefebvre, 1983)	47
Figura 3.17 Modos de operação (General Eletric Inc.)	48
Figura 3. 18 Razão de equivalência X formação de CO (Lefebvre, 1983).	50
Figura 3. 19 Velocidade da chama para diferentes combustíveis gasosos (Turns, 2000)	51
Figura 3. 20 – Número de Wobbe X Velocidade de chama Weaver.	62
Figura 3. 21 Esquema da transferência de calor em câmaras de combustão (Lefebvre, 1983).	65
Figura 3. 22 Curva de eficiência da combustão em função do parâmetro θ .	69
Figura 4. 1 Sistema usado para a dedução das equações de conservação	73
Figura 4. 2 Tarefa do método numérico (Maliska, 2004).	76
Figura 4. 3 Volume elementar para os balanços de conservação (Maliska, 2004).	77
Figura 4. 4 Discretização estruturada (a), estruturada generalizada (b) e não estruturada (c) (Maliska, 2004).	81
Figura 4.5 Esquema básico da simulação através do CFX.	84
Figura 4. 6 Magnitude da velocidade média adimensional e desvio do escoamento ao longo da câmara Floxcom para diferentes números de elementos de malha comparados com os resultados experimentais.	86

Figura 4. 7 Validação dos modelos de combustão para chama não prémisturada. Esquerda-Fornalha testada, Direita – Resultados obtidos. Fonte: Wunning (1996).....	88
Figura 5. 1 Microturbina, modelo T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines.....	91
Figura 5. 2 Câmara anular em detalhes.	92
Figura 5. 3 Detalhes da turbina Solar: (a) Micro turbina montada (b) Carcaça externa (c) Vista externa da saída da câmara (d) Detalhe do exaustor da câmara de combustão.....	93
Figura 5. 4 Dimensões da câmara de combustão.....	93
Figura 5. 5 Esquema térmico equivalente para simulação do ciclo da microturbina Solar T-62T-32 no <i>Gatecycle</i>	96
Figura 5. 6 Geometria do setor da câmara de combustão da Solar Turbines	98
Figura 5. 7 Vista superior do setor da câmara em estudo.....	99
Figura 5. 8 Malha nas proximidades do bico injetor.....	100
Figura 5. 9 Definição das superfícies estudadas conforme entrada de dados.....	101
Figura 5. 10 Vistas do conjunto compressor-turbina.....	105
Figura 5. 11 Mudanças realizadas na geometria da câmara	106
Figura 5. 12 Esquema da distribuição do ar e entrada de combustível na câmara de combustão	107
Figura 5. 13 Esquema do projeto do bico para chama pré-misturada.	111
Figura 5. 14 Sequência de cálculos que definem as dimensões do injetor de ar, combustível e orifícios de diluição para câmara com chama pré-misturada	114
Figura 5. 15 Bico de injeção de combustível e de ar primário, pré-mistura (gás natural).....	115
Figura 5. 16 Montagem do injetor de ar e combustível isolada e no setor a ser analisado, pré-mistura (gás natural).....	115
Figura 5. 17 Esquema para o projeto do bico para chama não pré-misturada.....	116
Figura 5. 18 Seqüência de cálculos para o projeto do bico para chama difusa	118
Figura 5. 19 Bico de injeção de combustível e de ar primário, chama difusa (gás natural)...	118
Figura 5. 20 Montagem do injetor de ar e combustível isolada e no setor a ser analisado, chama difusa (gás natural).....	118
Figura 5. 21 Alguns detalhes da malha no setor estudado para chama pré-misturada	123
Figura 5. 22 Definição das superfícies de entradas de dados (setor unitário)	127
Figura 6. 1 Câmara de combustão Floxcom, <i>Israel Insitute of Technology</i> (2003).	129
Figura 6. 2 Contorno de velocidade para os modelos k- ϵ , RNG k- ϵ e SST, respectivamente	130
Figura 6. 3 Desvio da magnitude da velocidade ao longo dos pontos de referência para a câmara Floxcom para diferentes modelos de turbulência, em relação ao experimental.	131

Figura 6. 4 Turbina T200D Didacta Itália e seus detalhes	132
Figura 6. 5 Câmara de combustão da unidade T200D	133
Figura 6. 6 Detalhes da geometria incluindo a malha	134
Figura 6. 7 Definição das regiões para as condições de contorno	134
Figura 6. 8 Distribuição de velocidade ao longo de um plano longitudinal central	135
Figura 6. 9 Distribuição de temperatura ao longo da câmara de combustão	135
Figura 6. 10 Distribuição de temperatura na saída da câmara de combustão	136
Figura 6. 11 Isosuperfícies de temperatura para 680 K, 1000 K e 1800 K	137
Figura 6. 12 Distribuição de temperatura - Modelo Finite Rate Chemistry	137
Figura 6. 13 Identificação dos planos estudados (setor unitário)	139
Figura 6. 14 Vetores velocidade ao longo dos planos longitudinais 1 e 2.	140
Figura 6. 15 Vetores velocidade ao longo dos planos longitudinais 3 e 4.	141
Figura 6. 16 Vetores velocidade ao longo dos planos transversais 5 e 6.	142
Figura 6. 17 Linhas de corrente do escoamento de ar a partir de sua entrada	143
Figura 6. 18 Linhas de corrente do escoamento de ar a partir da entrada de combustível	144
Figura 6. 19 Perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1 e 2	145
Figura 6. 20 Perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 3 e 4	145
Figura 6. 21 Superfícies isotérmicas no interior do domínio estudado.	146
Figura 6. 22 Perfil de temperatura na saída da câmara de combustão	147
Figura 6. 23 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.	148
Figura 6. 24 Perfis de formação de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2, 3 e 4	148
Figura 6. 25 Perfil de concentração de CO na saída dos gases de exaustão	149
Figura 6. 26 Perfis de formação de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2, 3 e 4.	149
Figura 6. 27 Perfil de concentração de NO na saída dos gases de exaustão	150
Figura 6. 28 Curvas de convergência para 1600 iterações.	151
Figura 6. 29 Planos longitudinais e transversais traçados	152
Figura 6. 30 Vetores e valores da velocidade ao longo de planos longitudinais	153
Figura 6. 31 Detalhes da recirculação presente no interior do injetor de ar	153
Figura 6. 32 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível	154
Figura 6. 33 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1	154
Figura 6. 34 Distribuição de temperatura nos planos longitudinais 1, 2 e 3	155
Figura 6. 35 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão	156

Figura 6. 36 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura.....	156
Figura 6. 37 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	157
Figura 6. 38 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão.....	158
Figura 6. 39 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	158
Figura 6. 40 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão.....	159
Figura 6. 41 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3 ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	160
Figura 6. 42 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	161
Figura 6. 43 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	162
Figura 6. 44 Vetores e intensidade da velocidade ao longo de planos longitudinais.....	163
Figura 6. 45 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível.....	163
Figura 6. 46 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1.....	164
Figura 6. 47 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	164
Figura 6. 48 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão.....	165
Figura 6. 49 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura.....	165
Figura 6. 50 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	166
Figura 6. 51 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão.....	166
Figura 6. 52 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	167
Figura 6. 53 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão.....	167
Figura 6. 54 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3 ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	168
Figura 6. 55 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	169
Figura 6. 56 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	170
Figura 6. 57 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível.....	171
Figura 6. 58 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1.....	171
Figura 6. 59 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	172

Figura 6. 60 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão	173
Figura 6. 61 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura.....	173
Figura 6. 62 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	174
Figura 6. 63 Distribuição de NO no plano de saída da câmara de combustão	175
Figura 6. 64 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3	175
Figura 6. 65 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão	176
Figura 6. 66 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3 ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	177
Figura 6. 67 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)	177
Figura 6. 68 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)	178
Figura 6. 69 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível	179
Figura 6. 70 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1	180
Figura 6. 71 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3	180
Figura 6. 72 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão	181
Figura 6. 73 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura.....	182
Figura 6. 74 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3.....	182
Figura 6. 75 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão.....	183
Figura 6. 76 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3	183
Figura 6. 77 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão	184
Figura 6. 78 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3 ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	185
Figura 6. 79 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$).....	185
Figura 6. 80 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)	186
Figura 6. 81 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para câmara de combustão modificada com chama pré-misturada	188

Figura 6. 82 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama pré-misturada	188
Figura 6. 83 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama difusa.....	189
Figura 6. 84 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama difusa.....	190
Figura 6. 85 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama pré-misturada	191
Figura 6. 86 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama pré-misturada	191
Figura 6. 87 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama difusa.....	192
Figura 6. 88 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada.....	193

LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 1 Principais características dos tipos de chamas.....	35
Tabela 3.2 Relação de vantagens e desvantagens de alguns tipos de difusores (Lefebvre, 1998)	38
Tabela 3. 3 Valores típicos de perda de pressão em câmaras de combustão.....	53
Tabela 3. 4 – Coeficiente de velocidade de Weaver.....	61
Tabela 3. 5 - Velocidades de Chama	62
Tabela 5. 1 Dados técnicos do equipamento segundo o fabricante.	94
Tabela 5. 2 Dados de entrada para o <i>GateCycle</i>	95
Tabela 5. 3 Resultados obtidos utilizando <i>Gatecycle</i>	96
Tabela 5. 4 Composição química do gás natural	97
Tabela 5. 5 Composição do gás natural utilizado.....	97
Tabela 5. 6 Dados fornecidos pelo software <i>Gatecycle</i>	100
Tabela 5. 7 Critérios de convergência	103
Tabela 5. 8 Dados e valor de carregamento para Solar Turbines	105
Tabela 5. 9 Dados fornecidos pelo <i>Gatecycle</i>	107
Tabela 5. 10 Dados de entrada para a reação de combustão	108
Tabela 5. 11 Parâmetros calculados no processo iterativo para chama pré-misturada.....	109
Tabela 5.12 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível (setor unitário). 111	
Tabela 5. 13 Resultados obtidos (setor unitário)	112
Tabela 5. 14 Dados de entrada para a construção do injetor de ar primário (setor unitário).. 112	
Tabela 5. 15 Resultados obtidos (setor unitário)	113
Tabela 5. 16 Dados de entrada para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário) .. 113	
Tabela 5. 17 Resultados obtidos para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário) 114	
Tabela 5. 18 Parâmetros calculados no processo iterativo para chama difusa	116
Tabela 5. 19 Resultados obtidos para a construção do injetor de combustível (setor unitário)	116
Tabela 5. 20 Resultados obtidos para a construção do injetor de ar primário (setor unitário) 117	
Tabela 5. 21 Resultados obtidos para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário) 117	
Tabela 5. 22 Composição média do biogás em %, na ETE da SABESP em Barueri	119
Tabela 5. 23 Outras características do biogás utilizado.....	119

Tabela 5. 24 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível.....	121
Tabela 5. 25 Resultados obtidos (setor unitário)	121
Tabela 5. 26 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível.....	122
Tabela 5. 27 Resultados obtidos (setor unitário)	122
Tabela 5. 28 Condições de contorno para uma câmara pré-misturada com gás natural (setor unitário)	125
Tabela 5. 29 Condições de contorno para câmara pré-misturada com biogás (setor unitário)	126
Tabela 6. 1 Comparação entre as velocidades experimentais e os resultados da simulação..	130
Tabela 6. 2 Dados experimentais.....	133
Tabela 6. 3 Resumo das simulações realizadas	195
Tabela 6. 4 Comparação das velocidades do escoamento, da chama e da injeção de combustível.....	196

Simbologia

Letras Latinas

A	Constante de proporcionalidade, que depende das propriedades físicas dos reagentes e se ocorre ou não pré-mistura; Constante de proporcionalidade na Equação de Zimont; Coeficiente Linear de Anisotropia no modelo de radiação Aproximação Diferencial ou P1;
A_{1dif}	Área de entrada do difusor [m^2];
A_{2dif}	Área de saída do difusor [m^2];
A_L	Superfície da chama laminar [m^2]; Área transversal de referência no tubo de chama [m^2];
A_{or}	Área do orifício [m^2];
A_{ref}	Área transversal da câmara de combustão [m^2];
Ar	Ar necessário para a combustão estequiométrica;
A_{w1}	Área da superfície interna da parede [m^2];
A_{w2}	Área da superfície externa da parede;
A_{sw}	Área frontal do swirler;
a	Área da seção transversal do orifício do queimador [m^2];
B	Coeficiente determinado empiricamente para o combustor progenitor Coeficiente de velocidade de chama de Weaver
b	base
C_1	Fluxo de calor por convecção do gás [W / m^2];
C_2	Fluxo de calor por convecção [W / m^2];
$C_{\epsilon 1}$	Coeficiente da equação de transporte para o modelo de turbulência k - ϵ ;
$C_{\epsilon 2}$	Coeficiente da equação de transporte para o modelo de turbulência k - ϵ ;
C_{μ}	Coeficiente da equação de transporte para o modelo de turbulência k - ϵ ;
C_p	Calor específico à pressão constante [$J / kg.K$];
Da	Número de Damkholer (adimensional);
D_{ref}	Diâmetro de referência externo da câmara de combustão do tipo anular, em [m];
d	Diâmetro do jato no orifício de diluição, em [m];
dA	Elemento de área

D_{tc}	Diâmetro do tubo de chama [m];
f_s	Estequiometria;
F_{rf}	Froude;
G	Fator de Extensão na Equação de Zimont (adimensional);
G_{s1}	Gás substituto 1
G_{s2}	Gás substituto 2
G_{s3}	Gás substituto 3
G_{s4}	Gás substituto 4
g	Força de campo (gravitacional) no meio na Equação de Navier Stokes, aceleração da gravidade [m / s^2];
H	Poder calorífico superior;
h	Entalpia específica do meio [kcal / kg];
h_p	Entalpia dos produtos [kcal/kg];
h_R	Entalpia dos reagentes [kcal/kg];
J	Aporte de calor nos índices de Weaver Diâmetro de referência externo da câmara de combustão do tipo anular, em [m];
L	Comprimento
K_{av}	Condução ao longo da parede;
K_{1-2}	Fluxo de calor por radiação do gás;
k	Intensidade da Turbulência; Conductividade térmica [J / m^2]; Conductividade térmica no Modelo de Rosseland [J / m^2]; Energia cinética devido à turbulência
L_t	Comprimento da chama turbulenta na Equação de Zimont [m];
l_b	Comprimento característico do gás;
m_{AN}	Vazão mássica no anular ou câmara de resfriamento para o ar [kg / s];
m_{PZ}	Vazão mássica na zona primária do ar [kg / s];
m_3	Vazão mássica na entrada de ar [kg/s];
N	Número de átomos de carbono;
n	Quantidade de amostras no Modelo de Monte Carlo; Número de moléculas no modelo PDF; Número de mols total;

P	Pressão do gás na combustão [Pa]; Função probabilidade;
p	Flutuação de pressão devido à turbulência;
P ₂	Pressão estática na entrada da câmara de combustão [Pa];
P ₃	Pressão dinâmica na entrada de ar [Pa];
Q	Energia específica devido à geração interna de calor [J / kg]; Fração volumétrica de oxigênio na mistura
R	Constante geral dos gases e igual a 8,314 [J / Mol. K];
R ₁	Fluxo de calor por radiação do gás;
R ₂	Fluxo de calor por radiação para o anel;
r	Raio interno da câmara de combustão [m];
S _{II}	Tensor de Cisalhamento Médio;
S	Fator velocidade chama de Weaver
T	Temperatura absoluta do meio [K]; Temperatura absoluta do gás na combustão [K];
t	Tempo [s];
T	Temperatura [K];
T ₃	Temperatura do ar na entrada da câmara de combustão [K];
T _w	Temperatura na parede na equação de radiação emitida por uma parede [K];
U	Velocidade do escoamento na direção x [m/s];
U _i	Velocidade do escoamento [m/s];
u _i	Flutuação da velocidade do escoamento devido à turbulência [m/s];
V	Velocidade do escoamento numa mistura homogênea [m/s];
V _i	Projeção da velocidade do escoamento na direção x;
V _j	Projeção da velocidade do escoamento na direção y;
V	Velocidade do escoamento na direção y [m /s];
V _{som}	Velocidade do som [m /s];
Y _F	Fração mássica total do combustível (adimensional);
Y _O	Fração mássica total do oxidante (adimensional);
y	Resolução próxima à parede
w	parede

Letras Gregas

ΔA_{W1}	Área da superfície interna da parede do tubo de chama [m ²];
ΔA_{W2}	Área da superfície externa da parede do tubo de chama [m ²];
ΔP	Perda de carga [Pa];
δ	Amostra no Modelo de Monte Carlo;
δ_i	Valor amostral usado no Modelo de Monte Carlo;
δ_{IJ}	Delta de Dirac;
δ_j	Variáveis aleatórias;
ε	Energia dissipada pela turbulência [J]; Emissividade do meio pela Lei de Radiação de Stefan-Boltzmann para o Corpo Negro [W/m ²];
ε_{CR}	Valor crítico da energia de dissipação turbulenta [J];
ε_C	Emissividade da parede da carcaça;
ε_G	Emissividade do gás;
ε_W	Emissividade da parede do tubo de chama;
ε_1	Índice da primeira constante definida para o modelo de turbulência k - ε ;
ε_2	Índice da segunda constante definida para o modelo de turbulência k - ε ;
ϕ	Ângulo de refração nas paredes na equação de radiação emitida por uma parede;
η	Parâmetro usado para calcular o coeficiente C_{e1} no modelo de turbulência RNG k- ε ; Escala de comprimento de Kolmogorov [m];
η_0	Parâmetro usado para calcular o coeficiente C_{e1} no modelo de turbulência RNG k- ε ;
η	Eficiência;
κ	Constante de Von Karman para o modelo de turbulência SST;
λ	Condutividade térmica da mistura ignitável;
λ_{eff}	Valor efetivo da constante de evaporação do combustível na temperatura ambiente m ² /s;
λ_u	Condutividade térmica na Equação de Zimont (adimensional);
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m.s];
μ_T	Viscosidade dinâmica devido à turbulência;
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s] Escala de viscosidade de Kolmogorov;
θ	Fator de Lefebvre para estimar a eficiência da combustão, na forma adimensional;

ρ	Massa específica do fluido [kg /m^3];
ρ_0	Massa específica inicial [kg /m^3];
σ	Constante de Stefan Boltzmann e igual a $5.6705119 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W/m}^2\text{K}^4$]; Desvio padrão de uma distribuição de probabilidade;
σ^*	Desvio padrão;
σ_ϵ	Coefficiente da equação de transporte de energia dissipada no modelo k - ϵ ;
σ_k	Coefficiente de Prandtl da equação de transporte de turbulência no modelo k - ϵ ;
τ	Tempo de residência médio (volume da câmara dividido pela vazão volumétrica do fluido) [s]; Escala de tempo de Kolmogorov;
τ_{ij}	Tensor deformação devido à viscosidade e ao gradiente de velocidade;
ω	Intensidade da vorticidade de Von Karman;
$\bar{\omega}_F$	Taxa de reação no modelo de combustão EDM;
ψ	Coefficiente de escorregamento na equação de radiação emitida por uma parede;
Γ_i	Coefficiente de difusão molecular da espécie i;
Γ_{REF}	Coefficiente de difusão molecular da mistura;

Subscritos

A	Índice de Weaver devido à Aeração primária;
c	chama;
e	Relativo ao gás;
eff	Efetivo;
F	Índice de Weaver devido à Retorno da chama
g	Relativo ao gás;
H	Aporte de calor
L	Índice de Weaver devido à Deslocamento da chama
p	Pressão, produtos da combustão;
PZ	Relativo a zona primária da câmara de combustão;
r	Gás de referência
ref	Referência;
s	substituto;
T	Índice de Weaver devido à combustão incompleta
u	Relativo à condutividade térmica na equação de Zimont;
Y	Índice de Weaver devido à Pontas amarelas
w	Relativo à parede;
∞	Relativo ao ambiente

Siglas

ACT	Advanced Combustion Tool
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BVM	Burning Velocity Model
CFD	Computational Fluid Dynamic
DES	Detached Eddy Simulation
LES	Large Eddy Simulation
DLN	Dry Low NO _x
DNS	Direct Numerical Simulation
EDM	Eddy Dissipation Model
EERC	Environment Energy Research Corporation
ETE	Estação de Tratamento de Efluentes
FRCM	Finite Rate Chemistry Model
FM	Flamelet Model
GLP	Gás Liquefeito do Petróleo
IEA	International Energy Agency
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
ISSN	International Standard Serial Number
MDF	Método de Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volume Finito
MME	Ministério de Minas e Energia
PDF	Probability Density Factor
PIV	Particle Image Velocimetry
PCI	Poder Calorífico Inferior
DTM	Discrete Transfer Model
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Model
TTQ	Temperature Traverse Quality
WSEAS	World Scientific and Engineering Academy and Society

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

As turbinas a gás foram, sem dúvida, uma das mais importantes invenções do século 20 no tocante aos sistemas de conversão de energia. Hoje existem outros sistemas em estudo que podem vir a se sobrepôr às turbinas a gás dentro do aspecto de geração de energia elétrica, tal como as células de combustível, porém o desenvolvimento destes sistemas ainda é incipiente. Associado a este fato, a recente crise energética e a diminuição das reservas de combustíveis fósseis obrigaram os grandes complexos industriais a desenvolverem equipamentos compactos e que possam ser alimentados com diferentes combustíveis, atendendo uma ampla faixa de poder calorífico.

No Brasil, o uso de fontes renováveis para geração de energia elétrica é predominante, cerca de 90% da matriz energética é energia elétrica (BEN, 2006).

A biomassa destaca-se no panorama brasileiro entre as fontes energéticas, por seu elevado potencial de aproveitamento na matriz energética. Mais uma vantagem de sua utilização são as condições climáticas favoráveis à produção deste insumo, podendo satisfazer a altos níveis de demanda. Dessa forma se torna viável o desenvolvimento de tecnologias que utilizam este tipo de combustível, sendo que uma parte considerável do potencial dos biocombustíveis no Brasil não está sendo aproveitado do ponto de vista energético (Ribeiro, 2007).

Outro fator relevante é a utilização de gás natural em turbinas a gás. Apenas como exemplo: entre 1973 e 2007, a produção mundial de gás natural mais que dobrou, ao passar de 1,227 bilhões de metros cúbicos (m³) para 3,031 bilhões de m³, segundo o estudo *Key World Energy Statistics*, publicado pela *International Energy Agency* (IEA) em 2008. Ainda assim, o gás natural manteve a terceira posição na matriz energética mundial (abaixo de carvão e

derivados de petróleo). No entanto, saltou do quarto para o segundo lugar dentre as principais fontes produtoras da energia elétrica, sendo superada apenas pelo carvão, Figura 1.1.

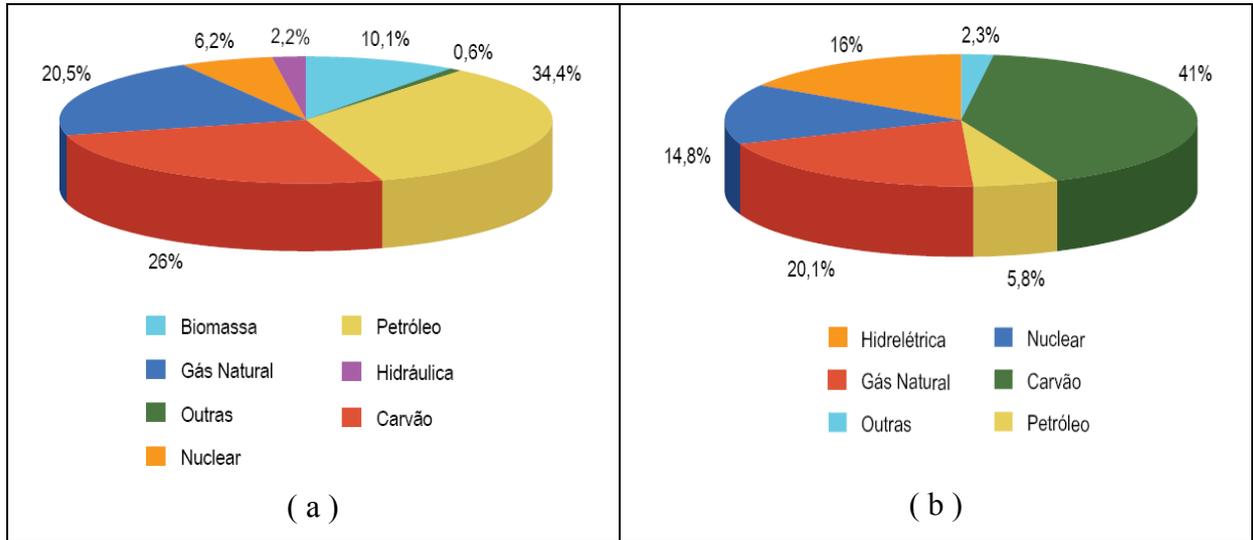


Figura 1. 1 Participação do gás natural na oferta primária de energia (a) produção (b) produção mundial de energia elétrica em 2006 (IEA, 2008).

Numa tentativa de satisfazer estas necessidades, surgiram as microturbinas a gás, que nada mais são do que turbinas a gás com potência que varia desde 20 até cerca de 300 kW (Watts, 1999 & Sanders, 1998). As microturbinas têm sido alvo de pesquisas desde 1970 pela indústria automobilística e seu uso tem se intensificado à medida que se tem maior conhecimento sobre o assunto. As microturbinas a gás apresentam boas perspectivas para geração distribuída de eletricidade de pequeno porte, pois apresentam características como: alta confiabilidade, relativa simplicidade de projeto, compacidade, de fácil instalação e manutenção.

Devido aos fatos citados, o estudo das microturbinas a gás se torna interessante e importante ao desenvolvimento tecnológico e em particular, o estudo das suas câmaras de combustão. Como a câmara de combustão é responsável por queimar o combustível e liberar energia (calor), dando origem a uma corrente suave e uniforme de gases, que serão expandidos na turbina, este componente está diretamente relacionado com a eficiência e com a emissão de poluentes, fatores de extrema importância para o desenvolvimento de novos projetos ou aprimoramento de equipamentos existentes.

A análise de câmaras de combustão utilizando combustíveis de baixo poder calorífico, como alguns biocombustíveis, por exemplo, é de grande interesse desde que surgiu a necessidade da possível substituição dos combustíveis fósseis. Porém, a grande diferença entre os poderes caloríficos dos combustíveis fósseis e de alguns biocombustíveis, acarreta

mudanças na geometria da câmara de combustão. Um fato preponderante nesta mudança é que para se obter a mesma potência na turbina, utilizando uma câmara de combustão projetada para um combustível de alto poder calorífico, deve-se utilizar uma quantidade significativamente maior de um combustível de baixo poder calorífico, para se obter a mesma potência. Se não forem realizadas mudanças na geometria para comportar essa nova quantidade de combustível, podem-se ter problemas no valor elevado de poluentes emitidos e sérios comprometimentos no material do tubo de chama e nas palhetas da entrada da turbina. Ou ainda, reduzindo a quantidade de combustível para se adequar a geometria original, a potência gerada será menor.

Desta forma, o presente trabalho visa projetar uma câmara de combustão, tendo como base o projeto preliminar de um compressor e uma turbina de uma máquina de 600 kW, operando em condição nominal e em regime permanente.

O projeto da câmara de combustão é baseado no escalonamento geométrico e no fator de carregamento de uma câmara já existente, fabricada pela Solar Turbines. Posteriormente são projetados os injetores para chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) e chama difusa. Finalizada a geometria são simuladas e analisadas as câmaras de combustão com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) e difusa, ambas utilizando gás natural e biogás. As análises foram realizadas através da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD), através do software CFX.

Para a utilização do software CFX, é interessante realizar a validação dos modelos de turbulência e combustão, sendo os mais utilizados $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ e SST para turbulência e o EDM (Eddy Dissipation Model), FM (Flamelet Model) e BVM (Burning Velocity Model) para a combustão. Para isso, deve-se ter resultados experimentais para compará-los com os resultados das simulações e então verificar qual modelo representa melhor o comportamento físico do caso em estudo.

Assim, este trabalho contribui para a implementação de uma metodologia para projeto e análise aerodinâmica e térmica de câmaras de combustão de turbinas a gás, em regime permanente e em condições nominais de operação, utilizando gás natural e biogás como combustíveis. O presente trabalho também verifica a potencialidade da utilização da simulação numérica em projetos de câmaras de combustão, potencial este que se estende aos demais componentes da turbina.

1.1 Justificativas do Trabalho

No Brasil, juntamente com outras fontes de energia, como por exemplo, eólica, solar e de biomassa, o uso de microturbinas a gás têm sido alvo de grande interesse. Porém sua utilização tem algumas limitações, tais como: a instabilidade da chama, os limites de flamabilidade, a natureza da chama, as altas taxas de emissões de poluentes, durante o processo de combustão, entre outros.

Com o esgotamento dos melhores potenciais hidráulicos do país e a construção do gasoduto Brasil-Bolívia, o gás natural tornou-se uma opção importante para a necessária expansão da capacidade de geração de energia elétrica através de usinas termelétricas. Segundo a ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica, junto ao setor elétrico, o uso mais generalizado do gás natural tem ocorrido somente nos últimos 15 ou 20 anos.

As usinas termelétricas passaram a ganhar força no país, principalmente em virtude da evolução tecnológica, do crescimento da malha de gasodutos e da maior facilidade em se adquirir o gás natural, combustível principal desse tipo de unidade geradora. A geração termelétrica tem-se mostrado cada vez mais viável, sobretudo em termos de custos de transmissão, uma vez que as usinas termelétricas têm a possibilidade de serem instaladas mais próximas dos locais demandantes de energia elétrica, como por exemplo, pólos industriais.

Em relação ao custo da geração termelétrica, há de se considerar que o custo mais relevante é o do combustível utilizado, que pode ser: carvão, óleo combustível ou diesel, biomassa e/ou gás. Neste último caso, a inclusão do gás natural na matriz energética nacional, conjugada com a necessidade de expansão do parque gerador de energia elétrica, o esgotamento dos melhores potenciais hidráulicos do país e, sobretudo, os custos competitivos deste combustível frente aos demais, tem despertado o interesse de analistas e empreendedores em ampliar o seu uso na geração termelétrica (ANEEL, 2008).

Em relação às emissões, a cada dia que passa, os órgãos ambientais estão com regulamentações mais rigorosas, sobre as emissões de NO_x , CO e material particulado, fazendo desta limitação um ponto muito importante a ser explorado. Vale lembrar que o controle das emissões está diretamente ligado à temperatura a que está submetida à câmara de combustão, ao tipo de combustível utilizado, a geometria da câmara, entre outros, por isso o estudo deste componente da microturbina a gás, tem significativa importância para a evolução deste equipamento de conversão de energia.

O estudo de câmaras de combustão é muito complexo devido ao grande número de variáveis envolvidas, principalmente no que diz respeito às reações do processo de combustão. Devido à sua complexidade, a análise deste componente se torna onerosa ao

processo de desenvolvimento, sendo necessária a utilização de simulações numéricas, para que este estudo seja viável, eficiente e com menor custo.

Uma técnica de análise que vem sendo largamente utilizada em diversas áreas, inclusive em estudos de câmaras de combustão, é a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), capaz de melhorar produtos que já estão no mercado, como também idealizar novos produtos, mais eficientes e exigindo um número reduzido de testes experimentais. Esta metodologia geralmente é baseada nos métodos numéricos do tipo diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. Para se conseguir bons resultados, utilizando a Dinâmica de Fluido Computacional, devem-se ter equipamentos robustos, além de pessoal capacitado.

Através do CFD (Computational Fluid Dynamics), podem-se realizar várias análises, utilizando modelos de turbulência, transferência de calor por radiação, combustão e emissões, podendo explorar de forma mais profunda o comportamento termo-aerodinâmico no interior da câmara de combustão, inclusive quando são utilizados diferentes combustíveis.

Um tipo de câmara de combustão muito estudado atualmente é a anular, a qual, devido às dimensões reduzidas, é especialmente atrativa para aplicação em acionadores compactos, como as microturbinas a gás. Esta câmara pode ter vários bicos injetores de combustível e, em alguns casos, esses bicos podem ser inclinados, promovendo a rotação do escoamento dentro da câmara. Esta característica permite melhorar o processo de combustão, pois aumenta o tempo de residência, proporciona uma chama mais estável e ancorada, melhorando a distribuição do ar no interior da mesma e favorecendo o resfriamento das partes metálicas.

O estudo aerodinâmico de câmaras de combustão é relevante à medida que permite identificar regiões no escoamento onde existem altas pressões ou temperaturas. As altas pressões estão relacionadas às perdas de carga e as altas temperaturas relacionadas à alta difusão da chama, o que acarreta em prejuízos à resistência mecânica do material construtivo utilizado, como também, contribui para a formação de poluentes. Através desse estudo pôde-se visualizar melhor a posição onde a chama vai ser formada, sua ancoragem, comprimento, entre outras características.

À medida que as pesquisas evoluem, modelos matemáticos mais robustos e computadores mais rápidos são desenvolvidos, permitindo projetar câmaras de combustão mais eficientes, com baixas emissões de poluentes e a um baixo custo. Por este caminho é possível melhorar os processos e desenvolver novas tecnologias para as câmaras de combustão.

No Brasil, a utilização da Dinâmica de Fluido Computacional aplicada a projetos dos componentes de microturbinas a gás ainda é recente, por isso, uma exploração dos vários recursos que essa ferramenta oferece, juntamente com o melhor conhecimento das variáveis

envolvidas no projeto de combustores, é de grande importância para o desenvolvimento tecnológico de turbinas a gás no país.

Vários estudos já foram realizados em câmaras de combustão existentes, porém não foram encontrados na literatura projetos de câmaras de combustão, incluindo o projeto dos injetores para chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturadas) e difusa, baseados no desenvolvimento de projetos de compressores e turbinas de uma nova máquina térmica. A utilização de diferentes combustíveis e suas conseqüências são analisadas, visando verificar a possibilidade de intercambiabilidade de gases sobre o projeto dessa nova câmara.

1.2 Objetivo do Trabalho

O objetivo principal deste trabalho é realizar a análise paramétrica de uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás, através de simulação numérica, utilizando a Dinâmica de Fluido Computacional. As análises serão realizadas para o regime permanente e em condição nominal de operação, considerando a utilização de gás natural e biogás.

Compõem objetivos secundários, necessários ao desenvolvimento deste trabalho, os seguintes tópicos:

- Estabelecer os principais parâmetros físicos característicos do comportamento térmico, aerodinâmico e de emissão de poluentes de uma câmara de combustão anular;
- Projetar os injetores de ar e combustível, para as chamas pré-misturadas e difusas;
- Fazer a modelagem de câmaras de combustão, com chamas pré-misturadas (ou parcialmente pré-misturada) e difusas, utilizando o código numérico CFX;
- Realizar análise dos principais parâmetros geométricos quando são utilizados diferentes combustíveis, no presente trabalho, gás natural e biogás;
- Realizar a análise da distribuição de temperatura do fluido na saída da câmara de combustão e na superfície do tubo de chama, como também, velocidade, perda de pressão e emissão de CO, NO, ao longo do volume estudado.

1.3 Conteúdo do Trabalho

O presente trabalho apresenta uma sequência de capítulos, que visa um melhor entendimento da teoria específica estudada e das simulações realizadas.

No capítulo 1 é apresentada uma introdução ao assunto estudado, identificando a importância das microturbinas para o setor energético. Somado a isso, é mostrada a necessidade do estudo de câmaras de combustão e como este estudo pode ser realizado, através de simulações numéricas.

No capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica sobre as turbinas a gás e a utilização de métodos numéricos para a análise de câmaras de combustão, identificando o que já foi estudado, os problemas encontrados e possíveis soluções para esses problemas. Através dessa revisão, busca-se identificar os parâmetros mais significativos para a análise de câmaras de combustão, alguns resultados de simulações já estudadas, bem como, o comportamento de alguns modelos matemáticos mais eficientes para a análise de câmara de combustão. Toda a análise visa uma maior precisão dos resultados a serem simulados e um menor tempo de processamento, ou seja, eficiência e baixo custo.

No capítulo 3 são estudadas, de forma geral, as microturbinas a gás, seu funcionamento, vantagens e desvantagens. Neste capítulo são apresentados alguns conceitos teóricos sobre câmaras de combustão, necessários para o desenvolvimento deste trabalho. Entre eles: os tipos de câmaras de combustão e seus componentes, tipos de materiais utilizados na sua construção, velocidade e comprimento de chama, intercambiabilidade de gases, entre outros.

No capítulo 4, busca-se esclarecer os principais conceitos da Dinâmica de Fluido Computacional (CFD). Será apresentado o método de volumes finitos, as equações de conservação, tipos de malhas, condições de contorno entre outros conceitos necessários para o embasamento para iniciar as simulações.

No capítulo 5, apresenta-se a câmara de combustão anular tomada como progenitora, ou como referência, fabricada pela Solar Turbines, modelo T-62T-32. Em seguida, apresenta-se de forma detalhada a modelagem da câmara anular para a turbina de 600 kW. Serão apresentados assuntos como: os dados de entrada para o ar e para o combustível previstos no *Gatecycle*, descrição das composições dos combustíveis utilizados, detalhamento do projeto da geometria da câmara de combustão, juntamente com os projetos dos injetores de ar e combustível para chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) e difusa. Sempre que o regime de chama pré-misturado for citado, deve-se levar em conta, a possibilidade do regime parcialmente pré-misturado.

No capítulo 6, apresentam-se inicialmente as validações dos modelos de turbulência e a validação dos modelos de combustão para chama difusa. Apresentam-se também as análises e discussões dos resultados obtidos das simulações, tanto para a câmara da Solar Turbines (progenitora) como para a câmara de combustão projetada para a turbina a gás de 600 kW. As

análises serão realizadas utilizando a geometria, como também os perfis de temperatura, pressão, emissão de poluentes e vetores velocidade ao longo da câmara de combustão.

No capítulo 7, serão apresentadas as conclusões das análises realizadas.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo, será realizada uma pequena introdução sobre turbinas a gás, especialmente sobre suas câmaras de combustão, com a intenção de contextualizar o assunto a ser abordado. Também será efetuada uma revisão bibliográfica sobre a utilização de métodos numéricos para a análise de câmaras de combustão, identificando o que já foi estudado, os problemas encontrados e possíveis soluções para esses problemas visam identificar os parâmetros mais significativos para a análise de câmaras de combustão, buscando o comportamento de alguns modelos matemáticos corretos, mais eficientes e viáveis para a simulação. Esta revisão tem como objetivo principal uma melhor visualização da ferramenta CFD (Computational Fluid Dynamics) a ser utilizada para as análises.

2.1 TURBINAS A GÁS

Turbinas a gás são máquinas térmicas que utilizam a energia liberada por um processo que ocorre em seu interior para produzir potência de eixo ou empuxo.

A primeira tentativa bem sucedida a produzir trabalho com turbina a gás, foi alcançada por Aegidius Elling, em 1903, na qual a turbina a gás projetada produziu um trabalho de eixo de 11 hp, com uma câmara de combustão a pressão constante. Em se tratando de turbina a gás com volume constante, esta foi construída entre 1908 e 1913, por Hans Holzawawrth.

Nos últimos 40 anos pode-se evidenciar um contínuo desenvolvimento, em relação à eficiência das instalações com turbinas a gás. Os grandes avanços se concentram no

desenvolvimento da aerodinâmica de compressores e obtenção de maiores temperaturas dos gases na entrada da turbina, graças à evolução dos materiais, que tem se tornado mais resistentes a altas temperaturas e também em virtude do desenvolvimento de novas tecnologias de resfriamento. Os avanços nas tecnologias de resfriamento podem ser vistas na Figura 2.1 (Boyce, 2002). Desde 1950, a resistência à temperatura dos materiais de turbinas avançou aproximadamente 472°C , aproximadamente 10°C por o ano. A importância deste aumento pode ser verificada, sendo que um aumento de 56°C na temperatura de acendimento da turbina pode fornecer um aumento correspondente à melhoria de 8-18% na saída e 2-4% na eficiência de ciclo simples.

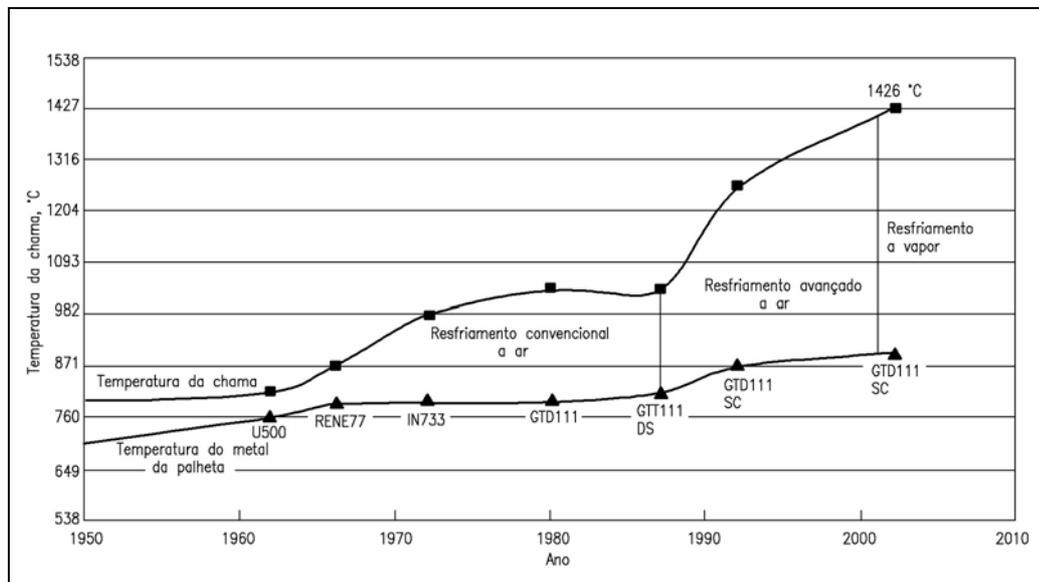


Figura 2. 1 Avanços nas tecnologias de resfriamento (Boyce, 2002).

Em se tratando de ciclos simples, as turbinas a gás podem assumir algumas configurações, que podem ser vistas na Figura 2.2. Visando solucionar problemas aerodinâmicos de compressão e desempenho de operação, baseados na aplicação específica, o ciclo simples pode apresentar configurações diferentes e as turbinas podem assim ser divididas em dois grupos, sem turbina livre e com turbina livre.

O uso de geradores de gás tem a finalidade de aumentar a eficiência térmica, aumentando a razão de pressão do ciclo, com isso, divide-se a compressão em vários estágios, aumentando a eficiência aerodinâmica do processo de compressão e a faixa de operação.

Outras possíveis configurações de turbinas a gás são: adição de resfriamento intermediária (*intercoolers*) entre os compressores, câmaras adicionais de combustão, trocadores de calor, com injeção de vapor e água. Todas as variações citadas visam aumentar

a potência útil e a eficiência térmica, porém aumentando não somente a complexidade dos equipamentos, como também o seu peso e os custos.

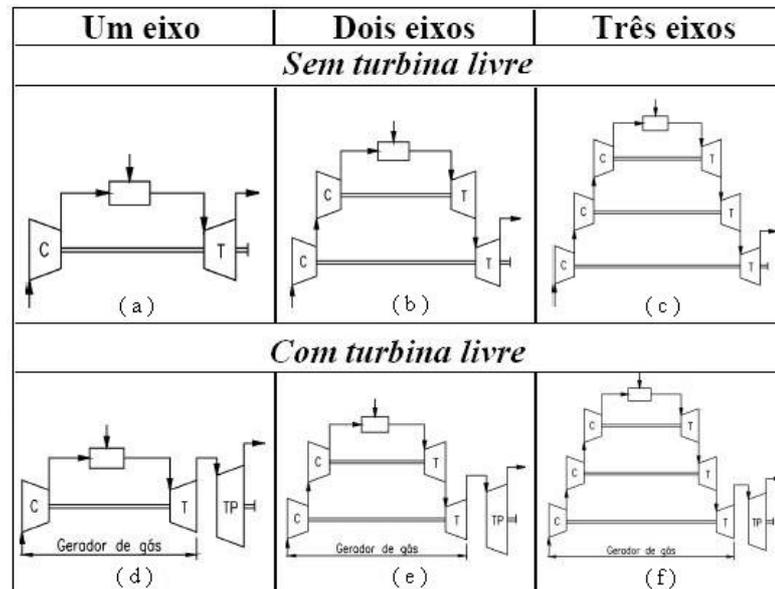


Figura 2. 2 Configurações para o ciclo simples (Lora e Nascimento, 2004)

Nas turbinas a gás regenerativas os gases de exaustão são direcionados para o trocador de calor (regenerador), para aquecer o ar que sai do compressor, antes da sua entrada na câmara de combustão. Com o pré-aquecimento do ar, o consumo de combustível é reduzido, aumentando a eficiência térmica do ciclo. Este ciclo é representado na Figura 2.3a.

Com o objetivo de aumentar ainda mais a eficiência térmica e o trabalho útil do ciclo, pode-se adicionar simultaneamente ao ciclo, além do trocador de calor regenerativo, um *intercooler*, cuja função é reduzir o trabalho de compressão, aumentando o trabalho útil. Na Figura 2.3b, é mostrada essa configuração, onde a compressão ocorre em dois compressores, tendo um *interccoler* entre eles para reduzir a temperatura do ar que entra no segundo compressor. O trabalho específico é aumentado, pois o trabalho de compressão é função da temperatura de entrada do ar, ou seja, uma redução na temperatura de entrada causa redução no trabalho de compressão.

Em turbinas a gás que utilizam injeção de vapor, Figura 2.4a, este é injetado na saída do compressor, aumentando o trabalho produzido, já que aumenta a vazão em massa que expande na turbina. Esse vapor pode ser gerado numa caldeira de recuperação com aproveitamento da energia dos gases de exaustão da turbina. Outra vantagem importante da injeção de vapor é a redução das emissões de NO_x , item significativo em projetos. Essa redução é devida à criação de uma mistura uniforme de vapor e ar, que reduz a temperatura na zona de combustão e, conseqüentemente, a formação de NO_x .

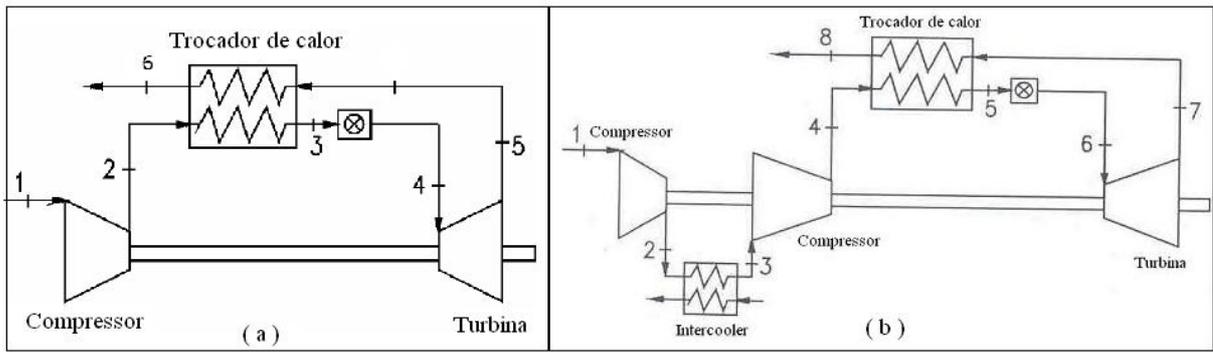


Figura 2. 3 Ciclo regenerativo ideal (a) Ciclo regenerativo com *intercooler* (b) (Lora e Nascimento, 2004)

O ciclo com injeção de água, Figura 2.4b, apresenta as vantagens do ciclo regenerativo, somadas aquelas do ciclo com injeção de vapor, entre elas: redução de emissão de NO_x e alta eficiência térmica. Um atomizador de água é colocado entre o compressor e a câmara de combustão. A queda de temperatura do ar pela adição de água é recuperada no regenerador, próximo componente do sistema. Porém essa configuração tem alguns problemas, os quais são: a corrosão do regenerador devido a presença de água, a possibilidade do regenerador incendiar-se, pois este tende a desenvolver pontos quentes quando não está totalmente limpo.

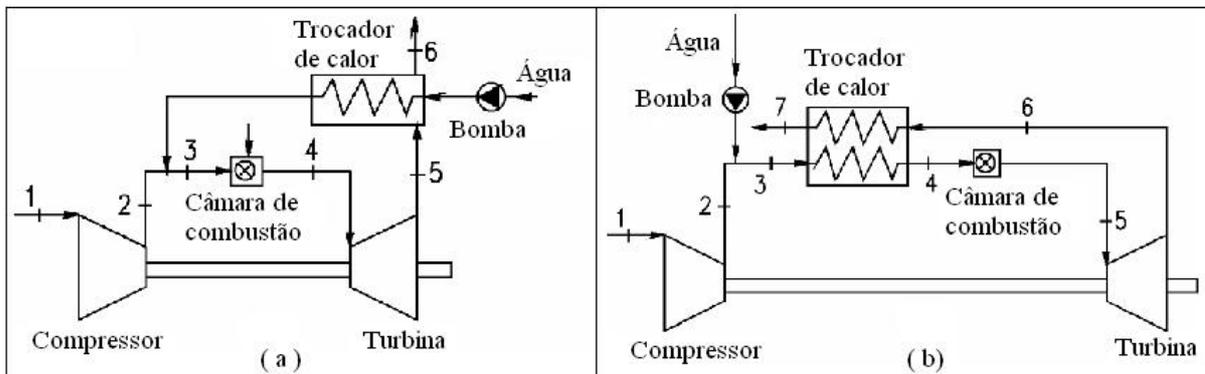


Figura 2.4 Ciclo com injeção de vapor (a), Ciclo com injeção de água(b)
(Lora e Nascimento, 2004)

Inicialmente, o que diferencia o processo de combustão de uma turbina a gás de outros processos de combustão é a alta taxa de liberação de energia. Uma exigência comum nos projetos de câmaras é a compacidade, não somente em motores aeronáuticos, onde o mesmo deve ter a menor dimensão possível, mas em razão de minimizar a perda por pressão total ao longo da câmara. Uma queda de pressão maior na câmara de combustão representa uma redução na expansão da turbina e conseqüentemente uma redução na potência. A perda de pressão é proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento, então, alguns de velocidade

na saída do último estágio do compressor são proibitivos para câmara de combustão ($v \approx 150 \text{ m/s}$). Por isso, há a necessidade de um difusor na entrada da câmara de combustão para reduzir a velocidade do ar em até cinco vezes.

As câmaras de combustão de turbinas a gás têm a finalidade de aquecer o ar vindo compressor, através da queima de uma quantidade de combustível fornecida por um injetor, com o ar, proveniente do compressor, e liberar calor de tal maneira que o ar seja expandido e acelerado resultando em uma corrente suave e uniforme do gás quente, necessária à produção de potência pela turbina. Isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência.

Recentemente, o projeto da câmara de combustão, conta com ajuda de códigos numéricos (simulação numérica), que contribuem para um projeto de boa qualidade, com resultados satisfatórios e a um baixo custo. Diferentes métodos podem ser utilizados para a análise de câmaras de combustão. Dentre eles, o CFD (Computational Fluid Dynamics), baseado no Método de Volumes Finitos, tem sido largamente utilizado para análise de câmaras de combustão anulares e tubulares. Por exemplo, Lai (1997) utilizou as análises CFD, para uma previsão exata dos pontos quentes, que correspondem às localizações dos pontos mais críticos para o combustor. Turrel *et al* (2004), verificaram os picos de temperaturas nas palhetas da turbina. Darbyshire *et al* (2006), estudaram as condições de entrada da mistura combustível e ar, entre outros.

À medida que as pesquisas evoluem, modelos matemáticos mais robustos e computadores mais rápidos são desenvolvidos, permitindo projetar câmaras de combustão mais eficientes, com baixas emissões de poluentes e a um menor custo. Por este caminho é possível melhorar a modelagem da combustão, alcançando resultados mais precisos, em menor tempo e a um custo reduzido (Kuo, 1986).

Para aumentar a temperatura do fluxo de ar, a câmara de combustão deve satisfazer vários requisitos, entre eles:

- Deve ser capaz de garantir a ignição em várias condições;
- Operar de forma estável em várias condições;
- Promover a queima completa, minimizando a formação e emissão de poluentes;
- Promover a mistura e diluição dos gases de combustão para evitar danos na turbina devido ao gradiente de temperatura dos gases de exaustão;
- Obter um perfil de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão;
- Ter baixa perda de carga;
- Ter o tamanho, peso e custo reduzidos, além de vida útil aceitável.

Vários estudos têm sido realizados sobre câmaras de combustão, devido à necessidade contínua dos avanços das tecnologias das turbinas a gás. Com a introdução de novos conceitos de combustores, que apresentam valores muito baixos de emissões, juntamente com desenvolvimento simultâneo na preparação de combustíveis e técnicas de resfriamento das paredes do tubo de chama, um estudo mais detalhado deste importante componente das turbinas, se faz necessário.

Lefebvre, em 1998, apresentou um estudo de vários aspectos da combustão de turbinas a gás, entre eles conceitos básicos sobre os tipos de combustores, fundamentos da combustão, difusores, aerodinâmica, desempenho da combustão, injetores de combustíveis, formação de ruídos e transferência de calor.

Outro aspecto muito estudado é o fator emissão de poluentes, devido aos vários problemas ambientais mundialmente enfrentados nos dias de hoje. Allen (1998) mostrou uma técnica que permite controlar a mistura ar/combustível buscando evitar os altos picos de temperatura da chama, que favorecem a formação de NO_x térmico.

Adouane *et al* (2002) realizaram uma análise do combustor de uma turbina da Alston operando com gás de baixo poder calorífico, aplicando modelos químicos, modelos de chama e de turbulência, para a análise da emissão de NO_x , utilizando a simulação numérica. Eles concluíram que a câmara simulada é capaz de operar com este tipo de combustível mantendo sua eficiência em 99% e que da mesma forma que para gases de alto poder calorífico, o principal poluente gerado é o NO_x .

O comportamento da chama também vem sendo estudado com maior frequência, devido a sua importante relação com o aspecto construtivo, como também de eficiência e emissão de poluentes. Lefebvre e Reid (1966) estudaram a influência do escoamento turbulento, na chama, verificando a relação da velocidade inicial do escoamento e da temperatura inicial da mistura combustível. Já Kuo (1986) apresentou modelos matemáticos para calcular a velocidade de propagação da chama com escoamento laminar e turbulento. Sobre os aspecto de emissões, Fenimore *et al* (1987) estudaram o mecanismo de formação do NO_x em chamas difusivas produzidas pela combustão de combustíveis gasosos em uma câmara de combustão com jato turbulento.

A adição de hidrogênio à reação de combustão foi estudada por alguns pesquisadores, devido a sua significativa mudança no comportamento da chama. Em 2002, Tomczak *et al* estudaram uma câmara de combustão tubular, utilizando diferentes concentrações de metano e hidrogênio. Pode-se concluir com estes estudos, que houve redução do alcance da chama, aumento da temperatura da chama e por consequência, aumento de emissões de NO_x e CO. Este fato também foi verificado por Cozzi e Coghe (2006), porém utilizando gás natural como

combustível, para diferentes concentrações de hidrogênio. Já Ilbas *et al* (2006), afirmam que com o aumento no índice de hidrogênio na mistura hidrogênio-ar, a velocidade da chama aumenta significativamente. A adição de hidrogênio ao metano fornece um bom combustível alternativo aos combustíveis de hidrocarbonetos, pois fornece uma boa estabilidade de chama, grande região de flamabilidade e velocidade de queima relativamente maior.

Aspectos construtivos também foram analisados, como por exemplo, a influência dos orifícios primários de uma câmara anular, que foi alvo dos estudos de Bicen *et al* (1988) e outros mais recentemente, onde foi verificada uma grande geração de recirculações, afetando a ancoragem da chama.

Alencar (2007) realizou um estudo aerodinâmico, baseada nos estudo da *Israel Institute of Technology* (2003), que desenvolveu o projeto de uma câmara de combustão de baixa emissão, tipo anular, conhecida como Floxcom, para turbinas a gás. Foram realizadas simulações numéricas, utilizando a dinâmica de fluido computacional (CFD), para comparar os resultados dos campos de velocidade e pressão, com os valores experimentais. Foi constatado que os modelos RNG k- ϵ e SST são os modelos mais adequados para este tipo de estudo, pois são mais elaborados que o modelo k- ϵ , e menos complexo que o modelo das Tensões de Reynolds.

2.2 Métodos numéricos aplicados a combustores

Para satisfazer as exigências de mercado para novos produtos, os combustores de turbinas a gás devem ser analisados em menos tempo e com maior precisão. A análise rápida, precisa e eficiente de um sistema de combustão em desenvolvimento, é uma estratégia vital para reduzir custos, tempo de processamento e experimentos. Além disso, o governo e a legislação ambiental estão aumentando as restrições sobre os níveis permissíveis de emissão de poluentes de turbinas a gás. Assim, novos sistemas de combustão devem ser projetados com o intuito de minimizar estas emissões.

Durante o detalhamento de um projeto, as técnicas de otimização, tais como o delineamento de experimentos, simulações numéricas, entre outras, são usadas extensivamente a fim de definir um combustor que atenda a todas as exigências do motor. Estes podem incluir a queda de pressão, o perfil de temperatura na saída, as emissões e a eficiência da combustão.

A análise de câmara de combustão de turbinas a gás envolve o estudo de um número complexo de processos físicos e químicos, incluindo a dinâmica tridimensional dos injetores de combustível que interagem com o fluxo de gases e que se submetem a uma mistura

turbulenta, reações químicas, transferência de calor/massa, formação e oxidação dos poluentes.

A necessidade de reduzir emissões de poluentes, tais como NO_x e material particulado, em turbinas a gás industriais tem difundido o modo de combustão com pré-mistura pobre (LP). A combustão no combustor LP permite abaixar a temperatura da combustão, reduzindo significativamente os níveis de NO_x térmico. Porém, há algumas dificuldades relativas à redução da estabilidade da combustão, conduzindo a problemas como: geração de ruído, retrocesso e extinção da chama (Birkby *et al*, 2000).

Em combustores pré-misturados de baixas emissões (DLE), o fluxo na saída pode ser substancialmente diferente daqueles combustores não pré-misturados, devido a um grau significativamente maior de vórtices no fluxo. O elevado grau dessa recirculação é um fator importante para a reversão do fluxo, favorecendo a estabilização da chama.

Os fluxos rotativos podem produzir diversos fenômenos que são de interesse do projeto dos combustores e de turbinas, por exemplo, os tubos de vórtices, Lucca-Negro *et al*, (2001). Alguns estudos foram realizados para observar a natureza do núcleo do vórtice, gerando resultados teóricos e experimentais. Os estudos analíticos empregaram simplificações, por exemplo, axi-simétrica, baixo número de Reynolds e massa específica constante. Embora alguns estudos fossem estendidos para incluir outros fenômenos, tal como a compressibilidade, geralmente estes recaem sobre a complexidade do escoamento do combustor (Keller, 1994). Na prática, como se trabalha com escoamento turbulento, ou seja, elevado número de Reynolds, é necessário modelar a turbulência, bem como o processo de liberação de calor. Os parâmetros que afetam o núcleo do vórtice são: a distribuição da velocidade e da pressão da entrada, a turbulência e o processo da liberação do calor. Para analisar este tipo de escoamento, deve-se ter um bom conhecimento da aerodinâmica do fluido estudado.

Segundo estudos realizados por Sadiki *et al* (2004), quando a intensidade da turbulência aumenta, a eficiência da transferência de massa também é aumentada. O aumento do grau do *swirl* acentua a taxa de mistura e exerce forte influência no processo de combustão.

Compreender a física do comportamento de cada geometria específica é extremamente importante para a qualidade de novos projetos de câmaras de combustão. A geometria das câmaras de combustão de turbina a gás industriais é necessariamente complexa devido às exigências da combustão, refrigeração das paredes do tubo de chama, fornecimento de ar e combustível, e aspectos construtivos.

Para iniciar o desenvolvimento de um projeto, deve-se ter em mente alguns requisitos que devem ser seguidos, entre eles, a simplicidade do componente estudado, facilidade de acesso a cada componente, geometria variável para posterior otimização do projeto.

Devido às diversas indagações a respeito de projetos de combustores, novas regulamentações ambientais e a inovação tecnológica como um todo, surge então o interesse no desenvolvimento de novas ferramentas de análise para projetos de novos combustores.

Vários estudos têm sido desenvolvidos com o intuito de conhecer e melhorar os aspectos das câmaras de combustão, tais como: temperaturas mais adequadas na combustão, a fim de se obter maior vida útil do material utilizado para a construção das câmaras, como também, um gradiente de temperatura mais adequado na entrada da turbina; diminuição das emissões de poluentes e melhorias na eficiência das mesmas.

Trabalhos realizados por Cheio e Smith, (1993); McGuirk e Spencer, (1995) mostraram os resultados de análises do injetor de combustível, do *swirler* e das condições limite de refrigeração dos orifícios. Lai (1997), também utilizou a dinâmica de fluidos computacional, incluindo a previsão do fluxo através das passagens de ar internas do bocal de combustível, para uma previsão exata dos pontos quentes, que correspondem às localizações dos pontos mais críticos para o combustor.

Birkby *et al* (2000) utilizaram em seus estudos, um combustor industrial da Rolls-Royce-Royce Trent. A geometria utilizada para a câmara de combustão foi representada incluindo os dutos da pré-mistura com palhetas direcionadoras (*swirl vanes*) e os tubos de injeção de combustível, os ignitores, as zonas de combustão primária, secundária e terciária, como também o bocal de descarga, conforme indicado na Figura 2.5. As cores apresentadas na Figura 2.5 não se referem aos parâmetros analisados.

Para a turbulência, foi utilizado o modelo k- ϵ modificado, juntamente com o modelo de combustão em chama laminar, sensível às variações da estequiometria da mistura ar/combustível. Foi então demonstrada a eficiência do método utilizado, comparando-se os resultados obtidos com os resultados de operação real do motor.

O combustor utilizado para os experimentos de Turrell *et al* (2004), foi o combustor DLE industrial (combustor com pré-mistura pobre de baixas emissões) da *Demag Delaval Turbomachinery*, onde foi realizada a validação da análise CFD.

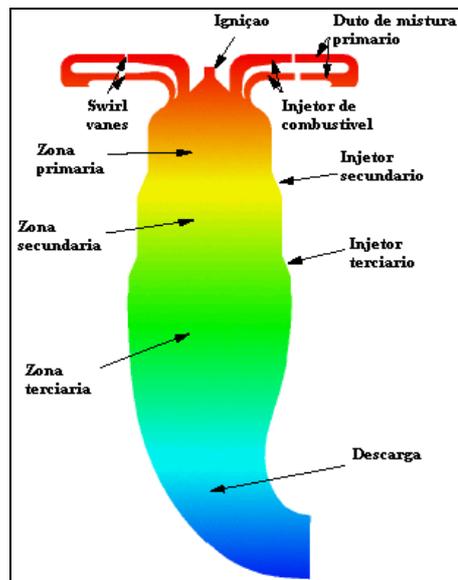


Figura 2. 5 Principais características da geometria (Birkby *et al*, 2000).

Foi utilizado o modelo de turbulência $k-\epsilon$ e o modelo das tensões de Reynolds (RSM), para a verificação da resolução de ambos. Na Figura 2.6, onde é mostrada a magnitude da velocidade tangencial, pode se verificar que o modelo das tensões de Reynolds (RSM) apresenta uma solução melhor do que o modelo $k-\epsilon$, ou seja, os resultados obtidos são mais refinados, podendo ser identificado mais detalhadamente variações, tanto de velocidade, como também de pressão e temperatura, do objeto de estudo. Uma desvantagem do modelo RMS é a alta complexidade de suas equações.

Essa análise realizada por Turrel *et al* (2004) só pode ser validada, quando os resultados forem comparados com resultados experimentais, podendo então identificar qual modelo de turbulência representa melhor o modelo físico.

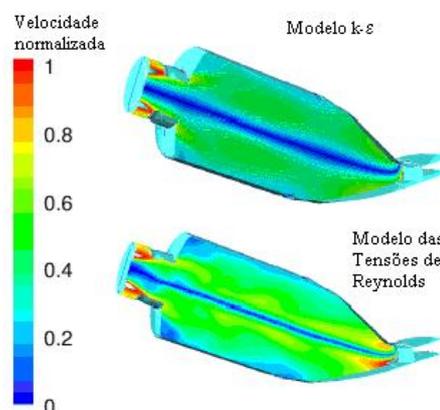


Figura 2.6 Velocidade tangencial normalizada no plano diametral através do combustor. Comparação entre o modelo $k-\epsilon$ e modelo das tensões de Reynolds (Turrell *et al*, 2004)

Ainda em Turrel *et al* (2004) foram verificados os picos de temperaturas na palheta central da turbina, mostrados na Figura 2.7. Dada a natureza da distribuição de temperatura no combustor, as maiores temperaturas são localizadas no tubo de vórtice. Ou seja, o coeficiente de transferência de calor na parede da superfície de sucção superior da palheta central é significativamente maior, sendo, portanto, a região mais afetada pelo calor. Concluindo, a previsão resultante da simulação, consiste de uma vorticidade que emerge do centro do combustor, cuja extremidade, provoca um pico de temperatura a jusante da palheta central.

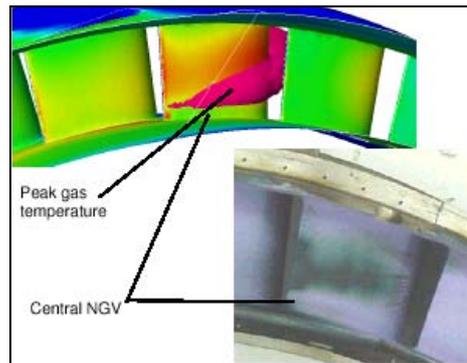


Figura 2.7 Resultado das tensões na parede da superfície de sucção da palheta central (Turrel *et al*, 2004)

Utilizando um combustor da Siemens V94.3A, com pré-mistura pobre, e o modelo de turbulência RNG k- ϵ , Darbyshire *et al* (2006) estudaram as condições de entrada local e da mistura combustível/ar, especialmente os efeitos do combustível pré-aquecido e a temperatura de entrada do combustor. Foram realizadas também, comparações entre o modelo de turbulência k- ϵ , o RNG k- ϵ , *realisable* k- ϵ e o modelo das tensões de Reynolds. A comparação dos resultados obtidos pode ser observada na Figura 2.8.

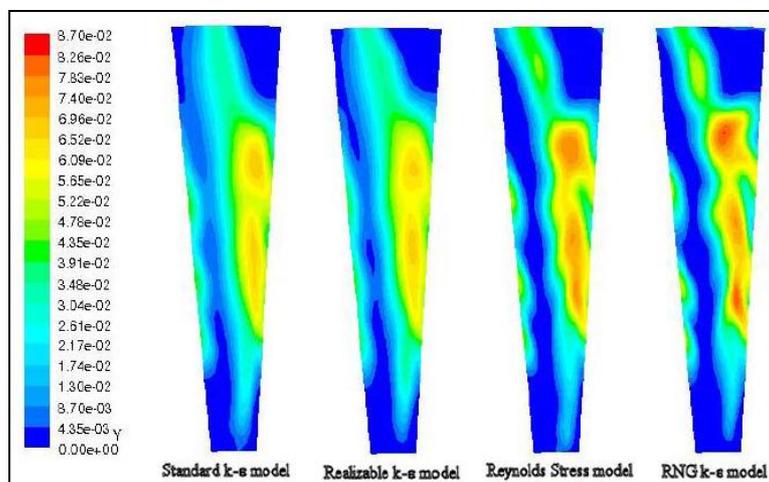


Figura 2.8 Comparação entre os modelos de turbulência (Darbyshire *et al*, 2006)

Ainda com relação ao trabalho de Darbyshire *et al* (2006), o modelo de turbulência RNG k- ϵ foi escolhido por ser mais adequado ao tipo de escoamento, e também por ter uma convergência mais rápida. Este efeito é mais provável, devido ao aumento da temperatura, resultando num acréscimo da quantidade de movimento do jato de combustível e, conseqüentemente num aumento na penetração do jato na corrente principal resultando em melhoria na mistura. Similarmente, a diminuição da temperatura de entrada do ar mostrou uma melhoria na mistura, que pode ser atribuído ao fato da diminuição da temperatura resultar na diminuição da velocidade e na quantidade de movimento da corrente principal.

Cameretti e Tuccillo (2004) fizeram um estudo de três tipos de combustores. São eles:

- 1) um combustor anular convencional do tipo difusivo;
- 2) um combustor com pré-mistura pobre, com *swirlers* radiais e geometria tubular;
- 3) um tubular, tipo RQL.

Foram utilizados para as simulações, o modelo k- ϵ e o modelo de dissipação dos vórtices, como modelo de turbulência e combustão, respectivamente.

Foi realizada uma comparação entre os dois últimos combustores, pois os mesmos são baseados em conceitos opostos e podem, conseqüentemente, produzir comportamentos com diferenças mais significativas. Com o combustor com pré-mistura pobre evita-se problemas em termos de formação de NO. Com o combustor RQL, ao contrário, tem-se um comportamento mais eficaz em relação à distribuição de temperatura na entrada da turbina, mas uma investigação mais exata da combustão completa deve ser realizada, juntamente com uma apropriada seleção das quantidades de ar a ser dividida entre a região rica e as demais regiões dos combustores.

Foi realizada uma análise utilizando gás natural e um combustível de baixo poder calorífico (gás de biomassa) e também variações das condições de entrada, para a verificação do potencial de cada tipo estudado, identificando os principais problemas de cada configuração.

O combustor com pré-mistura pobre consiste de um queimador, no qual a zona primária é acompanhada de um *swirler* e também de um tubo de chama (*liner*) por onde o ar escoava para o resfriamento e para os orifícios de diluição. No combustor RQL foram consideradas suas características de efetividade operacional para uma grande faixa de relação ar/combustível e temperatura de entrada, limitando assim, a produção de NO.

A Figura 2.9 mostra os detalhes dos vetores velocidade nas regiões mais representativas de cada combustor. O combustor anular apresenta uma boa penetração do ar secundário no escoamento primário, de tal forma que uma combustão completa pode ser esperada. O combustor pré-misturado pode ser examinado na região primária, com referência a interação

entre o escoamento do piloto e a linha da pré-mistura, a qual é responsável pela ignição da mistura. O combustor RQL mostra que a distribuição do escoamento na zona final apresenta uma vorticidade insuficiente para diminuir a temperatura de combustão na zona primária, ou seja, pode-se ter problemas no processo de combustão, na temperatura da chama e na temperatura na entrada da turbina.

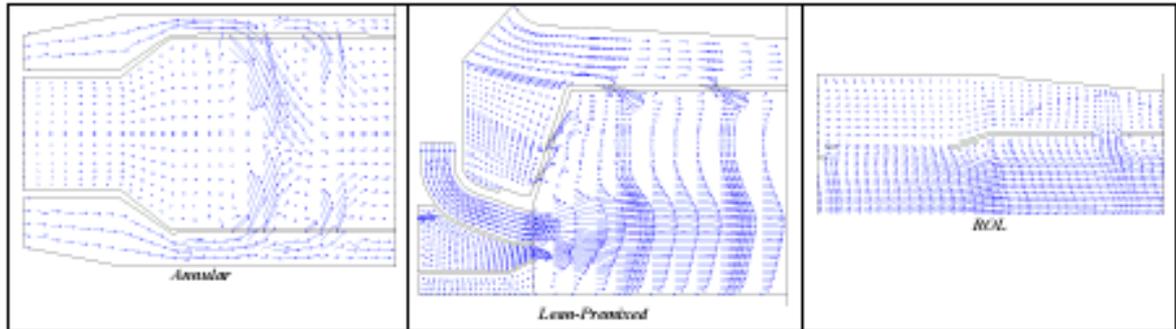


Figura 2.9 Detalhes do vetor velocidade dos combustores estudados (Cameretti e Tuccilo, 2004).

Na Figura 2.10, tem-se a distribuição de temperatura, onde se verifica uma adequada uniformidade da temperatura na saída do combustor anular, enquanto uma fraca interação do jato primário com o ar de diluição é observada no combustor com pré-mistura pobre e com menor intensidade, no combustor RQL. A análise da distribuição de temperatura é importante para a verificação da formação de poluentes e degradação física dos combustores.

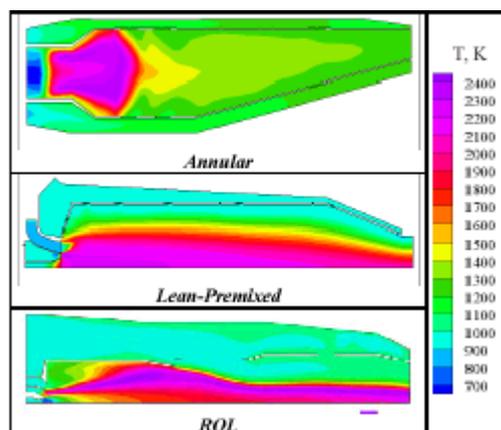


Figura 2.10 Comparação das distribuições de temperatura nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).

O efeito da concentração de CO na saída do combustor RQL, Figura 2.11 (à direita), é justificado pela presença de combustível verificada na Figura 2.11 (à esquerda), resultado de uma combustão incompleta. Enquanto que os combustores anular e o com pré-mistura pobre, exibem uma baixa concentração de CO.

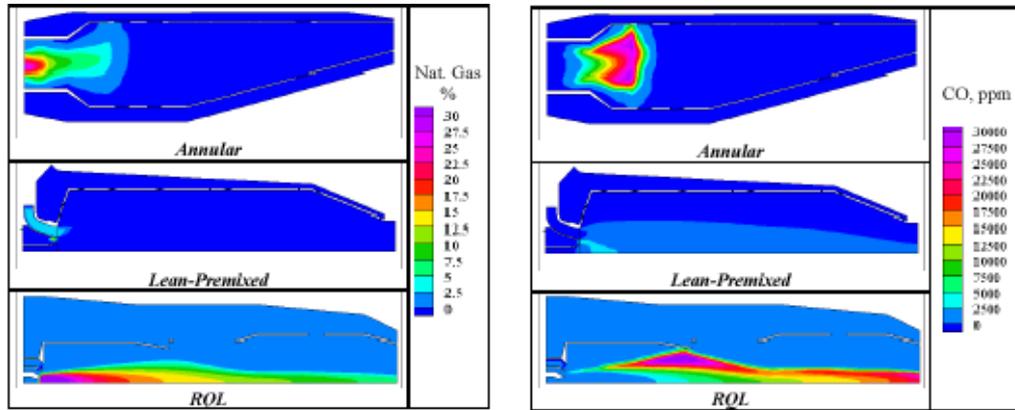


Figura 2.11 Comparação das distribuição de gás natural e da concentração de CO nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).

Os efeitos das diferentes distribuições de temperaturas são evidentes na formação de NO térmico, Figura 2.12, onde o combustor RQL é caracterizado pelas mais altas taxas de emissão desse poluente.

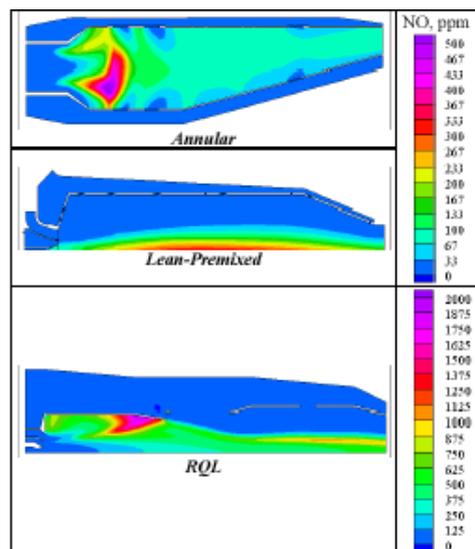


Figura 2.12 Comparação das concentrações de NO nos combustores (Cameretti e Tuccilo, 2004).

Quando se utiliza um combustível de baixo poder calorífico, como por exemplo, o gás de biomassa, os parâmetros de flamabilidade são bastante similares ao do gás natural. O leve aumento na produção de CO, Figura 2.13, é uma consequência do desenvolvimento do processo de combustão.

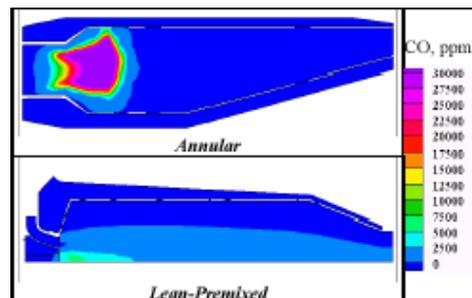


Figura 2.13 Comparação da concentração de CO nos combustores, utilizando gás de biomassa (Cameretti e Tuccilo, 2004).

Concluindo, tem-se que o combustor com pré-mistura pobre, deve ser a melhor escolha para uma microturbina a gás, pois exibe uma boa resposta em termos de formação de NO, mesmo quando alguns problemas devam ser superados, no que diz respeito à distribuição da temperatura. Em se tratando da concentração de CO, o combustor anular difusivo apresenta o melhor comportamento. O combustor RQL, que foi incluído nesta análise como uma escolha radicalmente diferente, quando comparado ao combustor com pré-mistura pobre, apresentou os resultados mais desfavoráveis, devido ao comportamento aerodinâmico do escoamento.

Alencar *et al* (2004) estudaram um câmara de combustão de uma micro turbina a gás que possui uma câmara de combustão do tipo anular, modelo T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines, acoplada a um gerador elétrico de 60 Hz, modelo MUE 29 / E com potência máxima de 50 kW, Figura 2.14. Foram utilizados os modelos de turbulência k- ϵ , RNG k- ϵ e o modelo das tensões de Reynolds. Os resultados mostraram que o ar secundário, o qual pode ser usado para resfriar e diluir o gás quente na câmara de combustão, induzem a formação de fortes vórtices em torno do bico injetor e ao longo da saída da câmara. Este comportamento ocorre devido à turbulência e pode afetar o tempo de residência da chama, além de favorecer uma combustão completa. Se a recirculação aumentar em torno do bico, o tempo de residência pode aumentar. Estas análises foram realizadas com um sexto do volume original

do protótipo, pois segundo Gosselin *et al* (2000), pode-se obter resultados satisfatórios com esta forma simplificada do combustor.

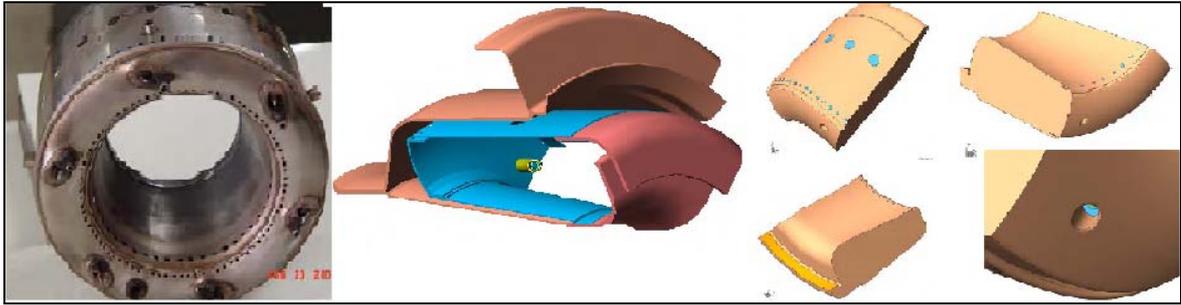


Figura 2. 14 Da esquerda para direita: câmara anular testada, sexta parte analisada, detalhes do bico injetor de combustível (Alencar *et al*, 2004).

Alencar (2007) também verificou que o escoamento nos orifícios de diluição e de resfriamento, afetam a posição da chama; a inclinação de 60° dos bicos induz a rotação do escoamento, aumentando assim o tempo de residência, estabilidade da chama e reduzindo o tamanho do tubo de chama. Para a simulação utilizando o metano no processo de combustão, pode-se observar a dispersão da chama, sugerindo então um novo projeto da câmara com o objetivo de evitar a aproximação dos gases quentes com as paredes metálicas.

Allen (1998) mostrou que o aumento da quantidade de orifícios de diluição na câmara de combustão, aproxima a chama do bico injetor com a função de garantir a estabilidade da chama e aumentar a diluição do gás na exaustão.

Segundo Dudebout *et al* (2004), quando a razão entre a máxima temperatura da chama e a temperatura do bico injetor de combustível está entre 4 e 16, a chama gerada é por deflagração. Alencar *et al* (2004), encontraram em seu combustor uma relação próxima de 8, consequentemente uma chama gerada por difusão, onde a velocidade da chama é subsônica.

Outro ponto de grande interesse é a flexibilidade do combustível. Essa flexibilidade em pequenas turbinas a gás foi testada por Andreini *et al* (2006), envolvendo dois sistemas de combustão: um operando com gás natural e outro com combustível de baixo poder calorífico. O foco da análise foi o limite de ignição e o desempenho dos combustores, analisando os pontos quentes e as emissões de poluentes. Foi utilizada a dinâmica de fluidos computacional para verificação dos detalhes dos efeitos da redução da estrutura da chama e a formação de NO_x . Foram utilizados modelos de combustão e modelos de formação de NO_x , como também uma aproximação para a chama laminar. A eficácia do código numérico utilizado pode ser observada através da Figura 2.15, onde é feita uma comparação entre os dados simulados e experimentais. Uma tendência de se encontrar valores simulados subestimados em relação aos

medidos foi verificada por Andreini *et al* (2006), como também, observada por Volkov (2001) e Price (2002).

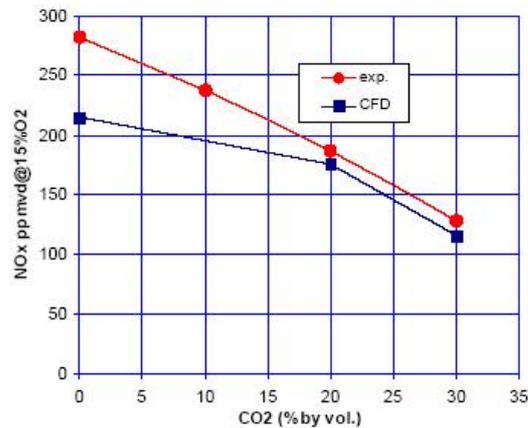


Figura 2.15 Comparação entre os dados simulados e experimentais em relação a emissões de NOx (Andreini *et al*, 2006).

Nos estudos de Andreini *et al* (2006) os resultados da simulação numérica (CFD) obtidos foram subestimados, Figura 2.15, o que não foi verificado por Fuligno *et al* (2006) ao estudar uma câmara tubular com a zona primária com uma pré-mistura pobre de uma microturbina de 100 kW, utilizando como combustível, o metano. O foco do estudo foi a determinação da perda de carga, minimização de emissões, posição e tamanho da fileira de orifícios do tubo de chama, sua área total e a forma do duto de saída.

A Figura 2.16 faz uma comparação entre os resultados simulados e experimentais, onde se verificaram valores maiores para os resultados utilizando a dinâmica de fluidos computacional, para o perfil de temperatura correspondente às seções de 20, 40 e 75 mm ao longo da câmara. O modelo utilizado para a simulação foi o EDM (Eddy Dissipation Model), o qual se mostrou eficiente para as previsões do perfil de temperatura, especialmente na última seção.

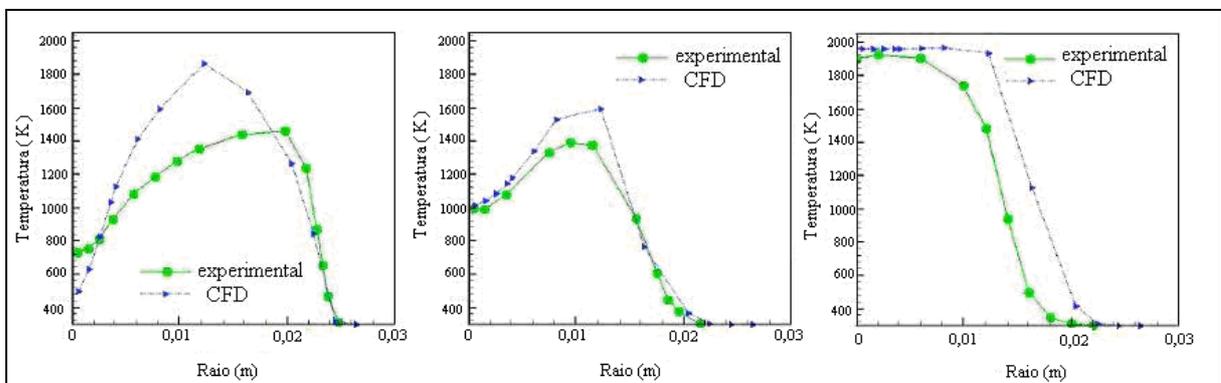


Figura 2.16 Perfil de temperatura para as seções axiais de 20 (a), 40 (b) e 75mm (c) (Fuligno *et al*, 2006).

O desenvolvimento e validação da metodologia CFD na emissão de poluentes, foi estudada por Kutsenko *et al* (2006), em diferentes combustores. Fez-se a modelagem física e química do processo: escoamento turbulento dos gases reativos, transferência de calor, cinética química e formação de NO_x . Foram utilizados os modelos de turbulência $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, RSM, $k-\omega$ SST; modelos de combustão *Flamelet* e *Flamefront*, combustíveis metano e querosene, e ainda, modelo de formação de NO.

Na Figura 2.17, observa-se o perfil de temperatura quando utilizado os modelos *Flamelet* e *EDM*. O modelo *EDM* usa um ou dois passos para descrição do mecanismo cinético da oxidação do combustível. Este mecanismo permite fazer uma previsão mais exata da temperatura dos produtos da combustão na saída do combustor, porém não é possível calcular corretamente a temperatura da zona próxima da estequiométrica.

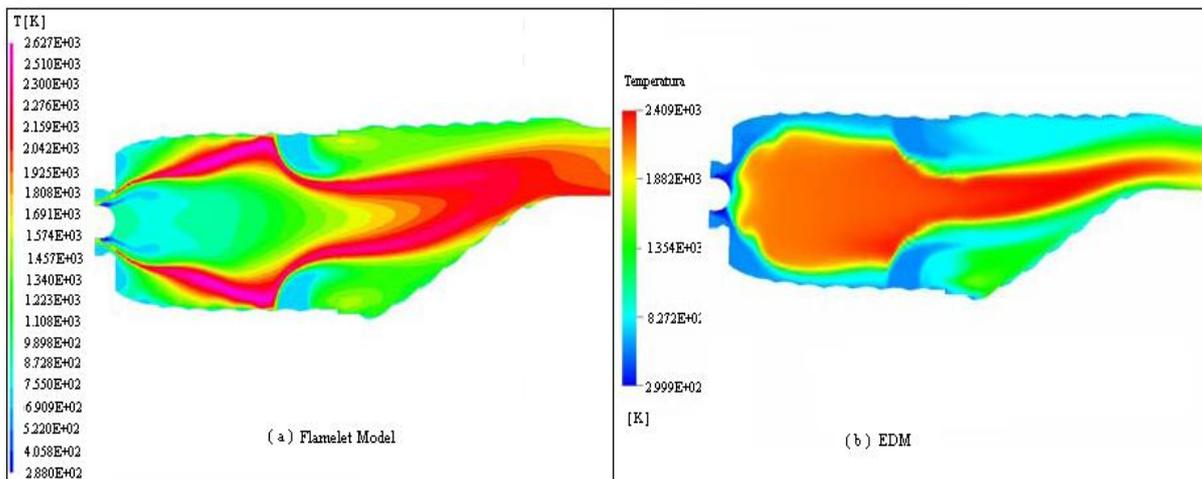


Figura 2.17 Perfil de temperatura decorrentes dos modelos (a) “Flamelet” e (b) “EDM” (Kutsenko *et al*, 2006).

Segundo Sierra *et al* (2006), o perfil de temperatura dos combustores pode ser regido pelas variações nas linhas de pressão da entrada de ar. O nível da temperatura na região do tubo de chama é muito maior que a temperatura normal de operação e, conseqüentemente, tem-se um prejuízo à resistência do material da câmara em questão.

Motsamai *et al* (2006) utilizaram a dinâmica de fluidos computacional para analisar a temperatura de saída de um combustor. Observou-se que a temperatura é afetada pela forma e tamanho dos orifícios de diluição. O modelo de turbulência utilizado foi o $k-\epsilon$. Na Figura 2.18, pode ser observado os vetores velocidade e temperatura no plano transversal das seções do combustor.

Na Figura 2.18 (a), pode-se observar a vorticidade do escoamento, a penetração primária, secundária e de diluição. A zona primária está localizada entre os *swirlers* e os orifícios primários. Na Figura 2.18 (b), observa-se que a combustão não se completa na zona primária, como também, se verificam elevadas temperaturas nas paredes do combustor.

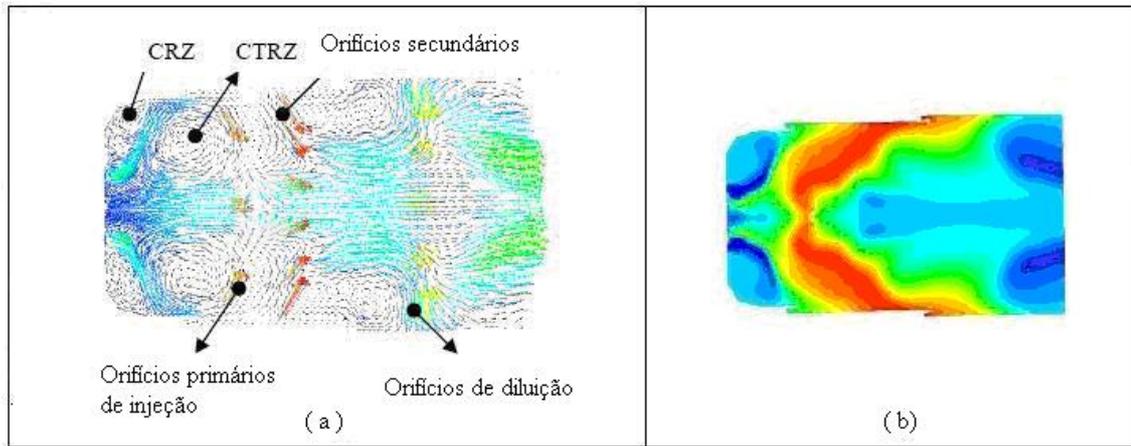


Figura 2.18 Vetores velocidade (a) e contorno da temperatura (b) num plano transversal do combustor (Motsamai *et al*, 2006).

2.3 Considerações Finais do Capítulo

Serão dedicados capítulos específicos para o detalhamento de câmaras de combustão de microturbinas a gás, simulações numéricas utilizando o CFD (Computational Fluid Dynamics), câmaras de combustão e emissões de poluentes, devido à importância de cada assunto citado, para o trabalho como um todo.

Baseado na revisão realizada pode-se observar que os modelos de turbulência mais utilizados são: $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, SST e RSM (Modelos das tensões de Reynolds). O primeiro modelo citado é muito utilizado em diversas áreas da engenharia. É um modelo de equações mais simples e conseqüentemente requer um menor tempo de processamento. Para casos onde se necessita de maior precisão se utiliza modelos mais robustos como SST e RSM, por exemplo.

Para o caso da câmara de combustão, uma boa aproximação é conseguida com a utilização do modelo de turbulência SST, pois com aumento mínimo do tempo de processamento quando comparado o modelo RNG $k-\epsilon$, ou seja, tem-se uma maior precisão com aumento mínimo de custo computacional. Esse modelo de turbulência tem se mostrado muito eficiente em diversas áreas da engenharia.

Para a utilização dos modelos de combustão, deve-se levar em consideração o tipo de chama estudado, pois através do tipo de chama se define o modelo de combustão. Existem modelos apropriados para chamas pré-misturas e outros para chamas difusas, por exemplo, o modelo BVM é apropriado para chama pré-misturada e parcialmente pré-misturada.

Através dessa revisão pode-se verificar a importância da investigação mais detalhada de projetos de câmaras de combustão de turbinas a gás, analisando os modelos aerodinâmicos, térmicos e de emissões mais adequados, para que os estudos realizados tenham maior credibilidade e menor custo. Verificou-se também a falta de uma metodologia pormenorizada para guiar o andamento do projeto deste tipo de equipamento, ou seja, uma metodologia para mostrar os caminhos que devem ser seguidos, de forma fundamentada.

Capítulo 3

TURBINAS A GÁS

Neste capítulo serão apresentadas, de forma geral, as microturbinas a gás, mostrando seu funcionamento, vantagens e desvantagens, e de forma mais detalhada será feito um estudo de suas câmaras de combustão, considerando seus componentes, tipos e materiais utilizados na sua construção. Este estudo é importante para a fase de simulação, pois através do conhecimento da teoria deste equipamento, pode se fazer escolhas e alterações em projetos dos mesmos.

3.1 Aspectos Gerais

As microturbinas a gás são conversores de energia que têm o mesmo princípio fundamental que as turbinas a gás industriais, porém algumas características são próprias desses equipamentos.

Devido à diminuição de reservas de combustíveis fósseis associada à crise energética, os grandes centros industriais se viram obrigados a desenvolver equipamentos mais compactos com a possibilidade de serem alimentados por diferentes combustíveis e que atendam uma faixa maior de poder calorífico. Para a substituição de um combustível pelo outro é importante verificar a intercambiabilidade dos mesmos.

A atratividade de turbinas a gás de menores potências está relacionada principalmente com a possibilidade de se conseguir níveis de desempenho satisfatório sem um aumento dramático nos valores da relação de pressão do ciclo e das temperaturas da entrada da turbina,

evitando assim o aumento dos custos de manufatura de componentes. A adoção de ciclos regenerativos, que resultam em equipamentos mais eficientes, faz das microturbinas a gás um competidor com outros motores térmicos.

Como vantagens da utilização de microturbinas podem-se destacar a manutenção reduzida, a maior confiabilidade e a menor necessidade de equipamentos auxiliares.

O aumento da temperatura na entrada da turbina e/ou o aumento da relação de pressão aumenta consideravelmente a eficiência da microturbina. No entanto, maiores temperaturas e relações de pressão, resultam em um maior preço dos componentes, devido ao tipo de material utilizado para a fabricação de seus componentes. As microturbinas trabalham com valores de temperaturas máximas que variam de 870 °C a 1000 °C, na entrada da turbina (Watts, 1999).

Uma forma de elevar a eficiência de uma microturbina é a utilização de recuperadores de calor como parte integrante do ciclo utilizado, como pode ser observada na Figura 3.1. Assim, alguns fabricantes têm adotado esta tecnologia, seja em maior ou menor grau de recuperação de calor, o que tem elevado a eficiência destes equipamentos para valores próximos dos 28 a 33% (Sanders, 1998).

Em microturbinas que possuem um único eixo, neste estão montados o compressor, a turbina e o gerador. Como este conjunto trabalha a alta rotação há muitas perdas por atrito, por isso havendo maior necessidade de resfriamento, principalmente se o gerador se encontra próximo das partes quentes da microturbina. Em algumas configurações, para promover o resfriamento do gerador, este é colocado no duto de admissão de ar, Figura 3.1, produzindo uma queda de pressão estática na entrada do compressor e um aumento da temperatura do ar.

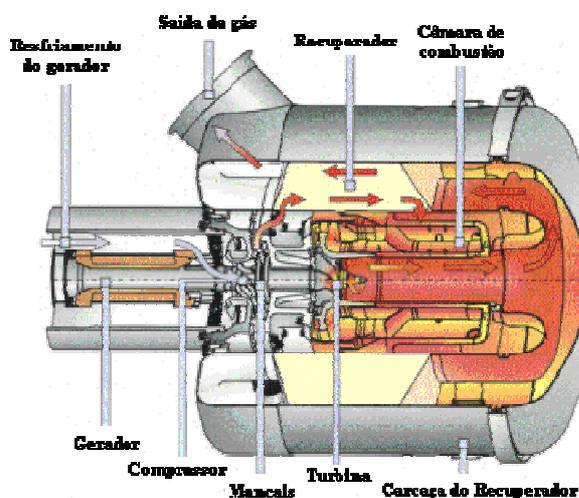


Figura 3.1 Exemplo de Microturbina (Capstone Co.).

Para ciclos com dois eixos, tem-se basicamente um gerador de gás, no primeiro eixo, e uma turbina livre ou turbina de potência, no segundo eixo. Como o gerador de gás está acoplado à turbina livre somente por um acoplamento aerodinâmico, os esforços da turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Na Figura 3.2, se trabalha em baixa rotação, pois necessitam de uma caixa de reduções, que também produz perdas, porém estas perdas são menores que as ocasionadas pelos geradores que trabalham a alta rotação (Watts, 1999).

As microturbinas possibilitam a utilização de diferentes combustíveis, como o diesel, querosene, álcool, gás natural e gás de biomassa. A mudança para combustíveis como gás de biomassa, por exemplo, tem sido considerada promissora pelos fabricantes, porém algumas alterações devem ser realizadas no sistema de combustão desta microturbina (Sanders, 1998).

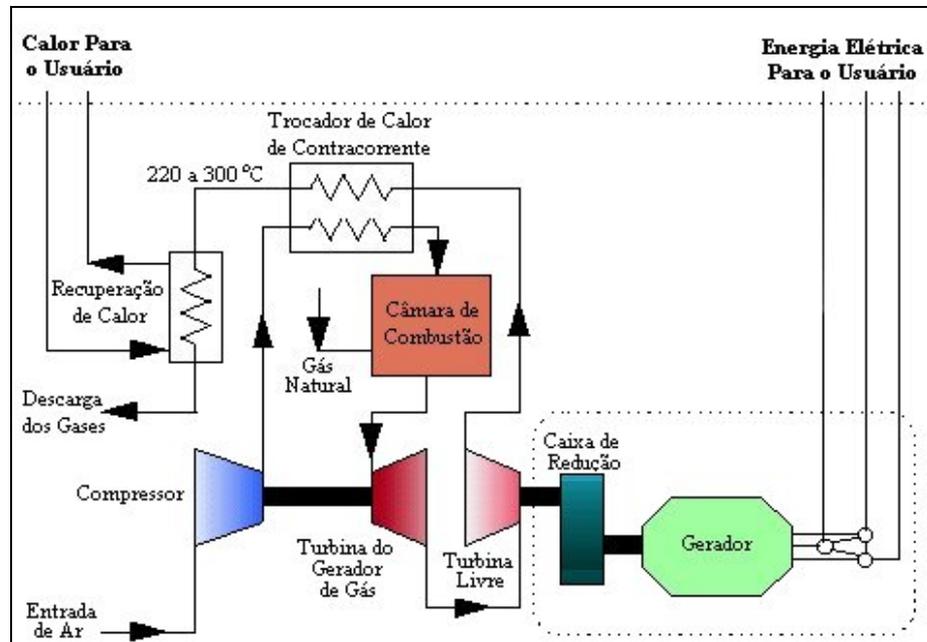


Figura 3.2 Esquema de micro turbina com dois eixos e recuperador de calor (Gomes, 2002).

De uma forma geral, as microturbinas apresentam os seguintes aspectos positivos, quando se considera a sua utilização em sistemas de geração distribuída (Lora *et al*, 2006):

- Baixo custo inicial;
- Boa eficiência, aproximadamente 33% (ISO);
- Baixa emissão de NO_x (< 10 ppm, segundo fabricantes);
- Possibilidade de utilização em sistemas de cogeração;
- Excelente modularidade, pois praticamente qualquer carga pode ser atendida pela utilização de múltiplas unidades;
- Longo intervalo de tempo entre manutenções;

- Tamanho compacto;
- Leve, ou baixa relação peso/potência.

As microturbinas têm como principais aplicações, a cogeração, geração distribuída e ciclos híbridos Células a Combustível / micro turbinas a gás.

3.2 Câmaras de Combustão

Como já foi dito anteriormente, a câmara de combustão tem a finalidade de queimar uma quantidade de combustível fornecida pelo injetor, com uma quantidade de ar proveniente do compressor, e liberar o calor de tal maneira que o ar seja expandido e acelerado para dar uma corrente suave e uniforme do gás quente, necessária à turbina. Isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência.

Uma câmara de combustão em uma turbina a gás é composta de difusor, carcaça, bico injetor, tubo de chama e misturador de ar (“*swirler*”). Ela pode ser dividida em zona primária, zona intermediária e zona de diluição, como mostra a Figura 3.3.

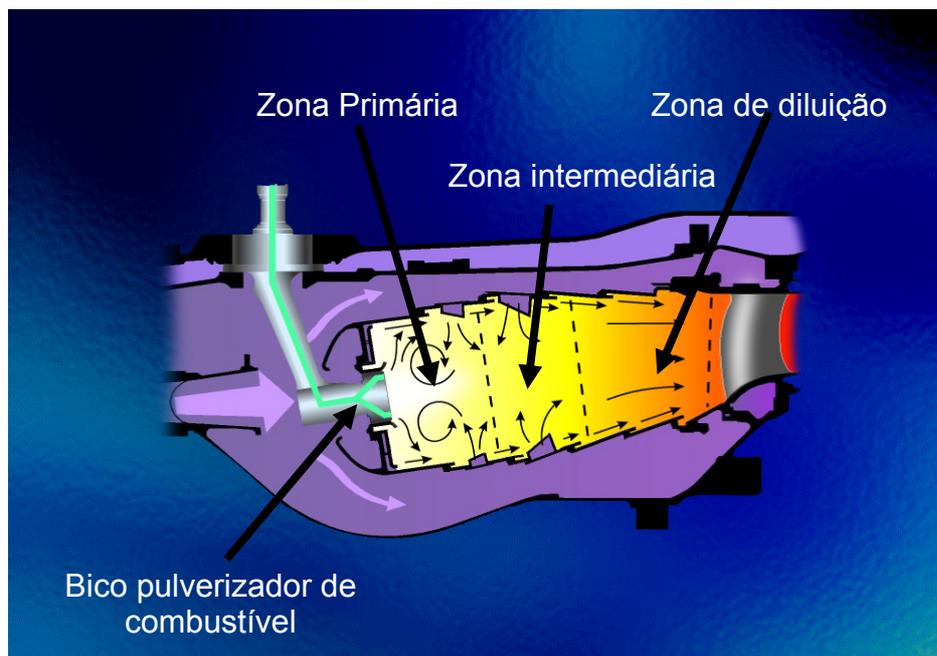


Figura 3.3 Zonas de uma câmara de combustão em partes (Carvalho, 2006).

Na Figura 3.4 pode-se observar o caminho percorrido pelo ar na câmara de combustão. Uma parte do ar vindo do compressor é admitida na zona primária, onde ocorre a maior parte da queima, representada pelas setas vermelhas. Outra parte do ar, representada pelas setas azuis, passa por fora do tubo de chama e é misturado com os produtos da combustão a fim de

obter um perfil de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão, além de resfriar o tubo de chama e a carcaça.

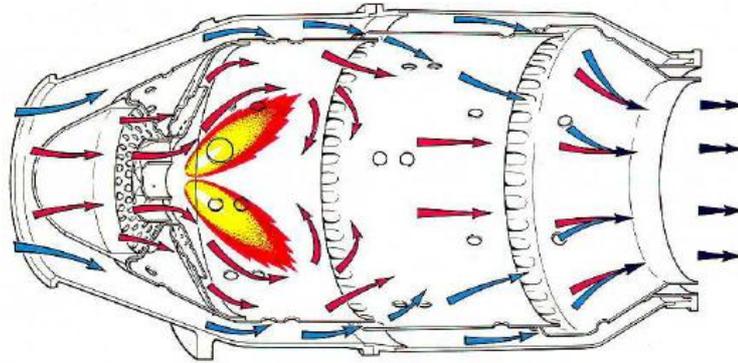


Figura 3.4 Dinâmica da câmara de combustão, Rolls Royce.

A câmara de combustão pode ser dividida ainda nas seguintes partes:

Difusor – É necessário para reduzir a velocidade do fluxo de ar do compressor. A variável controlável é o ângulo de divergência, ou no caso de um difusor anular de largura constante e o diâmetro médio variável, o ângulo equivalente. Um difusor com ângulo pequeno, será longo e pesado, além de provocar grandes perdas por atrito, porém se for com um ângulo grande será curto e leve, mas provocará perdas devido aos vórtices, (Lefebvre, 1983).

Carcaça – O diâmetro total da câmara de combustão é uma dimensão de importância considerável, pois a maioria das outras dimensões da câmara são relativas a esta. A determinação do diâmetro da câmara de combustão pode ser baseada nas necessidades de perda de carga, ou ainda baseado nas necessidades da combustão (Sawyer, 1985).

Zona primária – É a região onde a maior parte do combustível é queimada. A zona primária deve operar a uma razão de ar/combustível adequada, para atingir a máxima taxa de calor liberado (Cohen, 1987).

No caso de combustíveis líquidos, todos os processos físicos envolvendo combustão bifásica, como atomização, vaporização e mistura do vapor com ar, devem acontecer rapidamente para que a combustão permaneça restrita, ao máximo, à zona primária.

Quando na zona primária existe uma mistura rica em combustível tem-se um bom desempenho da ignição, alta eficiência da combustão a condições de baixa potência. Porém, para a condição de mistura rica, podem ser citadas algumas desvantagens, tais como: fumaça

na exaustão, sensibilidade da temperatura nas paredes do tubo de chama com variações do tipo de combustível.

Quando na zona primária existe uma mistura pobre de combustível, tem-se baixa temperatura nas paredes do tubo de chama, e ausência de depósito de material particulado e fumaça na exaustão.

Zona intermediária – Se os gases da combustão provenientes da zona primária forem admitidos diretamente na zona de diluição, alguns produtos dissociados, tais como o CO e H₂, poderiam ser misturados tão rapidamente que a recombinação poderia não ocorrer no pequeno tempo disponível, antes dos gases serem descartados da câmara. Com isso, a eficiência da combustão estaria comprometida. Para dar o tempo necessário para que ocorra uma recombinação desses elementos é necessário incluir entre a zona primária e a zona de diluição, uma zona intermediária. Assim, a principal função dessa zona é dar condições para a recombinação desses elementos, e então eliminar os produtos dissociados na zona de diluição.

O comprimento da zona intermediária pode, em princípio, ser estimada com base na cinética química e no tempo de residência, ou com base no comprimento necessário para a mistura do jato.

Zona de diluição – Talvez o mais importante e, ao mesmo tempo, o mais difícil no projeto e no desenvolvimento de câmaras de combustão de turbinas a gás é conseguir uma distribuição de temperatura satisfatória e consistente na entrada da turbina. A uniformidade do plano de temperatura na saída da câmara de combustão pode ser caracterizada em termos de um parâmetro conhecido como Qualidade Transversal de Temperatura (TTQ – *Temperature Traverse Quality*). Para verificar se distribuição de temperatura na entrada da turbina está adequada, pode-se utilizar a equação 3.1 (Lefebvre 1983), onde $FP_{saída}$ (ou TTQ) é o fator do perfil de temperatura na saída da câmara de combustão, T_{max} é a temperatura máxima na saída, T_{medio} é a temperatura média no plano de saída e T_3 é a temperatura de entrada da turbina.

$$FP_{saída} = \frac{T_{max} - T_{medio}}{T_{medio} - T_3} \quad 3.1$$

Essas temperaturas são obtidas de um perfil radial médio na saída da câmara de combustão.

Para isso, deve-se ter uma adequada penetração, diluição dos jatos de ar e o uso do número correto de jatos para a formação da mistura, entretanto, a área e o número dos orifícios de diluição ainda é assunto para pesquisas e deve ser um ponto de atenção no projeto de câmaras de combustão.

O processo final da mistura é afetado pela dimensão, geometria e queda de pressão do tubo de chama, pelo tamanho, forma e coeficiente de descarga dos orifícios, distribuição do fluxo de ar nas zonas da câmara e distribuição de temperatura dos gases quentes na entrada da zona de diluição.

Chamas – Podem existir dois tipos de chamas em câmaras de combustão, dependendo de onde ocorre a mistura ar combustível. Na chama de difusão, a mistura ar/combustível ocorre diretamente na região da queima e na chama pré-misturada, a mesma ocorre antes da região de queima. A Tabela 3.1 mostra algumas características das chamas pré-misturadas e difusas.

Tabela 3. 1 Principais características dos tipos de chamas

Características dos tipos de chamas	
Pré-misturada	Difusa
Altas temperaturas de chama	Baixas temperaturas de chama
Estreito limite de estabilidade	Extenso limite de estabilidade
Baixo carbono na chama	Alto carbono na chama
Baixa radiação	Alta radiação
Cinética química controlada	Difusão controlada

Na Figura 3.5, é mostrado um esquema para a chama pré-misturada da câmara de combustão fabricada pela Solar Turbines, com a quantidade convencional de ar e para a pré-mistura pobre. Observa-se que para a pré-mistura pobre a temperatura da chama é menor.

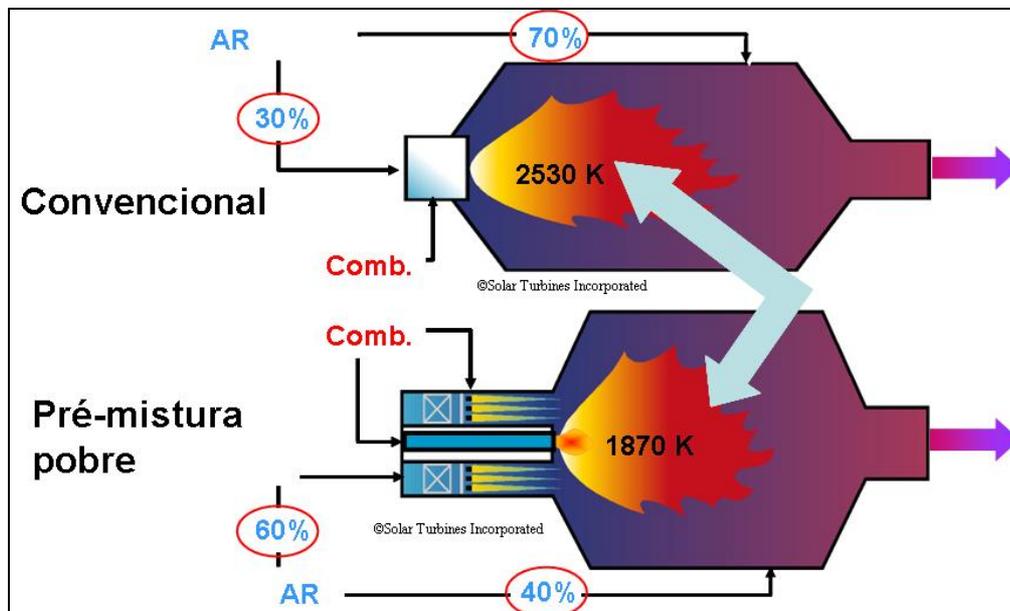


Figura 3. 5 Esquema para câmara de combustão pré-misturada (Solar Turbines).

3.2.1 Detalhamento dos Difusores

O difusor é uma passagem divergente na qual o escoamento é desacelerado, e a redução na velocidade é convertida no aumento da pressão estática. A eficiência do processo é importante, pois qualquer perda que ocorre se manifesta como uma queda na pressão total através do difusor. Em difusores com baixo ângulo de divergência, a perda de carga é alta devido ao atrito ao longo da parede. Com o aumento do ângulo de divergência, o tamanho do difusor e a perda de carga são reduzidos. Para cada relação de área existe um ângulo de divergência no qual a perda de carga é mínima. Usualmente este ângulo fica entre 3 e 12 graus (Lefebvre, 1983).

Um difusor ideal é aquele que consegue uma redução adequada da velocidade com o menor tamanho possível, com mínima perda na pressão total e com condições de escoamento uniforme e estável na saída.

Como já foi dito, a função do difusor é de reduzir a velocidade e de converter energia cinética ou pressão dinâmica num aumento de pressão estática. Para se ter eficiência nessa conversão, é necessário definir a quantidade disponível de pressão dinâmica, o que é baseado na velocidade axial u que é obtido diretamente da equação da continuidade.

$$U = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (3.2)$$

A pressão dinâmica é dada por:

$$p = \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.3)$$

A perda de pressão no difusor é definida como

$$\Delta P_{dif} = P_{1dif} - P_{2dif} \quad (3.4)$$

Sendo que ΔP_{dif} inclui perda de energia interna devido ao atrito e os efeitos da redistribuição de velocidade entre a entrada e a saída. Utilizando a equação da continuidade e Bernoulli, tem-se:

$$P_{2dif} - P_{1dif} = p \left[1 - \frac{1}{AR^2} \right] - \Delta P_{dif} \quad (3.5)$$

$$\text{Sendo: } AR = \frac{A_{2dif}}{A_{1dif}} = \frac{u_{2dif}}{u_{1dif}}$$

As grandezas usadas nas equações 3.2, 3.3, 3.4 e 3.5, podem ser vistas na Figura 3.6.

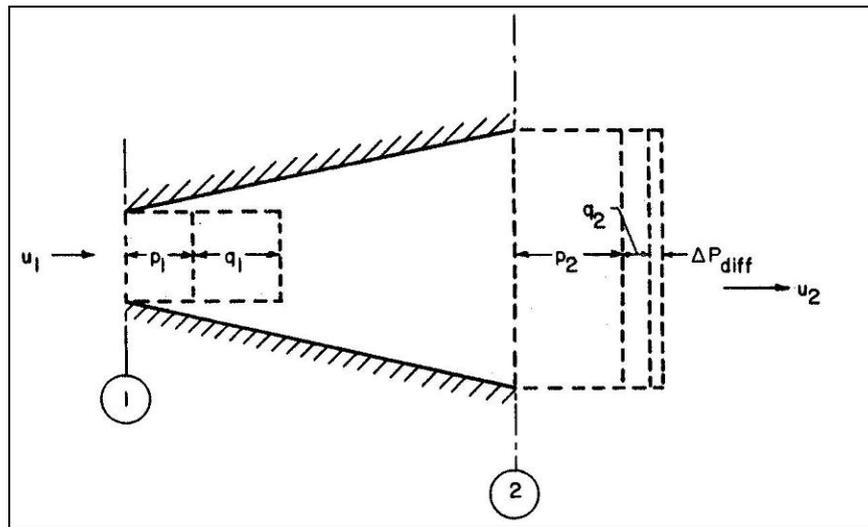


Figura 3. 6 Conversão de energia do difusor

Sovran e Klomp (1967) testaram mais de 100 geometrias de difusores anulares, todas com uma relação de raio de entrada entre 0,55 a 0,70. Foi utilizado para os testes, número de Mach na entrada menor que 0,30, Reynolds de $4,8 \cdot 10^5$ até $8,5 \cdot 10^5$, e um perfil de velocidade na entrada. As medidas de eficácia dos difusores mostraram uma boa concordância com os resultados obtidos por Reneau *et al* (1967) para difusores bidimensionais.

As características de desempenho para difusores anulares dos tipos obtidos por Sovram e Klomp são largamente utilizadas, mas suas aplicações são limitadas para situações de escoamento onde a camada limite na entrada, permite o desenvolvimento natural na próxima seção. Essas características tendem a ser pessimistas em relação ao desempenho real conseguido pelo motor. Quando um difusor anular é situado à jusante do rotor do compressor, existe uma redistribuição da energia de turbulência radial, a qual atrasa a separação e melhora o perfil de velocidade. Estas melhorias permitem aumentar a relação de área a ser usada, quando comparadas com as geometrias das características de desempenho padrão.

Existem alguns tipos de difusores, e estes são escolhidos de acordo com as especificações de cada projeto. A Tabela 3.2 mostra alguns tipos de difusores, suas vantagens e desvantagens.

Tabela 3.2 Relação de vantagens e desvantagens de alguns tipos de difusores (Lefebvre, 1998)

Difusor	Vantagens	Desvantagens
Aerodinâmico	-Baixa perda de pressão	-Relativamente longo -Desempenho susceptível a distorção térmica e tolerâncias de manufatura -Desempenho e estabilidade sensíveis a variação do perfil de velocidade na entrada
Dump	-Relativamente pequeno -Insensível a variações das condições de entrada do escoamento	-Perda de pressão 50% maior que o difusor aerodinâmico
Vórtice controlado	-Alto desempenho -Pequeno comprimento -Baixa perda de pressão	-Requer no mínimo 4% de sangria -Procedimentos de projeto não estabelecidos
Híbrido	-Alto desempenho -Pequeno comprimento -Baixa perda de pressão -Baixa necessidade de sangria	-Procedimentos de projeto não estabelecidos -Pressão da sangria baixa para turbina de resfriamento
Híbrido com difusor	-Alto desempenho -Baixa perda de pressão -Necessidade de sangria -Alta pressão na sangria	-Necessidade de comprimento extra

3.2.2 Efeitos das Condições de Entrada do Escoamento

Segundo Lefebvre (1998), o escoamento em turbinas a gás é caracterizado por um alto nível de não uniformidades devido aos efeitos da combustão e das instabilidades em torno das turbomáquinas. O difusor, componente que é posicionado entre o compressor e o tubo de chama, é particularmente importante para as condições da entrada do ar na câmara de combustão. Por isso as interações entre o compressor, o difusor e a câmara de combustão, estão em processo contínuo de desenvolvimento. O escoamento atrás das pás do compressor é caracterizado por alta intensidade de turbulência e baixa pressão total.

Na intenção de diminuir o tamanho das turbinas a gás, o espaço entre o compressor e a câmara de combustão também são diminuídos, então o escoamento chega até a entrada da câmara de combustão ainda perturbado, ou seja, os efeitos das linhas de corrente do compressor são aumentados. Os processos de combustão são mais sensíveis às instabilidades

do escoamento, sendo que quanto maiores as frequências e amplitudes das flutuações do compressor, maiores serão as instabilidades da combustão.

Embora um perfil de velocidade radial seja de primordial importância, outros parâmetros de entrada do escoamento têm efeito significativo, tanto no difusor como no desempenho do combustor como um todo. Entre eles se destacam o número de Mach, número de Reynolds, turbulência e *swirl*.

Número de Reynolds: A influência deste número é mais pronunciada quando a camada limite na entrada não é completamente desenvolvida. Um aumento no número de Reynolds melhora o desempenho por reduzir a espessura da camada limite e aumentar o nível de turbulência. Para Reynolds maiores que 3×10^5 na entrada do difusor, o desempenho dos difusores cônicos é insensível à variação do número de Reynolds (Klein, 1981). Para difusor anular, o número de Reynolds tem pouco ou nenhum efeito no desempenho para valores de Reynolds maiores que $5 \cdot 10^4$. Valores típicos de número de Reynolds para turbinas a gás são da ordem de milhões e os níveis de turbulência são relativamente altos (Lefebvre, 1998).

Número de Mach: As características do escoamento e desempenho de difusores são insensíveis ao número de Mach, quando este está abaixo de 0,3. Os difusores dos combustores sempre operam com número de Mach abaixo de 0,4, onde os efeitos da compressibilidade têm pouca significância prática, (Lefebvre, 1998).

Turbulência: A influência da turbulência no desempenho do difusor foi estudada por Moore e Kline (1958). Estes autores descobriram que, em configurações bi-dimensionais, a turbulência tem pouco efeito na primeira linha de *stall*, entretanto, o ângulo de divergência no qual todo o *stall* é desenvolvido, é significativamente aumentado. Estes resultados mostram que o aumento da intensidade da turbulência acima de 3,5% pode melhorar o desempenho notavelmente, (Lefebvre, 1998).

Swirl: Um elevado grau de “*swirl*” no fluxo de ar vindo do compressor é considerado indesejável, devido aos efeitos causados na temperatura de entrada na turbina, mesmo este tendo vantagens, como por exemplo, impedir a separação do escoamento. Carrotte *et al* (1990), estudaram algumas geometrias de difusores, e concluíram que com a presença de uma pequena quantidade de “*swirl*” na entrada ($\sim 3^\circ$), pode resultar em grandes ângulos de *swirl* ($\sim 15^\circ$) (Lefebvre, 1998).

3.2.3 Tipos de Câmara de Combustão

As câmaras de combustão podem ser classificadas de acordo com sua geometria, com a distribuição de ar e a forma de injeção de combustível.

1) Classificação por geometria

Utilizando a classificação por geometria, os tipos mais comuns de câmaras de combustão são: tubular, anular e tuboanular, como mostrado na Figura 3.7.

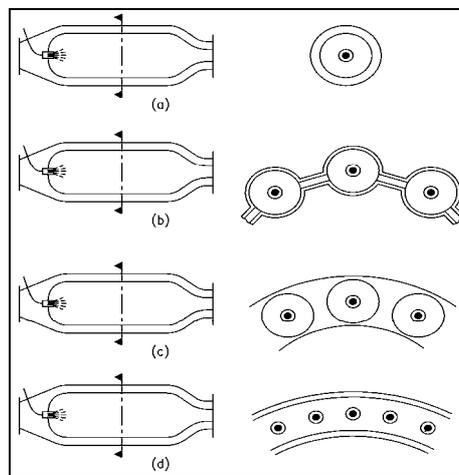


Figura 3.7 Esquema dos tipos de combustores de uma câmara de combustão;

a) tubular, b) multitubular, c) tuboanular e d) anular (Lefebvre, 1983)

Tubular: é formada de um tubo de chama cilíndrico concêntrico e de uma carcaça cilíndrica, Figura 3.8.

Vantagens:

- Fácil projeto e teste, pois a bancada de teste necessita de apenas $1/n$ do fluxo de massa da turbina, sendo n o número de combustores;

- As características dos escoamentos de ar e combustível são facilmente combinadas;
- Mecanicamente robusta.

Desvantagens:

- Os dutos necessários entre o compressor e a câmara de combustão e entre a mesma e a turbina são complexos e pesados;

- Alta perda de pressão;
- Problemas no acendimento das chamas.

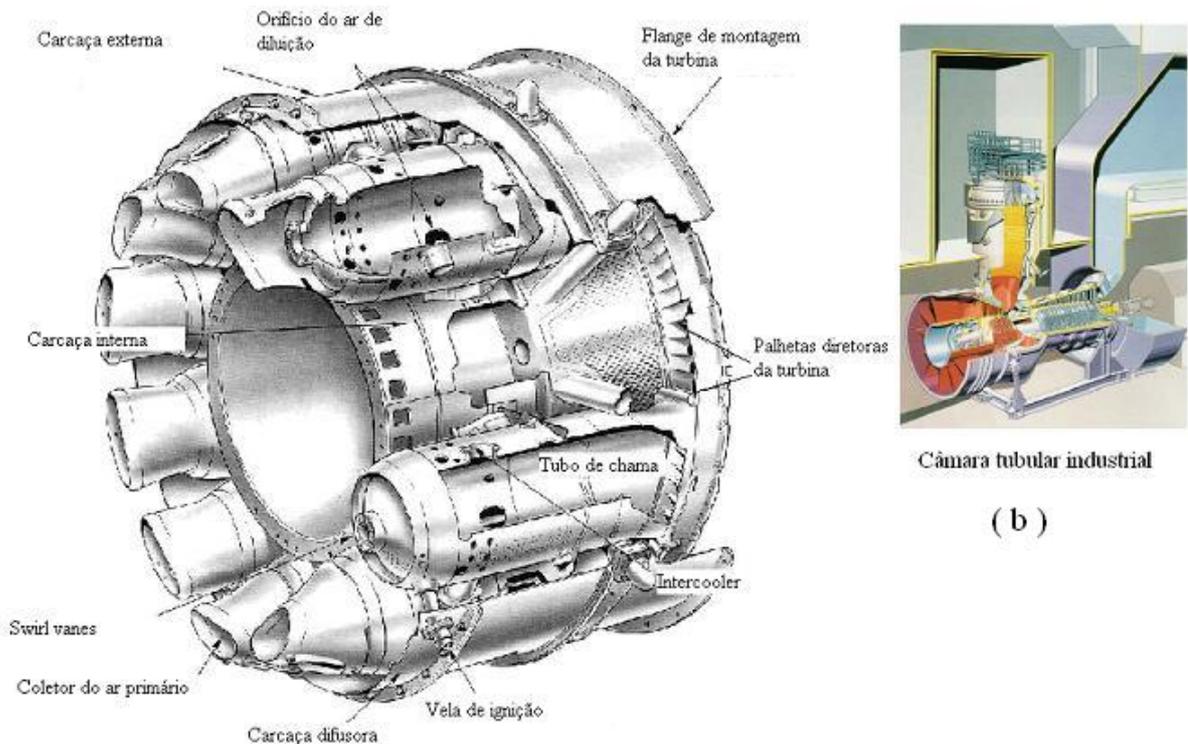


Figura 3.8 Exemplo de uma câmara de combustão multi-tubular da Rolls royce do tipo Straight through (Rolls-royce Limited) (b) Câmara tubular industrial

Anular: O tubo de chama é colocado de modo concêntrico dentro da carcaça anular, Figura 3.9. A Siemens possui uma câmara de combustão anular de grande desempenho com queimador híbrido (*Hybrid Burner Ring*), Figura 3.10, a qual possui placas de cerâmica com a função de eliminar problemas de esforços térmicos e mecânicos, como também reduzir o tamanho da chama. É uma forma ideal de combustor resultando em um modelo compacto com baixa perda de pressão.

Vantagens:

- Boa aerodinâmica;
- Comprimento e peso mínimos;
- Perda de pressão mínima;
- Fácil acendimento da chama.

Desvantagens:

- Difícil de projetar e testar, pois a bancada necessita do fluxo completo na máquina;
- Causa problemas mecânicos, devido ao empenamento do tubo externo de chama;
- Baixo alcance do combustível no jato secundário;
- Maior dificuldade de se obter um perfil uniforme de temperatura do que o tubular;
- Problema no tamanho da saída do tubo de chama;

- Dificuldade de manter estável o perfil transversal de temperatura na saída.

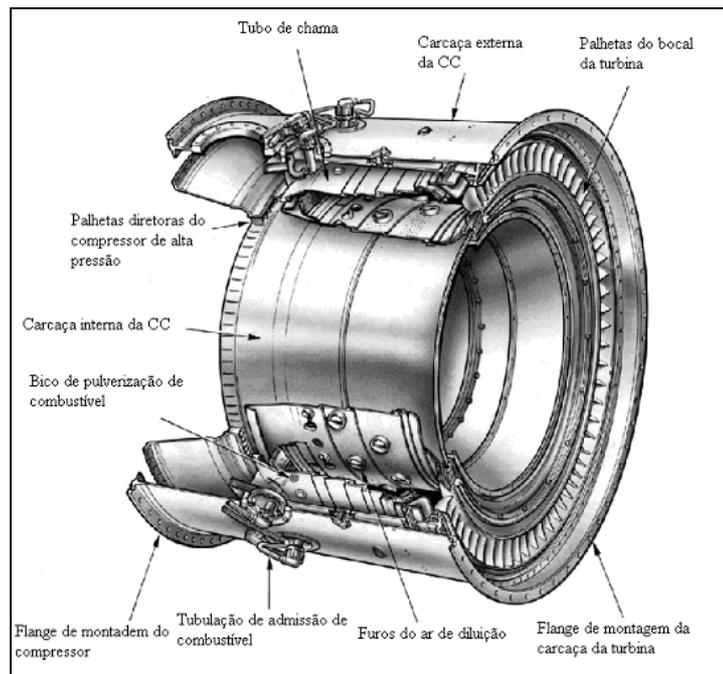


Figura 3.9 Exemplo de uma câmara de combustão anular da Rolls Royce do tipo Straight thruht(Rolls Royce Limited)

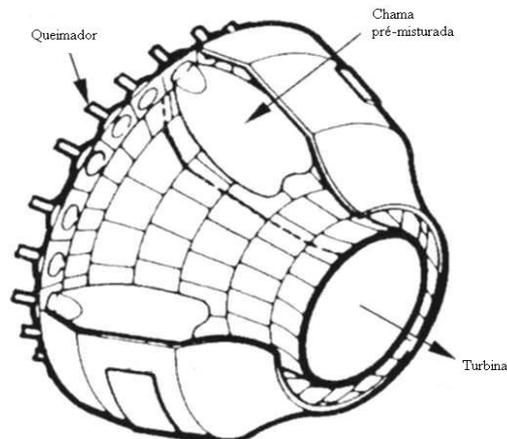


Figura 3.10 Câmara de combustão anular (Siemens)

Tuboanular: Foi criada unindo as vantagens do tipo tubular e anular e é uma das mais aplicadas atualmente. São conhecidas como “*cannular*” e consistem de uma redoma anular com um número de tubos de chama tubular.

Vantagens:

- Facilidade de projetar e testar;

- Bom alcance de combustível com fluxo de ar;
- Pequeno diâmetro da máquina;
- Baixa perda de pressão;
- Menor e mais leve do que a câmara tubular.

Desvantagens:

- Menos compacta do que a anular;
- Necessita de interconectores;
- Problema no acendimento das chamas.

2) Classificação de acordo com a distribuição de ar

Os tipos são: fluxo direto, fluxo reverso, regenerativo, de vórtex simples, de dois estágios, geometria variável, pré-misturado e catalítico.

Combustor com fluxo direto: o ar flui diretamente do compressor passando do combustor para a turbina, ou seja, o ar flui numa só direção com velocidade uniforme, minimizando os problemas de distribuição de ar.

Combustor com Fluxo reverso: Encurtam a distância do eixo entre o compressor e a turbina e podem ser colocados acima da turbina ou do compressor, Figura 3.11. Esta é usualmente projetada quando o compressor for centrífugo. Esta forma permite o endireitamento do fluxo, antes de entrar na câmara de combustão

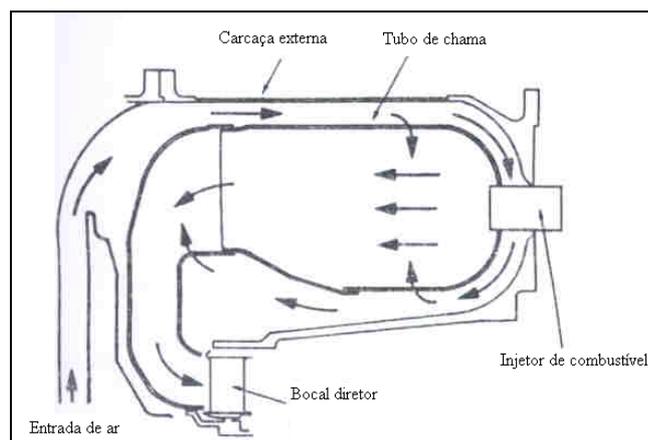


Figura 3.11 Combustor anular de fluxo reverso (Lefebvre, 1983)

Combustor de vórtex simples: Simples e barato que utiliza metade do número de injetores do que o convencional. O vórtex que estabiliza a chama é criado perpendicularmente ao injetor de combustível e flui a jusante do mesmo, levando consigo o combustível queimado na direção circunferencial.

Combustor catalítico: Os catalisadores têm como função principal reduzir as taxas de formação de poluentes. Um esquema simples de um sistema de combustão catalítica é mostrado na Figura 3.12. Este combustor possui pré-mistura do combustível antes de entrar no reator para evitar danos no catalisador.

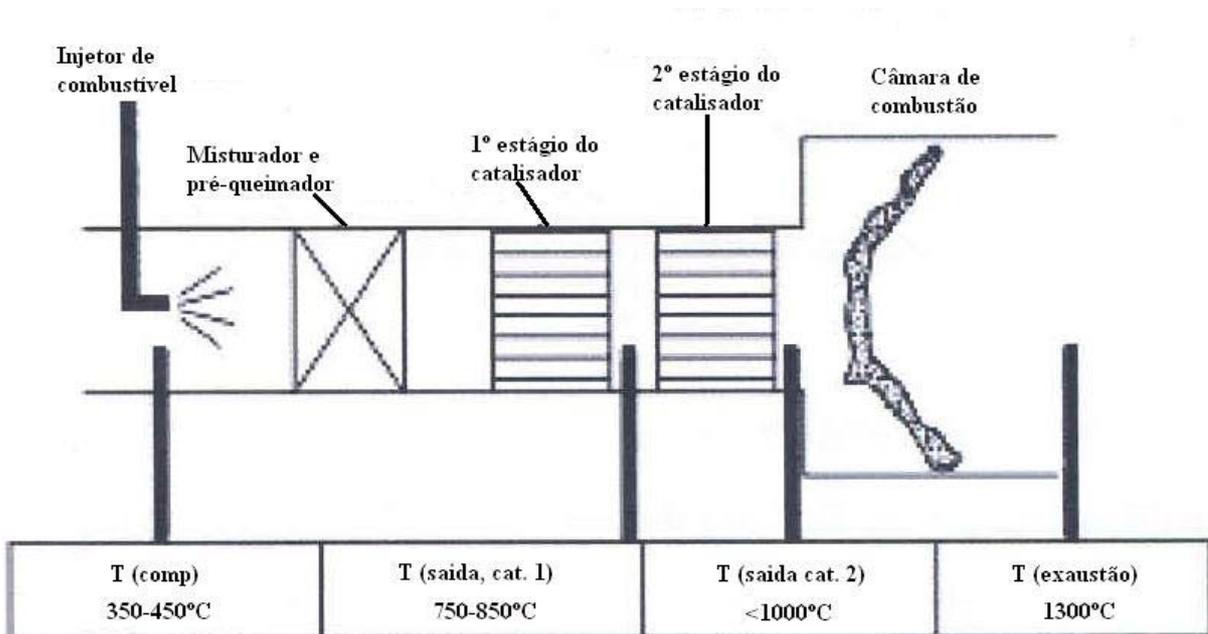


Figura 3.12 Esquema simples de um sistema de combustão catalítica (Carroci *et al*, 2002).

Combustor de dois estágios: Combustor de dois estágios, Figura 3.13, tem duas zonas anulares de queima, onde as temperaturas estão de acordo para diminuir as emissões de poluentes. A idéia principal é de obter duas zonas de combustão controladas. A zona externa é de baixa potência, projetada para operações a vazão. Essa zona também serve como piloto para a zona mais interna ou zona principal, a qual é usada para as demais operações da turbina, cargas parciais ou plena carga (Lefebvre, 1983):

- Piloto queimando em condições de mistura rica. Nesta condição a quantidade de NO_x é desprezível. Os gases quentes passam para a segunda zona onde o ar adicional é acrescentado para assegurar combustão pobre. Como a maior parte do combustível já foi queimado anteriormente na zona piloto, o tempo para a combustão pobre é reduzida, o que implica em menor formação de NO_x que nos sistemas convencionais.
- Controle dos dois estágios. Na zona piloto, a queima é próxima da estequiométrica, minimizando a formação de CO e OH. O CO é minimizado com a baixa da temperatura e pressão de entrada quando operando a vazão.

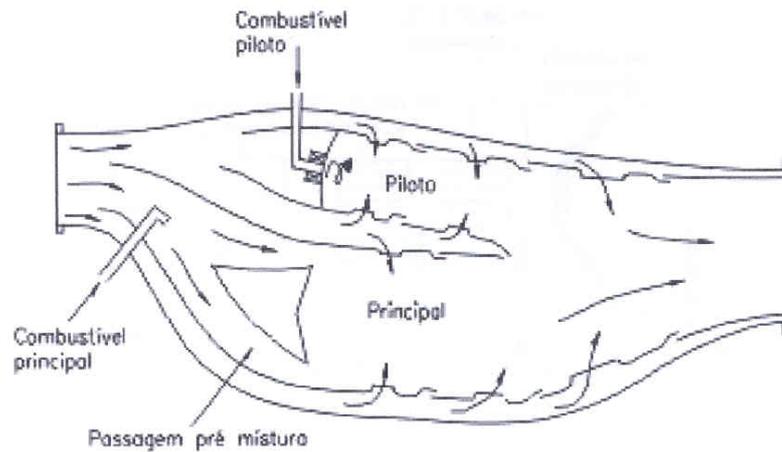


Figura 3. 13 Combustor radial de dois estágios (Lefebvre, 1983).

4) Classificação por injeção de combustível

Os tipos mais comuns são: injeção de combustível líquido a jusante, injeção de combustível do tipo “*sliger*”, atomizador “*airblast*”, atomizador por ar, vaporizadores, combustíveis gasosos e sistema líquido-gás.

Uma breve descrição de alguns tipos de injetores de combustível é mostrada abaixo:

Injeção de combustível Líquido a jusante: O combustível é injetado tangencialmente de fora para dentro da câmara de combustão formando uma pequena camada próxima à parede.

Injeção de combustível do tipo “*Sliger*”: O combustível é injetado radialmente dos orifícios para a câmara de combustão, ou seja, é necessário um combustor anular.

Atomizador por ar: Este atomizador, Figura 3.14, contém um bico pressurizado com um misturador no qual o ar a alta velocidade é usado para aumentar a atomização a uma baixa pressão do combustível. Este tipo de atomizador utiliza uma taxa muito baixa de fluxo de ar, aproximadamente metade da quantidade de combustível, e uma velocidade também muito baixa.

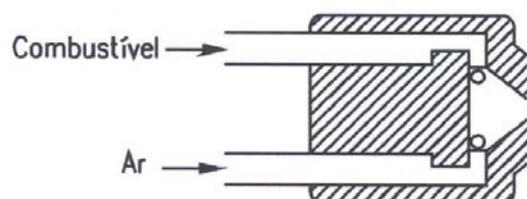


Figura 3. 14 Atomizador por ar de mistura interna (Lefebvre, 1983).

Atomizador Airblast: Neste atomizador, Figura 3.15, o fluxo de combustível, a uma pressão muito baixa é colocado para escoar sobre um orifício localizado em um fluxo de ar de alta velocidade. Neste atomizador, o combustível flui através do orifício e é então atomizado pelo ar, o qual entra na zona de combustão carregando as gotas de combustível junto de si.

O atomizador *airblast* tem algumas vantagens significantes na aplicação de câmaras de combustão de turbinas a gás, entre elas, pode-se e citar: distribuição uniforme de combustível e proteção dos componentes de um super aquecimento, devido à passagem do fluido entre eles. Porém há algumas desvantagens, como por exemplo, pequena faixa de estabilidade e pobre atomização durante a partida da turbina, devido ao baixo fluxo de ar do compressor.

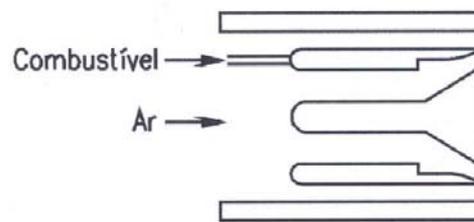


Figura 3. 15 Atomizador airblast (Lefebvre, 1983).

Vaporizadores: Este tipo consiste em preparar o combustível líquido para a combustão por aquecimento até o ponto de ebulição, porém, só é possível para combustíveis passíveis de vaporização sem resíduos sólidos.

3.2.4 Combustores de Baixa Emissão de Poluentes

Uma das maiores preocupações em projetos de câmara de combustão é reduzir a quantidade de poluentes. As principais emissões poluentes de turbinas a gás são óxidos de nitrogênio (NO, NO₂, referidos NO_x), monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados, óxidos de enxofre (SO₂ e SO₃) e particulados.

Conforme a temperatura de chama aumenta, o nível de emissão de NO_x aumenta e, em contrapartida, com a redução da temperatura a emissão de CO aumenta, Figura 3.16. Uma solução para este problema é projetar uma câmara com ajustes de geometria na entrada de ar da zona primária. A uma alta pressão, uma grande quantidade de ar é utilizada para minimizar a formação de óxido nítrico. Na fase de projeto é importante manter as emissões dentro da faixa permissível para alcançar ambos os limites de CO e NO_x.

Na Figura 3.17, pode-se observar a seqüência de operação da câmara de combustão de baixa emissão de poluentes, à medida que se aumenta o percentual de carga desde a ignição até a plena carga. A câmara de combustão mostrada na Figura 3.17 é de dois estágios de pré-mistura, que pode operar com gás natural ou combustível líquido, e é composta de um sistema de injeção de combustível, tubo de chama, Venturi e corpo central. Esses componentes são montados para formar os dois estágios na câmara de combustão. No modo da pré-mistura, o primeiro estágio serve para misturar o ar e o combustível totalmente e entregar uma mistura combustível/ar uniforme, com mais oxigênio que combustível, e não queimada ao segundo estágio. Essa câmara pode operar em quatro modos de operação para diferentes faixas de carregamento: ignição a 20% (modo primário: combustível nos bicos injetores primários e chama no estágio primário), 20 a 50% (modo *lean-lean*: combustível nos bicos injetores primários e secundários e chamas nos estágios primários e secundários), transferência para o modo pré-mistura (combustível no bico injetor secundário e chama no estágio secundário) e 50 a 100% (modo pré-mistura: combustível nos bicos injetores primários e secundários e chama no estágio secundário).

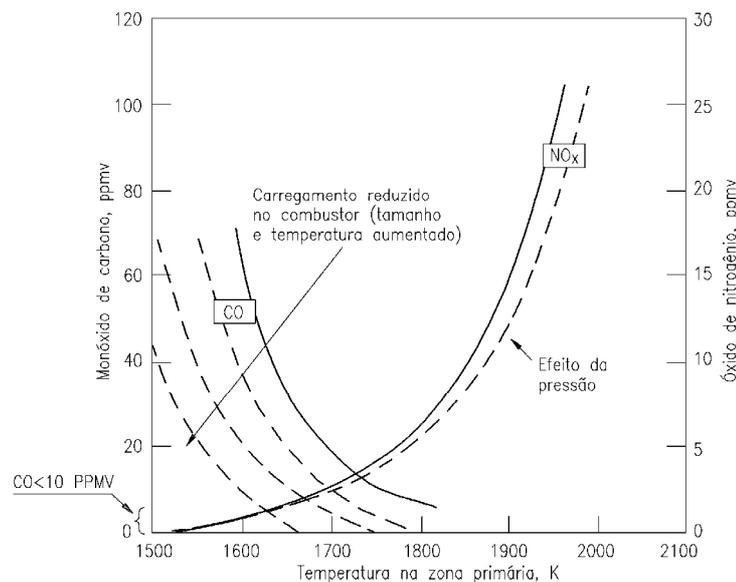


Figura 3.16 Influência da temperatura da zona primária na emissão de CO e NOx
(Lefebvre, 1983)

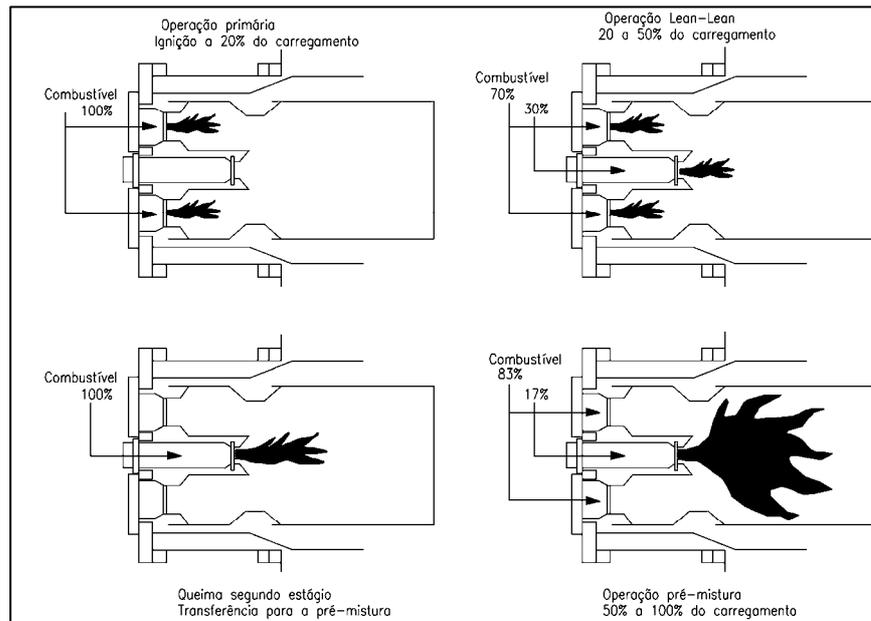


Figura 3.17 Modos de operação (General Eletric Inc.)

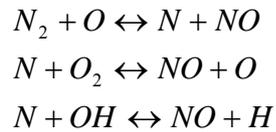
Mecanismos de formação

Os óxidos de nitrogênio são formados pela oxidação do nitrogênio atmosférico nas altas temperaturas da chama, conforme já mencionado. O processo de formação é endotérmico e se processa de modo mais rápido em temperaturas superiores a 1800 K. Desta forma, a quantidade de óxidos aumenta nas regiões centrais das chamas, comportamento contrário ao do CO e hidrocarbonetos não queimados (UHC) (Lefebvre, 1983).

OS mecanismos de produção de NO são basicamente: NO térmico, produzido por oxidação do nitrogênio atmosférico nos gases após a chama, o NO prompt, produzido por reações de alta velocidade na frente da chama e o NO do combustível, que é formado por oxidação do nitrogênio contido no combustível.

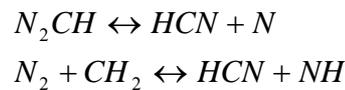
1 - NO Térmico

Este processo está relacionado ao sistema que não contém átomos de nitrogênio na composição do combustível. A formação do óxido de nitrogênio é proveniente do nitrogênio atmosférico e é conhecido como mecanismo de formação de Zeldovich. O NO_x térmico é iniciado pela reação do N_2 com o átomo de O, é a reação dominante a altas temperaturas e é dada por:



2 – NO prompt

A formação de NO proveniente da reação do nitrogênio molecular com fragmentos de hidrocarbonetos na região da chama é chamado de NO rápido, também conhecido como NOx de Fenimore e pode ser representado pelas equações:



3 – NO do combustível

O NO formado durante a reação de combustíveis que contém um ou mais átomos de nitrogênio é uma fonte importante de NOx. O mecanismo é descrito como uma decomposição do combustível, antes da região de queima, em compostos de baixo peso molecular ou em radicais, como por exemplo, NH₃, NH₂, entre outros. Isto facilita a oxidação do composto de nitrogênio em óxidos (Nowroozi, 2001).

Formação de CO

A formação de CO é função da temperatura na zona de reação, da pressão de entrada, da razão de equivalência e do tempo de residência. O CO é resultante de uma combustão incompleta ou de reações de dissociação. A Figura 3.18 mostra os parâmetros que determinam a formação de CO em câmaras de combustão em função da razão de equivalência. Observa-se que para razões de equivalência maiores que 0,48 pode-se obter o equilíbrio na formação de monóxido de carbono.

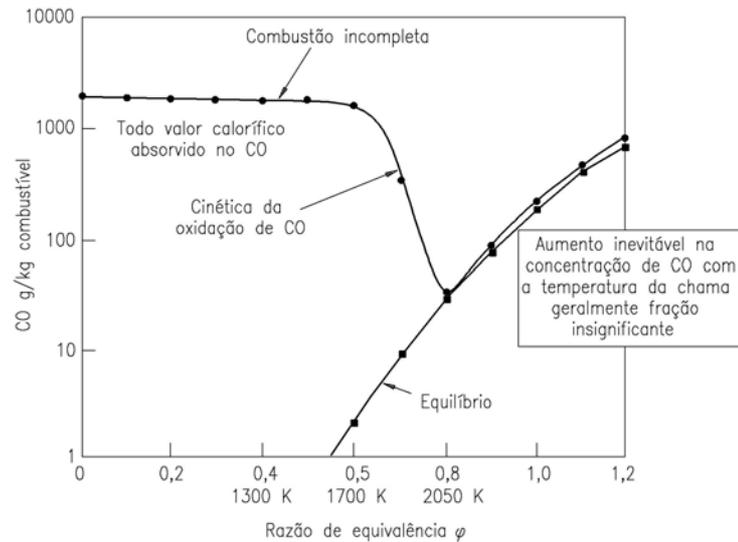


Figura 3. 18 Razão de equivalência X formação de CO (Lefebvre, 1983).

Velocidade de chama

A análise da velocidade do escoamento versus a velocidade da chama é importante, pois ajuda a definir a localização da chama, se haverá tempo de todo o combustível ser queimado e a possibilidade da recombinação dos elementos poluentes na região da chama.

Cada combustível tem uma velocidade de chama, que é uma função da composição dos elementos. Na Figura 3.19, é mostrada a velocidade de chama para diferentes combustíveis em função do percentual de combustível, em base volumétrica, na mistura ar/combustível. Utilizando um queimador tipo Bunsen, o cálculo da velocidade da chama se baseou na medida da componente perpendicular da velocidade da mistura gasosa na frente de chama. Segundo Turns (2000), para escoamentos turbulentos, utilizando dados experimentais, a velocidade da chama varia numa faixa de 2 a 15 m/s, relacionando a teoria da chama laminar com a propagação da chama turbulenta.

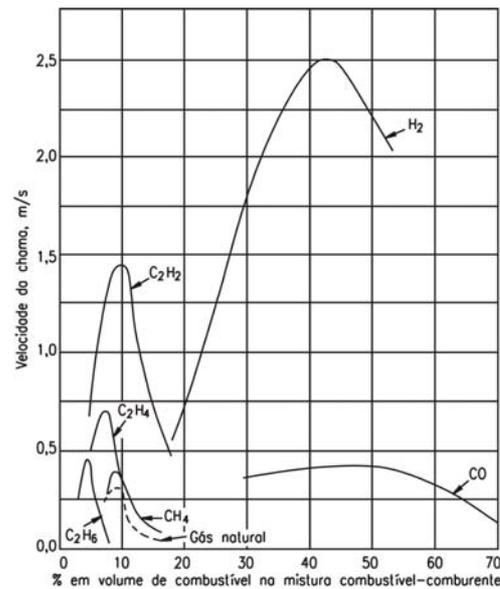


Figura 3. 19 Velocidade da chama para diferentes combustíveis gasosos (Turns, 2000)

3.2.5 Aerodinâmica de Câmaras de Combustão

Um projeto aerodinâmico adequado é de vital importância para se obter um elevado desempenho do sistema de combustão de turbinas a gás. Conforme foi mostrado, existem diferentes tipos de combustores, diferindo-se em tamanho, conceito e método de injeção de combustível, entretanto estudos revelam que alguns aspectos aerodinâmicos são comuns a todos eles. No difusor e no “*annulus*” (região entre o tubo de chama e a carcaça externa), o principal objetivo é de reduzir a velocidade do escoamento e distribuir o ar em quantidades determinadas previamente para todas as regiões do combustor, mantendo-se o escoamento uniforme, sem perdas ou qualquer tipo de recirculação.

Processos de misturas são importantes na combustão e na zona de diluição. Na zona primária, uma boa mistura é essencial para altas taxas de queima e mínima formação e emissão de óxido nítrico, enquanto se obtém um nível satisfatório da mistura entre o ar e os produtos da combustão na zona de diluição.

Um projeto com uma aerodinâmica de sucesso demanda conhecimento da recirculação do escoamento, penetração do jato da mistura, bem como do coeficiente de exaustão para todos os orifícios de admissão de ar, incluindo os “*swirlers*”.

O desempenho de diferentes combustores pode ser comparado utilizando alguns parâmetros do escoamento que facilitam a análise de suas características (Lefebvre, 1983). Dentre eles têm-se, as equações 3.6, 3.7 e 3.8, referentes respectivamente à: velocidade de referência, velocidade dinâmica de referência e número de Mach.

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{ref}} \quad (3.6)$$

$$p_{ref} = \frac{\rho_3 U_{ref}^2}{2} \quad (3.7)$$

$$Ma_{ref} = \frac{U_{ref}}{(kRT_3)^{0,5}} \quad (3.8)$$

A perda de carga está diretamente relacionada ao tamanho do combustor. Para a determinação do diâmetro da câmara externa, deve-se levar em consideração a perda de carga da câmara, como também as necessidades da combustão.

O valor da área transversal da maior seção da câmara externa (A_{ref}) pode ser expresso conforme equação 3.8 e pode ser vista na Figura 3.19, relacionada ao diâmetro de referência. No caso da câmara de combustão anular, a área de referência segundo Lefebvre (1983) é calculada através de um setor circular.

$$A_{ref} = \left[\frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m} T_3^{0,5}}{P_3} \right)^2 \frac{\Delta P_{3-4}}{p_{ref}} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0,5} \quad (3.8)$$

Na equação 3.8, P_3 e P_4 são pressões totais na entrada e saída da câmara de combustão (Pa), T_3 é a temperatura de entrada dos gases na câmara de combustão (K), A_{ref} é a área transversal da maior seção da câmara externa (m^2), \dot{m} é o fluxo de massa total (kg/s) e R é a constante do ar.

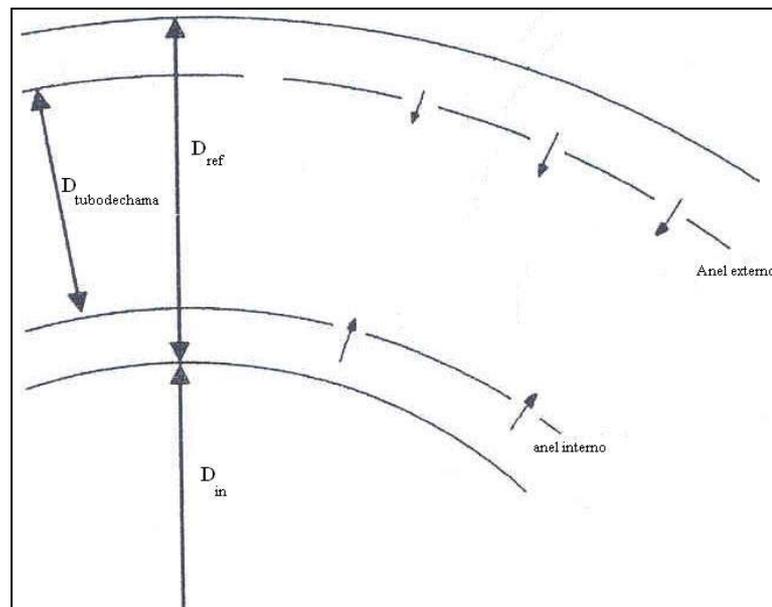


Figura 3. 19 Posicionamento do diâmetro de referência em uma câmara de combustão anular

O terceiro termo do lado direito da equação, denominado Fator de Perda de Pressão, é de extrema importância para o projeto, pois mede a resistência ao fluxo entre a saída do compressor e a entrada da turbina. Diferentemente da perda total que depende das condições de operação, o fator perda de pressão é uma propriedade da câmara e representa a soma da perda de pressão no difusor e a queda de pressão na câmara interna.

Segundo Lefebvre (1983), alguns valores típicos são atribuídos aos termos da equação 3.8. Estes valores estão listados na Tabela 3.3.

Tabela 3. 3 Valores típicos de perda de pressão em câmaras de combustão

Tipo de câmara	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$	$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_{ref}}$	$\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3}$
Tubular	0,05-0,07	37	0,0036
Tubo anular	0,04-0,06	28	0,0039
Anular	0,04-0,06	20	0,0046

As condições do escoamento no “annulus” afetam a vazão de ar dentro do tubo de chama e o nível de distribuição da temperatura nas paredes do tubo de chama. Através da alta velocidade no “annulus” aumenta-se também o resfriamento convectivo nas paredes do tubo de chama. Geralmente são preferidas baixas velocidades, pois estas promovem os seguintes benefícios:

- variação mínima da velocidade do “*annulus*” e pressão estática, garantindo que em todos os orifícios passe o mesmo fluxo de ar;
- maior coeficiente de descarga dos orifícios;
- acentuado ângulo de penetração do jato;
- menor perda por atrito nas paredes;

Quando a formação de vórtices, que ocorrem em tubos de chama tubulares e anulares, é alta a ponto de provocar perdas de cargas inaceitáveis, estes podem ser eliminados ou controlados pela inserção de placas divisórias longitudinais em cada orifício de diluição.

O escoamento através do tubo de chama não depende somente do tamanho e pressão transversal, mas também da geometria do duto e das condições de escoamento ao redor dos orifícios, o qual pode influenciar fortemente a área do escoamento efetivo.

Para determinar o perfil do escoamento dentro do tubo de chama e garantir a adequada distribuição do ar por todas as regiões, é necessário o conhecimento dos fatores que governam a trajetória e penetração de ar no fluxo transversal. A mistura que ocorre na zona de diluição, em que um jato relativamente frio penetra e se mistura com os produtos quentes da combustão, visando uma uniformização e adequação de temperatura na entrada da turbina, é de suma importância ao processo.

A taxa de mistura do jato de ar com os gases quentes contidos dentro do tubo de chama é influenciada por alguns fatores, tais como: tamanho e forma do orifício, o ângulo inicial de penetração do jato, a relação momento-fluxo, a presença de outros jatos, ambos adjacentes e opostos, o comprimento da trajetória do jato, a proximidade das paredes e a velocidade de entrada e perfil de temperatura do jato e dos gases quentes.

3.2.6 Materiais para Câmara de Combustão

As câmaras de combustão são projetadas para introduzir o ar secundário de forma controlada no interior do tubo de chama na zona primária. Este equipamento consiste de uma construção cilíndrica de chapas metálicas contendo um arranjo complexo de aberturas (orifícios). O ar resfria naturalmente o metal, mas, como as temperaturas de saída do gás, nas turbinas mais modernas, estão entre 1000 e 1500 °C, o grau de resfriamento torna-se limitado. Em geral, as paredes internas do tubo de chama experimentam picos de temperatura de até 1000 °C e temperaturas médias de 800 °C, aproximadamente. Conseqüentemente, a resistência à oxidação é o requisito principal, juntamente com a resistência à fadiga térmica devido às variações bruscas de temperatura que ocorrem em vários pontos da câmara.

Resistência à fluência e à tração moderadas fazem-se necessárias para evitar flambagem. Considerando tais requisitos, ligas à base de níquel resistentes à corrosão, tais como o Hastelloy X, Nimonic 86 e Inconel 617 são as mais usadas. No entanto, se as temperaturas de saída das turbinas estiverem abaixo de 1000 °C aumenta-se a possibilidade de utilização de materiais mais baratos, tais como o aço SS309. Além disso, revestimentos isolantes cerâmicos podem ser utilizados para proteger a superfície interna do metal. Tais "barreiras térmicas" incluem zircônia estabilizada com MgO ou Y₂O₃, através de aspensão térmica por chama ou plasma.

3.2.7 Escolha da Câmara de Combustão

Segundo Lefebvre (1983), a câmara de combustão anular tem a menor de perda de pressão, o que pode conflitar com o fato de que uma perda de pressão é necessária para uma boa mistura. Por outro lado, a maior perda de pressão em câmaras anulares surge através das entradas laterais do tubo de chama, as quais contribuem para a estabilidade da chama, e também para a diluição dos gases provenientes da combustão.

Alguns parâmetros do escoamento são definidos para facilitar a análise das características do fluxo no combustor e permitir comparações do desempenho aerodinâmico de diferentes projetos de combustores.

Os parâmetros de perda de pressão são de grande importância no projeto de combustores, como por exemplo, a relação de pressão total através do combustor e a pressão na entrada ($\Delta P_{3-4}/P_3$), ou a relação de pressão total através do combustor e a pressão dinâmica de referência ($\Delta P_{3-4}/p_{ref}$).

Uma forma de avaliar a perda de pressão em câmaras de combustão é através da Equação 3.9:

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3-4}}{p_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \quad (3.9)$$

O lado esquerdo da equação se refere à perda de pressão aerodinâmica total, e varia de 4 a 8%, não incluindo a perda por calor, a qual constitui a principal perda no processo de combustão; $\Delta P_{3-4}/p_{ref}$ representa o fator de perda de pressão, que denota a resistência do escoamento introduzido dentro da corrente de ar entre a saída do compressor e a entrada da turbina, também conhecido como “coeficiente de arrasto”.

A quantidade X (Equação 3.10) é efetivamente a medida da velocidade de referência do combustor, podendo ser reescrita como Y (Equação 3.11). Como Z (Equação 3.12) é fixado

pelo projeto do compressor, o único controle sobre K (Equação 3.13) que resta ao projetista é a seleção da área máxima da carcaça. Tem-se então um dilema, para um baixo consumo de combustível, toda a perda de pressão da câmara (lado esquerdo) deve ser baixo.

$$X = \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \quad (3.10)$$

$$Y = \frac{U_{ref}^2}{2RT_3} \quad (3.11)$$

$$Z = \frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{P_3} \quad (3.12)$$

$$K = \frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3} \quad (3.13)$$

Efetuada-se uma análise das perdas, utilizando a Equação 3.9, verifica-se que a câmara de combustão anular tem a vantagem de ter a menor perda de pressão, quando comparada com câmaras tubulares e tubo-anulares. Embora a perda de pressão total seja a mesma encontrada em câmaras tubulares, o termo relativo à velocidade, Equação 3.13 é maior para a câmara anular, implicando num baixo valor de A_{ref} , área transversal de referência, incorrendo numa menor câmara de combustão para uma dada carga aerodinâmica, permitindo assim uma turbina a gás mais compacta.

Cameretti *et al* (2004) realizaram uma comparação entre tipos de combustores e modelos matemáticos para a simulação da chama, com diferentes combustíveis, identificando a importância de um estudo termo-aerodinâmico do comportamento de câmaras de combustão. Os principais parâmetros estudados foram: pressão, velocidade e temperatura. Os perfis de pressão e velocidade são utilizados para a caracterização aerodinâmica. O perfil de temperatura é utilizado para verificar a temperatura adiabática, o formato e o comprimento da chama, características da chama utilizando diferentes combustíveis, como também, verificar as emissões de poluentes gerados pelo processo de combustão. Desta forma, um caminho promissor para o projeto de câmaras de combustão é estudar o comportamento da chama frente ao aspecto construtivo.

Uma câmara de combustão do tipo anular foi escolhida para as análises, pois seu layout aerodinâmico resulta em uma unidade compacta, com menor perda de pressão que em outros tipos de combustores, de acordo com os estudos de Lefebvre (1983).

Pode-se caracterizar este tipo de câmara com base nos seguintes aspectos construtivos e operacionais:

- (a) São fabricadas em aço liga rico em níquel (por exemplo, Inconel, hoje em dia muito usado), podendo ter variações de materiais conforme as condições de operação, mas normalmente são encontrados com relativa facilidade no mercado;
- (b) Temperatura da chama entre 1800 °C e 2100 °C;
- (c) Temperatura na entrada da turbina entre 800 °C e 950 °C para micro turbinas sem resfriamento, o que atende os requisitos de temperatura máxima na entrada da turbina;
- (d) Temperatura dos gases de exaustão da turbina a gás sem recuperador, entre 650 °C e 700 °C;
- (e) Velocidade do ar em torno do injetor varia de 25 a 30 m/s;
- (f) Relação de pressão varia de 4:1 a 8:1 para microturbinas a gás regenerativa e de 20:1 a 40:1 para turbinas a gás de médio a grande porte.

Desta forma, podem ser resumidas as seguintes características positivas para a câmara anular estudada:

- a) A existência de orifícios laterais no tubo de chama garante um tempo de residência maior, permitindo controlar o resfriamento das paredes e ajuda na ancoragem da chama, ou seja, as temperaturas próximas à parede do tubo de chama são menores. A quantidade destes orifícios aproxima a chama do bico injetor, garantindo a estabilidade da chama e a melhor diluição dos gases da combustão (Allen, 1998);
- b) Próximo à exaustão apresenta superfícies curvas, fazendo com que o escoamento mude de direção, proporcionando um menor comprimento da câmara e peso mínimo;
- c) É uma câmara que pode apresentar menor emissão de poluentes, como por exemplo, CO e NO_x, em virtude do maior tempo de residência existente, permitindo a recombinação dos elementos poluentes antes que estes cheguem na exaustão;
- d) A inclinação dos bicos injetores permite induzir a formação de escoamentos secundários rotativos, em relação ao eixo principal, auxiliando na estabilidade da chama, devido a maior recirculação gerada, e aumentando o tempo de residência;
- e) Apresenta uma inércia satisfatória para minimizar os efeitos da flutuação de pressão na saída dos compressores radiais em relação à estabilidade da chama, ou seja, se consegue uma maior organização dos vetores velocidade oriundos do compressor;
- f) Devido aos bicos injetores associados aos orifícios laterais do tubo de chama é possível garantir a ancoragem da chama;
- g) Permite que a distância entre os mancais do compressor e da turbina seja menor, reduzindo assim problemas de vibração mecânica, devido ao formato mais compacto da câmara;

- h) Possibilita o alinhamento do fluxo de ar que sai do compressor (alta velocidade tangencial) quando ela é colocada no sentido contrário ao do fluxo, chamada de câmara dobrada.

Além das vantagens citadas anteriormente, a existência de uma câmara de combustão anular, presente no laboratório da UNIFEI, pertencente a uma turbina da Solar Turbines T-62T-32, também foi um fator significativo para a escolha deste tipo de câmara. Apesar de estar desativada esta câmara serve como referência para o projeto de uma nova câmara de combustão.

3.2.8 Intercambiabilidade de gases

Dois gases são considerados intercambiáveis quando as características da chama são satisfatórias após a substituição de um pelo outro, usando-se o mesmo queimador sem necessidade de ajustes no mesmo (Garcia, 2002).

Para esta análise são verificados: se a chama está estável, sem deslocamento, retorno ou pontas amarelas; se a combustão ocorre a níveis adequados de emissão de monóxido de carbono; se os fluxos de energia térmica são próximos para ambos os gases e se o sistema de ignição e de controle de queima opera bem com os dois gases.

Alguns métodos analíticos foram desenvolvidos para o cálculo da intercambiabilidade de gases, baseados em uma série de pesquisas práticas. Muitas vezes é necessário utilizar mais de um método para a análise, pois normalmente os gases objeto de estudo podem ser bem diferentes dos gases utilizados no desenvolvimento dos métodos (Garcia, 2002).

Método do índice de Wobbe

Este método é considerado um método geral básico que deve sempre ser considerado, até mesmo antes de se partir para a utilização de outro método analítico mais complexo.

O número de Wobbe foi desenvolvido em 1926 através do estudo de gases injetados através de um orifício. Este número mede o fluxo de energia térmica, supondo que não há alteração de pressão de suprimento de gás e do diâmetro do orifício pelo qual o gás escoar. O número de Wobbe decorre da equação: taxa de energia térmica é igual à multiplicação do poder calorífico do gás pela vazão volumétrica do gás e pode ser escrito, segundo Garcia (2002) como:

$$Q = PCI A_o k_o \left(\frac{P_g}{\rho} \right)^{0,5} \quad 3.14$$

Sendo:

Q= taxa de energia térmica (KJ)

PCI= poder calorífico inferior do gás (kJ/kg)

A_o= área da seção transversal do orifício de gás do queimador (m²)

k_o=coeficiente de descarga do orifício

P_g=pressão de suprimento de gás (manométrica) (Pa)

ρ=densidade do gás relativa ao ar (ar = 1)

Esta equação pode ser escrita na forma:

$$Q = a_o k_o (P_g)^{0,5} \frac{PCI}{\rho^{0,5}} \quad 3.15$$

Sendo:

PCI/ρ^{0,5} é o número de Wobbe

A_o k_o (P)^{0,5} é uma função da configuração do queimador e das condições de suprimento de gás

Para que os dois gases sejam intercambiáveis, a diferença entre os números de Wobbe não devem ser superiores a mais ou menos 5%.

Método dos múltiplos índices de Weaver

Este método foi desenvolvido para abranger os gases de poderes caloríficos menores que os dos gases naturais. São 6 índices dos quais 5 deles são para aferir o grau de intercambiabilidade. O método foi desenvolvido utilizando misturas de gases manufaturados e naturais, como: metano, hidrogênio, monóxido de carbono, etano, propano, butano, eteno, propeno, acetileno, benzeno, nitrogênio e dióxido de carbono. Se um desses índices não for satisfeito, os gases analisados não são intercambiáveis (Garcia, 2002).

Os índices são:

1 - Aporte de calor

$$J_H = \frac{PCI_s}{PCI_r} \left(\frac{d_r}{d_s} \right)^{0,5} \quad 3.16$$

2 - Aeração primária

$$J_A = \frac{Ar_s}{Ar_r} \left(\frac{d_r}{d_s} \right)^{0,5} \quad 3.17$$

3 - Deslocamento da chama

$$J_L = J_A \left(\frac{S_s}{S_r} \right) \left(\frac{1-Q_s}{1-Q_r} \right) \quad 3.18$$

4 - Retorno da chama

$$J_F = \frac{S_s}{S_r} - 1,4J_A + 0,4 \quad 3.19$$

5 - Pontas amarelas

$$J_y = J_A + \frac{N_s - N_r}{110} - 1,0 \quad 3.20$$

6 - Combustão incompleta

$$J_I = J_A - 0,366 \frac{R_s}{R_r} - 0,634 \quad 3.21$$

O fator de velocidade de Weaver é calculado pela expressão:

$$S = \frac{\sum x_i B_i}{Ar + 1 + 5Z - 18,8Q} \quad 3.22$$

Onde:

x_i = fração volumétrica do componente i

Ar = ar necessário para a combustão estequiométrica, volume de ar pelo volume de gás

B_i = coeficiente de velocidade de chama de Weaver para o componente i

PCI = poder calorífico inferior do gás

Q = fração volumétrica de oxigênio na mistura

d = densidade relativa ao ar

Z = fração volumétrica de inertes (N_2 , CO_2) na mistura

N = número de átomos de carbono liberados na combustão de 100 moléculas de gás (Todos os átomos de carbono de hidrocarbonetos insaturados e cíclicos, bem como todos os átomos de

carbono de hidrocarbonetos saturados menos um por molécula, são considerados facilmente liberados)

R = proporção de número de átomos de hidrogênio para o número de átomos de carbono, considerando somente os hidrocarbonetos

s = gás substituto

r = gás de referência

O índice J_H é a razão dos números de Wobbe para os dois gases e J_I dá a medida de emissão de monóxido de carbono. O índice J_A fornece uma medida precisa das condições de suprimento de ar primário e secundário para a queima dos dois gases.

Os limites propostos por Weaver são:

J_H entre 0,95 e 1,05;

J_L maior ou igual a 0,64;

J_F menor ou igual a 0,08;

J_I menor ou igual a zero;

J_Y menor ou igual a 0,14.

A Tabela 3.4 mostra os valores para o coeficiente de velocidade de Weaver.

Tabela 3. 4 – Coeficiente de velocidade de Weaver

Componente	Fator Bi	Componente	Fator Bi
H ₂	339	C ₄ H ₁₀	513
H ₂ O	0	C ₄ H ₈	500
CO ₂	0	C ₅ H ₁₂	600
C ₂ H ₄	454	C ₆ H ₁₄	600
C ₂ H ₆	301	C ₆ H ₆	500
C ₂ H ₂	500	C ₇ H ₈	500
H ₂ S	200	C ₈ H ₁₀	500
HCN	200	O ₂	0
C ₃ H ₈	398	N ₂	0
C ₃ H ₆	674	CH ₄	148
C ₃ H ₄	500	CO	61

A velocidade de chama de uma mistura gás-comburente, também chamada de velocidade de queima, pode ser determinada por um procedimento experimental e os valores encontrados dependem das condições do teste e dos métodos de medição. Portanto, os valores indicados na Tabela 3.5 podem apresentar divergências, de acordo com a literatura consultada.

A Tabela 3.5 mostra que os gases combustíveis podem ser divididos em dois grupos: gases de baixa velocidade (como o GLP e o gás natural) e gases de alta velocidade (como o

acetileno e o hidrogênio). Também se pode constatar que as velocidades de chama aumentam significativamente na queima com oxigênio puro.

Tabela 3. 5 - Velocidades de Chama

Gás	Comburente	
	Ar	Oxigênio
	(m/seg)	(m/seg)
Metano	0,4	3,9
Propano	0,45 / 0,5	3,3 / 3,9
Butano	0,35	3,3
Acetileno	1,46	7,6
Hidrogênio	2,66	14,35

A velocidade de chama é uma característica muito importante para o projeto dos bocais dos queimadores. Enquanto as velocidades de saída das misturas ar-gás ou oxigênio-gás nos bocais tendem a expulsar a chama para fora do queimador, a velocidade da chama se desloca no sentido contrário, dirigindo-se ao bocal do queimador. Enquanto houver equilíbrio entre estas velocidades, a chama se manterá estável, definindo assim a faixa de potências de cada queimador.

O projeto dos bocais dos queimadores inclui dispositivos para manter a chama estável em uma ampla faixa de potências e respectivas velocidades de saída das misturas ar-gás e oxigênio-gás.

A conjugação do número de Wobbe com o fator velocidade de chama (equação 3.22) é muito utilizada, fazendo um esquema do número de Wobbe em função da velocidade de chama Weaver, Figura 3.20.

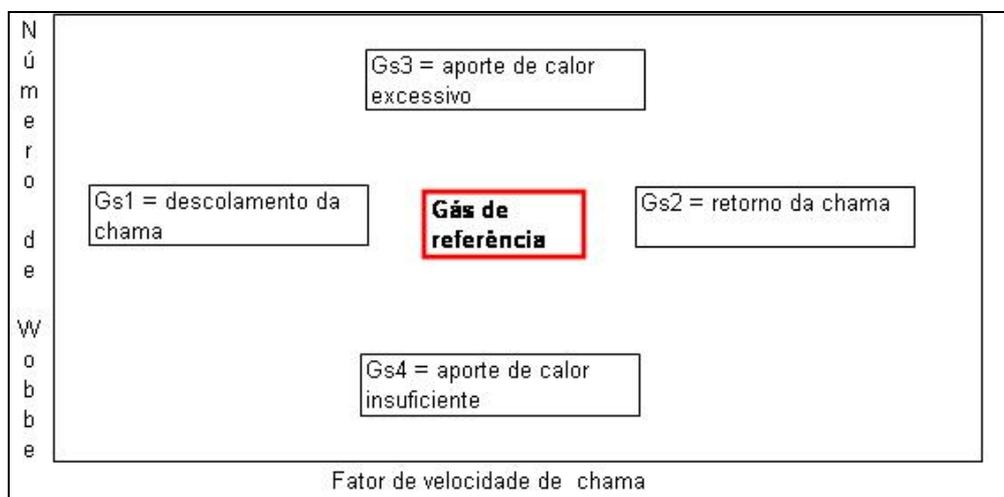


Figura 3. 20 – Número de Wobbe X Velocidade de chama Weaver

Na Figura 3.15, Gs1, Gs2, Gs3 e Gs4, são respectivamente, gás substituto 1, 2, 3 e 4. Ou seja, o gás substituto 1, tem fator de velocidade de chama menor que o gás de referência, enquanto o gás substituto 2, tem velocidade de chama maior que o gás de referência. Já o gás substituto 3 e gás substituto 4, tem número de Wobbe, maior e menor respectivamente, em relação ao gás de referência.

Se os dois gases estiverem dentro da faixa de mais ou menos 5%, eles são intercambiáveis. Se o gás substituto (Gs1) estiver à esquerda do gás de referência, haverá a tendência da chama se deslocar na substituição. Se o gás substituto (Gs2) estiver à direita do gás de referência, a velocidade de chama maior causará o retorno da chama. Se o gás (Gs3) estiver muito acima do gás de referência o aporte de calor será excessivo e se estiver muito abaixo (Gs4) o aporte de calor será insuficiente.

3.2.9 Comprimento de chama

Algumas definições e técnicas para a medição do comprimento de chama são encontradas na literatura, e nenhuma definição é tomada como absoluta. Por isso, deve-se ter cuidado ao realizar comparações entre diferentes pesquisadores e com aplicações de fórmulas.

É comum definir o comprimento de chama através de inspeções visuais de um observador treinado, calculando a média de um número de comprimentos visíveis instantâneos da chama através de fotografia (fotos estroboscópicas). A estroboscopia consiste da observação de um fenômeno muito rápido com o auxílio de um aparelho que o ilumina, com clarões breves e periódicos, registrando suas posições sucessivas.

Fatores que afetam o comprimento da chama

Para chamas verticais criadas pelo jato de combustível em um ambiente sem ruído, quatro fatores principais determinam o comprimento da chama (Turns, 2000):

- importância relativa do fluxo de impulso inicial do jato e das forças flutuantes que atuam na chama, Fr_f ;
- estequiometria, f_s ; ($f_s=1/(\text{relação estequiométrica ar/combustível}+1)$)
- relação entre a densidade do fluido no bocal e no ambiente, ρ/ρ_∞ ;
- diâmetro inicial do jato, d_j ;

O primeiro fator é referente ao número de Froude, Fr_f , que estabelece regimes de impulso controlados e flutuação controlada para chama laminar (Turns, 2000). Para chamas com jatos turbulentos, a definição de Froude fica,

$$Fr_f = \frac{v f_s^{3/2}}{\left(\frac{\rho}{\rho_\infty}\right)^{1/4} \left(\frac{\Delta T_c}{T_\infty} g d_j\right)} \quad 3.23$$

Na equação 3.23, ΔT_c é o aumento característico de temperatura resultante da combustão. A velocidade na saída do bocal é dada pela equação 3.24:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \pi d_j^2 / 4} \quad 3.24$$

Para alguns valores de Fr_f , as chamas são controladas pela flutuação, enquanto para a maioria dos valores, o impulso do jato inicial controla a mistura e, conseqüentemente o campo de velocidade dentro da chama.

A relação de densidade e diâmetro inicial do jato pode ser convenientemente combinada em um único parâmetro, frequentemente referenciado como diâmetro de impulso e definido como:

$$d_j^* = d_j \left(\frac{\rho}{\rho_\infty}\right)^{1/2} \quad 3.25$$

Na equação 3.25, assume-se um perfil de velocidade uniforme na saída. A idéia básica desta definição é que jatos com impulso inicial idênticos deveriam ter perfis de velocidades idênticos. Então, aumentando a densidade do fluido no bocal produz o mesmo efeito que aumentar o diâmetro do bocal.

Resultados experimentais mostram a influência dos quatro fatores primários que afetam o comprimento da chama.

O comprimento da chama adimensional pode ser representado por:

$$L^* \equiv \frac{L_c f_s}{d_j \left(\frac{\rho}{\rho_\infty}\right)^{1/2}} \quad 3.26$$

Ou ainda,

$$L^* = \frac{L_c f_s}{d_j^*} \quad 3.27$$

Dois regimes são identificados, um onde o regime é dominado pela flutuação e é definido pela equação 3.28, para $Fr_f < 5$,

$$L^* = \frac{13,5 Fr_f^{2/5}}{(1 + 0,07 Fr_f^2)^{1/5}} \quad 3.28$$

e regimes dominados pelo impulso do jato onde o comprimento adimensional da chama L^* é constante e igual a 23, para $Fr_f \geq 5$.

O comprimento de chama do gás natural é maior que para o biogás, utilizando o mesmo diâmetro do injetor de combustível e as massas de combustível e ar fornecidas pelo *GateCycle*.

3.2.10 Transferência de calor em câmaras de combustão

A transferência de calor em câmaras de combustão é analisada fazendo um balanço da transferência de calor entre tubo de chama a carcaça.

A Figura 3.21 mostra o esquema de transferência de calor através das paredes do tubo de chama. Na Figura 3.21 pode-se verificar que as paredes do tubo de chama recebem calor dos gases quentes por convecção e radiação. Ocorre também a troca de calor entre as paredes do tubo de chama e o escoamento de ar na área anular por convecção, e por radiação para as paredes da carcaça (Lefebvre, 1983).

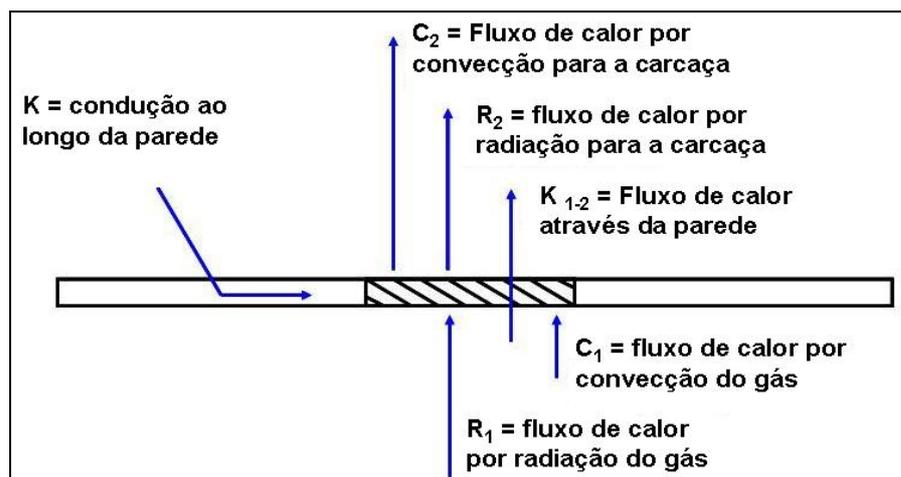


Figura 3. 21 Esquema da transferência de calor em câmaras de combustão (Lefebvre, 1983).

Segundo Lefebvre (1983), para o escoamento em regime permanente, a taxa de transferência de calor no elemento da parede é dada pelo balanço de energia, como dado pela equação 3.29:

$$(R_1 + C_1 + K)\Delta A_{w1} = (R_2 + C_2)\Delta A_{w2} = K_{1-2}\Delta A_{w1} \quad 3.29$$

Na equação 3.29, ΔA_{w1} e ΔA_{w2} são: superfície interna e externa da parede respectivamente; R se refere ao fluxo de calor por radiação; C se refere ao fluxo de calor por convecção e k se refere ao fluxo de calor através das paredes.

Em geral, a espessura da parede do tubo de chama é fina, por isso, vale a identidade:

$$\Delta A_{w1} = \Delta A_{w2}$$

Então, a equação 3.29, é reduzida a equação 3.30:

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad 3.30$$

Sendo $K_{1-2} = \frac{K_w}{t_w}(T_{w1} - T_{w2})$, T_{w1} e T_{w2} são temperaturas nas superfícies interna e externa do tubo de chama, respectivamente e K_w é a condutividade térmica do material do tubo de chama.

A radiação interna do tubo de chama, R_1 , pode ser expressa pela equação 3.31:

$$R_1 = 0.5\sigma(1 + \varepsilon_w)\varepsilon_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_w^{2.5}) \quad 3.31$$

sendo σ a constante de Stefan Boltzmann ($5,67e^{-8} \text{ W/m}^2\text{k}^4$); ε_w é a emissividade da parede do tubo de chama; ε_g é a emissividade do gás; T_g é a temperatura absoluta do gás e T_w é a temperatura absoluta da parede.

A emissividade ε_g do gás é dada pela equação 3.32:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp[-0,290p_3 (ql_b)^{0.5} T_g^{-1.5}] \quad 3.32$$

Onde q é a razão combustível/ar em massa e l_b é o comprimento característico do gás, sendo definido como: $l_b=0,9D_{tc}$ para câmaras anulares e $0,75D_{tc}$ para câmaras tubulares e tubo-anulares, (Lefebvre, 1983). O diâmetro referido nestas relações (D_{tc}), é o diâmetro do tubo de chama.

A radiação externa R_2 das paredes do tubo de chama para a carcaça externa, é a componente mais afetada pela razão entre a área superficial da parede externa do tubo de chama e da parede interna da carcaça, sendo dada pela equação 3.33:

$$R_2 = \sigma \left[\frac{\varepsilon_w \varepsilon_C}{\varepsilon_C + \varepsilon_w (1 - \varepsilon_C) \frac{A_w}{A_C}} \right] (T_w^4 - T_3^4) \quad 3.33$$

A unidade para R_1 e R_2 é W/m^2 .

Onde ϵ_C é a emissividade da parede da carcaça; T_3 é a temperatura do ar na entrada do anel ou tubo de resfriamento; e A_w/A_C representa a razão entre as áreas da parede do tubo de chama e da parede da carcaça.

O fluxo de calor por convecção do gás para a parede interna do tubo de chama é calculado em função do valor da massa e pode ser representado pelas equações 3.34 e 3.35.

Para $0,5 < m \leq 1,3$, tem-se a equação:

$$C_1 = 0,069 \left(\frac{k_g}{x} \right) \text{Re}_x^{0,7} (T_{w,g} - T_{w1}) \quad 3.34$$

Para $1,3 < m < 4$

$$C_1 = 0,010 \left(\frac{k_g}{x} \right) \text{Re}_x^{0,8} \left(\frac{x}{s} \right)^{-0,36} (T_{w,g} - T_{w1}) \quad 3.35$$

Sendo k_g a condutividade térmica do gás e Re_x tem como comprimento de referência a distância entre as fendas.

O fluxo de calor por convecção da parede externa do tubo de chama para o escoamento de ar no anel é dada pela equação 3.36:

$$C_2 = 0,020 \frac{k}{D^{0,2}} \left(\frac{\dot{m}}{A\mu} \right)^{0,8} (T_{w2} - T_3) \quad 3.36$$

Todos os parâmetros da equação 3.35 são referentes a área anular, sendo μ a viscosidade cinemática.

As unidades para as constantes C_1 e C_2 é W/m^2 .

3.2.11 Eficiência da combustão

Fefebvre (1983) baseou-se em correlações experimentais obtidas para uma grande faixa de pressão, temperatura e vazão de diferentes combustores, para prever a eficiência da combustão.

Então a eficiência da combustão é definida pela equação 3.37:

$$\eta = \frac{\text{calor_liberado_na_combustão}}{\text{calor_disponível_no_combustível}} \quad 3.37$$

A eficiência da combustão pode ser expressa conforme equação 3.38, segundo Lefebvre e Hall, 1959. Onde a eficiência é uma função da pressão e temperatura de entrada, da vazão em massa e da área de referência.

$$\eta = f\left(\frac{p_3, A_{\text{ref}}, T_3}{\dot{m}}\right) \quad 3.38$$

Como resultado de um número expressivo de experimentos para se determinar a eficiência da combustão, encontrou-se uma correlação dada pela equação 3.39. Para qualquer condição de operação da câmara de combustão, a eficiência da combustão é uma função de θ , segundo Lefebvre e Hall (1959).

$$\eta = f(\theta) \quad 3.39$$

Onde

$$\theta = \frac{p_3^{1,75} A_{\text{ref}} D_{\text{ref}}^{0,75} \exp\left(\frac{T_3}{b}\right)}{\dot{m}} \quad 3.40$$

O parâmetro θ é chamado carregamento da câmara de combustão, onde:

p_3 é a pressão na entrada da câmara de combustão;

A_{ref} é a área de referência da maior seção transversal;

D_{ref} é o diâmetro de referência da maior seção transversal;

T_3 é a temperatura na entrada da câmara de combustão;

\dot{m} é a vazão mássica.

A Figura 3.22 mostra a eficiência da combustão em função do fator de carregamento θ , para diferentes relações ar/combustível.

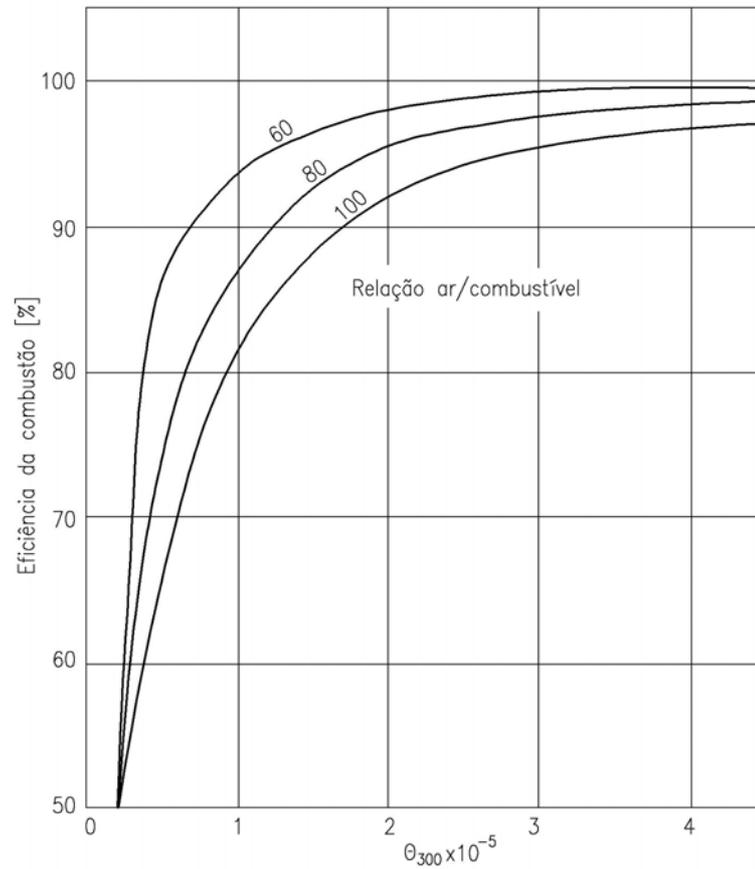


Figura 3. 22 Curva de eficiência da combustão em função do parâmetro θ

A eficiência da combustão também pode ser tomada considerando a relação entre a quantidade de energia térmica adicionado ao fluido de trabalho, dividida pela energia térmica do combustível totalmente queimado em um combustor adiabático (Bathie, 1984). Isto significa que a eficiência da combustão pode ser calculada utilizando a relação combustível/ar teórico pela relação combustível/ar real.

Capítulo 4

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Este capítulo apresenta um breve resumo sobre os principais aspectos do método de volumes finitos, importantes para o entendimento do código computacional CFX. Assuntos como, métodos de discretização, equações de conservação, tipo de malhas, condições de contorno, serão abordados.

4.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional

A área de mecânica computacional procura simular diversos fenômenos físicos utilizando uma técnica que envolve engenharia, matemática e ciência da computação. O fenômeno físico em estudo é representado por um sistema de equações diferenciais parciais, ou seja, o problema de engenharia é traduzido para a matemática. O sistema de equações é aproximado pelo método de elementos/volumes finitos. E finalmente os resultados da simulação são comparados com o fenômeno físico em estudo, ou seja, novamente engenharia.

Técnicas numéricas para a solução de problemas complexos da engenharia e da física têm sido utilizadas graças ao desenvolvimento de computadores de alta velocidade e capacidade de armazenamento.

O engenheiro utiliza três ferramentas para o desenvolvimento de projetos e análise de problemas, são elas: métodos analíticos, numéricos e experimentais. Os métodos analíticos e numéricos formam a classe dos métodos teóricos, pois objetivam resolver as equações diferenciais que formam o modelo matemático, sendo a complexidade das equações, a

diferença entre eles. Com relação à experimentação em laboratório, esta tem a vantagem de se tratar com uma configuração real, porém nem sempre é possível ou viável devido ao altíssimo custo e algumas vezes não poder ser realizada por motivos de segurança, como por exemplo, transferência de calor no núcleo de reatores nucleares.

As simulações numéricas, por sua vez, não apresentam restrições, podendo resolver problemas complexos com condições de contorno gerais, definidos em geometrias também complexas e apresentando resultados com uma rapidez muito grande. Através da simulação numérica, o custo e o tempo do projeto de um novo equipamento podem ser sensivelmente reduzidos. As ferramentas CFD quando integradas com outras ferramentas numéricas, criam um ambiente de trabalho iterativo, chegando ao projeto final de equipamentos através de simulações, deixando para o laboratório as experiências finais de ajuste e teste do equipamento.

Na simulação numérica existem dois tipos de erros quando os resultados são comparados com a realidade dos problemas físicos. Os erros numéricos propriamente ditos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para identificar este tipo de erro é realizada uma **validação numérica**, através da comparação do resultado com outras soluções analíticas ou numéricas, verificando se a equação diferencial foi resolvida corretamente. A validação numérica confirma a qualidade do método numérico. O segundo tipo de erro é o resultante do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno físico. A validação física confirma a fidelidade do modelo matemático com o modelo físico. Ou seja, a simulação deve resolver corretamente as equações diferenciais e ter um modelo matemático que represente com fidelidade do modelo físico.

A comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, ou com outros resultados numéricos, caracteriza a **validação numérica** e a comparação dos resultados numéricos com resultados experimentais caracteriza a **validação física**.

4.1.1 Métodos de Discretização

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são os Métodos das Diferenças Finitas (MDF), de Volumes Finitos (MVF) e de Elementos Finitos (MEF). Os métodos de diferenças finitas e volumes finitos são semelhantes para algumas situações, por isso muitas vezes são confundidos. Deve ficar claro que o MDF é simplesmente a substituição do operador diferencial pelo seu correspondente numérico, enquanto o MVF realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a

equação aproximada. Portanto, tanto o MDF como o MEF não trabalham com volumes de controle e sim somente com os pontos da malha e como consequência não são conservativos em nível discreto (Maliska, 2004).

Os métodos de diferenças finitas (MDF) descrevem as incógnitas x do problema de escoamento por meio de valores pontuais nos pontos nodais de uma malha estruturada. Expansões em série de Taylor são normalmente usadas para gerar as aproximações de diferenças finitas das derivadas de x em cada ponto da malha usando os valores de x nos pontos vizinhos. Assim, as derivadas que aparecem nas equações de transporte são substituídas pelas diferenças finitas, levando a uma equação algébrica para os valores de x em cada ponto da malha (Chung, 2002).

Os métodos de elementos finitos (MEF) utilizam funções simples (por exemplo, lineares ou quadráticas) para descrever as variações das variáveis x a serem calculadas dentro de cada elemento. Estas funções simples são nulas fora do elemento considerado. Somando-se as aproximações para todos os elementos obtém-se uma aproximação funcional para cada variável x em todo o domínio de cálculo. As equações de transporte são plenamente satisfeitas pela solução exata y do problema. Quando as funções aproximadas para as variáveis x são substituídas nas equações de transporte, elas deixam de ser exatas e cada uma delas tem um resíduo que pode ser usado para medir o erro da aproximação. Cada equação aproximada é multiplicada por um conjunto de funções peso e integrada no domínio de cálculo. Como resultado, obtém-se um sistema de equações algébricas para determinar os coeficientes de cada uma das aproximações funcionais (Maliska, 2004).

O método de volumes finitos (MVF) é a técnica de CFD mais bem estabelecida e usada para propósitos gerais. Esta técnica parte da integração formal das equações de transporte que regem o escoamento do fluido em todos os volumes de controle obtidos pela discretização do domínio. Nesta integração, a forma conservativa de cada equação é usada para que seja possível transformar as integrais em volume dos divergentes dos fluxos advectivos e difusivos em integrais em área dos fluxos normais à superfície dos volumes de controle, através da aplicação do teorema da divergência. Embora esta operação seja exata, a completa discretização destes termos e das outras integrais no volume necessita do uso de técnicas numéricas para aproximar os campos das variáveis conservadas, x , que utilizam funções de interpolação ou aproximações funcionais. A exatidão destas aproximações e da representação obtida para os fluxos através das superfícies dos volumes de controle são os aspectos mais importantes no método de volumes finitos. Como os outros métodos, as equações finais levam a um sistema algébrico de equações (Maliska, 2004).

A integração da equação em cada volume de controle diferencia o método dos volumes finitos de todas as outras técnicas numéricas de CFD. Corretamente empregada, esta operação leva a equações integrais exatas para a conservação de grandezas físicas em cada volume, que são posteriormente aproximadas. Sem dúvida alguma, depois de discretizar as equações, ainda é necessário resolver o sistema de equações algébricas resultante. Com certeza, são vários os métodos numéricos para a solução deste sistema e sua escolha é importante para o algoritmo CFD.

4.1.2 Equações de Conservação

Conservação da massa

Considerando a Figura 4.1, onde um escoamento com velocidade V e um volume de controle são mostrados nos instantes t e $t+\Delta t$, com velocidade V_A do elemento de área dA .

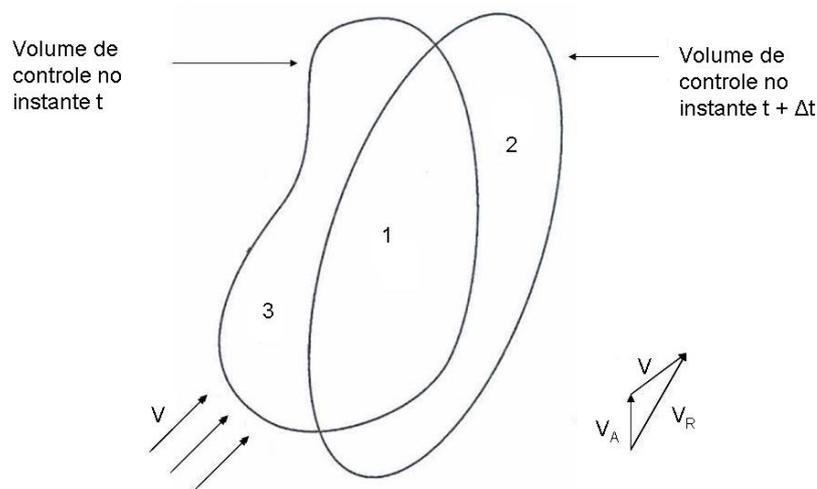


Figura 4. 1 Sistema usado para a dedução das equações de conservação

A variação de massa do sistema é dada por:

$$m_1(t + \Delta t) + m_2(t + \Delta t) - m_1(t) - m_3(t) = \Delta m \Big|_{\text{sistema}} \quad 4.1$$

ou,

$$\frac{m_1(t + \Delta t) - m_1(t)}{\Delta t} - \frac{m_3(t)}{\Delta t} + \frac{m_2(t + \Delta t)}{\Delta t} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{\text{sistema}} \quad 4.2$$

Através da Figura 4.1, observa-se que as regiões 3 e 2 representam a massa que entra e que sai do volume de controle, respectivamente. Então a equação 4.2, pode ser escrita na forma:

$$\dot{m}_{entra} - \dot{m}_{sai} + \frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{sistema} = \frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{VC} \quad 4.3$$

Sendo a variação de massa nula para um sistema,

$$\frac{\Delta m}{\Delta t} \Big|_{sistema} = 0 \quad 4.4$$

a equação 4.3 na forma integral para um volume de controle fica,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_A \rho (V_R \cdot n) dA \quad 4.5$$

onde V_R é a velocidade relativa, responsável pelo fluxo de massa através das fronteiras do volume de controle. Considerando um volume de controle de forma fixa no tempo e infinitesimal tal que a propriedade pode ser considerada constante no interior do volume de controle e utilizando o teorema da divergência, encontra-se a equação da conservação da massa na forma diferencial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_R) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v_R) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w_R) = 0 \quad 4.6$$

Para um volume de controle fixo no espaço. A velocidade relativa coincide com a velocidade do escoamento, então a equação de conservação da massa fica,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0 \quad 4.7$$

Conservação da quantidade de movimento

Da mesma forma que para a conservação da massa, as quantidades de movimento no instante t e $t+\Delta t$ são avaliadas, sendo a diferença entre elas, a variação da quantidade de movimento no sistema e pode ser expressa por:

$$m_1V_1(t + \Delta t) + m_2V_2(t + \Delta t) - m_1V_1(t) - m_3V_3(t) = \Delta(mV)_{sistema} \quad 4.8$$

Que dividida por Δt fica,

$$\frac{m_1V_1(t + \Delta t) - m_1V_1(t)}{\Delta t} - \frac{m_3V_3(t)}{\Delta t} + \frac{m_2V_2(t + \Delta t)}{\Delta t} = \frac{\Delta}{\Delta t}(mV)_{sistema} \quad 4.9$$

Utilizando a Segunda Lei de Newton para sistemas, dada por:

$$\frac{\Delta}{\Delta t}(mV) = \sum F \quad 4.10$$

encontra-se a equação de conservação da quantidade de movimento para um volume de controle, dada por:

$$\dot{m}V|_{entra} - \dot{m}V|_{sai} + \sum F = \frac{\Delta}{\Delta t}(mV)_{VC} \quad 4.11$$

Na equação 4.11, o somatório das forças é equivalente a uma geração de quantidade de movimento, a vazão mássica (\dot{m}) que atravessa as fronteiras do volume de controle transporta, por advecção, a quantidade de movimento por unidade de massa, para o interior do volume de controle.

Um escoamento pode transportar quantidade de movimento, dissipação de energia cinética turbulenta, espécies químicas e etc. Então, a quantidade de movimento para o volume de controle pode ser escrita na forma:

$$\dot{m}\phi|_{entra} - \dot{m}\phi|_{sai} + g^\phi \Delta V = \frac{\Delta}{\Delta t}(m\phi)_{VC} \quad 4.12$$

Onde o termo g^ϕ é obtido pela lei de conservação da propriedade em consideração. Quando $\phi = 1$, este termo é nulo, pois a massa no interior do volume de controle não se altera com o tempo.

Conservação da energia

Na Figura 4.1, a variação de energia, cinética e interna, entre os tempos t e $t+\Delta t$, é dado por:

$$E_1(t + \Delta t) + E_2(t + \Delta t) - E_1(t) - E_3(t) = \Delta E \Big|_{sistema} \quad 4.13$$

Ou na forma:

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sai} + \frac{\Delta E}{\Delta t} \Big|_{sistema} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \Big|_{VC} \quad 4.14$$

Através da Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se:

$$\frac{\Delta E}{\Delta t} \Big|_{sistema} = \dot{Q}_{entra} - \dot{W}_{sai} = g^e \Delta V \quad 4.15$$

Então a equação para conservação de energia para um volume de controle, pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{entra} - \dot{W}_{sai} + \dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sai} = \frac{\Delta E}{\Delta t} \Big|_{VC} \quad 4.16$$

4.1.3 O método de volumes finitos

A tarefa do método numérico é transformar uma equação diferencial, definido no domínio D, em um sistema de equações, conforme mostrado na Figura 4.2. Para isso, as derivadas da função existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos da função.

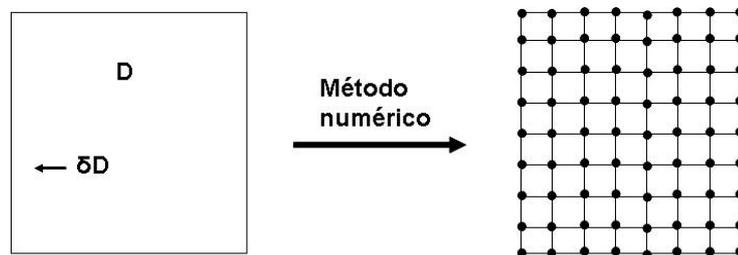


Figura 4. 2 Tarefa do método numérico (Maliska, 2004)

Todo método que para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. Existem duas maneiras de obter as equações aproximadas no método de volumes finitos. A primeira é a

realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. Forma conservativa, ou divergente, é aquela em que na equação diferencial os fluxos estão dentro do sinal da derivada e, na primeira integração, aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente, portanto ao balanço (Date, 2005).

Para deduzir as equações diferenciais que representam os fenômenos físicos é necessário realizar um balanço em um volume finito, fazendo-se em seguida o processo de limites para obter a equação diferencial.

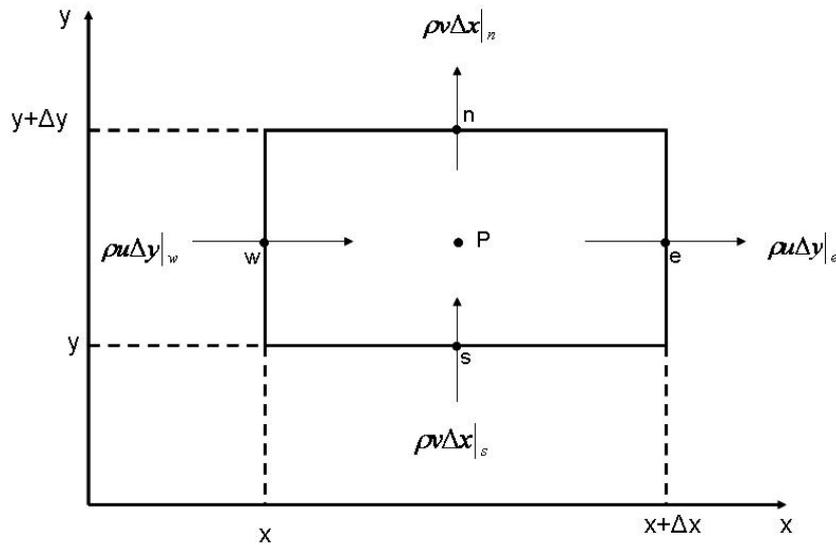


Figura 4. 3 Volume elementar para os balanços de conservação (Maliska, 2004)

A Figura 4.3 mostra a conexão entre as equações aproximadas usadas no método dos volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, usando um volume elementar bidimensional, com o intuito de deduzir a equação diferencial que representa a conservação da massa.

A equação 4.17 mostra o balanço de massa no volume elementar da Figura 4.3, considerando o regime permanente.

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad 4.17$$

Em termos de velocidades para o volume elementar no sistema de coordenadas cartesianas, a equação 4.17 pode ser escrita na forma:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad 4.18$$

Onde as letras e, w, n e s representam as faces do volume de controle na discretização numérica. Dividindo a equação 4.18 por $\Delta x \Delta y$ tem-se:

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad 4.19$$

E aplicando os limites, tem-se a forma diferencial conservativa da equação de conservação da massa,

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad 4.20$$

A equação 4.20 está na forma conservativa, pois os produtos ρu e ρv estão dentro do sinal da derivada.

Na forma integral para o volume elementar obtêm-se:

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad 4.21$$

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad 4.22$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no meio da face do volume de controle representa a média da variação na face, pode-se escrever:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad 4.23$$

Que é exatamente a equação 4.18, obtida através do balanço.

Pode-se observar que para obter a equação aproximada para o volume P, através da integração da forma conservativa da equação diferencial ou fazer o balanço são procedimentos equivalentes. Porém, a forma integral é mais utilizada devido ao fato de que nem todos os balanços são fáceis de deduzir.

4.1.4 Consistência, Estabilidade e Convergência

Os problemas práticos de interesse da engenharia e de física, em geral, dão origem a sistemas de equações complexos cujos comportamentos matemáticos pouco se conhecem. Em

problemas regidos por uma única equação linear, existem ferramentas matemáticas que podem ser usadas para provar se uma determinada aproximação numérica é estável e convergente, o que não acontece no caso de equações não-lineares.

Devido a esses fatos, para realizar simulações é necessário amplo conhecimento da física do problema e experiência para encontrar os parâmetros que levem o processo iterativo para a convergência. Um dos requisitos fundamentais de uma aproximação numérica é que ela reproduza a equação diferencial quando os tamanhos de malha espacial e temporal tendam a zero, ou seja, os erros de truncamento devem tender a zero quando a malha tender a um número infinito de pontos. A aproximação numérica que possuir essa característica é chamada de consistente. Em resumo, as equações discretizadas devem tender às equações diferenciais quando a malha tender a zero. Apesar de parecer óbvio, existem aproximações onde os erros de truncamento crescem com o refinamento da malha (Silvia, 1991). Todo modelo numérico desenvolvido a partir das equações na forma conservativa usando volumes finitos é consistente.

Estabilidade é a característica onde a solução numérica obtida é a solução exata das equações discretizadas. Alguns fatores interferem nessa característica desejada na realização de simulação numérica, entre eles: erros de arredondamento da máquina, que vão se multiplicando e podem desestabilizar a solução; dificuldades de tratamentos de acoplamentos entre as variáveis, fazendo que algumas variáveis evoluam mais rapidamente que outras, provocando instabilidades e etc. A estabilidade é o problema mais sério na obtenção da solução numérica, devido a falta de conhecimento das características matemáticas das aproximações.

Consistência e estabilidade são condições necessárias e suficientes para a convergência. Uma solução numérica é convergente quando é estável e tende para a solução das equações diferenciais quando a malha é refinada.

4.1.5 Condições de contorno

A aplicação das condições de contorno de um determinado problema físico é a parte mais importante da modelação numérica. Em problemas reais elas não são claramente identificadas, e só o conhecimento detalhado da física do problema permitirá escolher a correta condição de contorno. Saber escolher corretamente as condições de contorno, de tal forma, que não destruam a qualidade da solução desejada, faz parte da experiência em resolver problemas de engenharia.

A literatura que trata do método de volumes finitos para a solução de problemas de escoamentos considera, quase em sua totalidade, escoamentos incompressíveis, fazendo uso dos métodos de acoplamento pressão-velocidade.

Para escoamentos incompressíveis, apenas o gradiente de pressão tem influência sobre a solução, não interessando o nível de pressão existente. Para o escoamento incompressível em um duto de comprimento L e seção transversal A , por exemplo, apenas a diferença de pressão entre a entrada e a saída é suficiente para determinar a vazão mássica que se estabelecerá. Qualquer constante que seja adicionada aos valores de pressão não alterará o escoamento. Ou seja, se as pressões de entrada e saída forem estabelecidas, a velocidade não poderá ser também prescrita. Ou ainda, prescrevendo a velocidade e pressão na entrada do duto, não se pode prescrever a pressão na saída, pois dois valores para vazão mássica estariam sendo especificados.

Para escoamentos compressíveis, onde a massa específica varia significativamente com a pressão, a relação entre a massa específica, pressão e temperatura, dada pela equação de estado, devem ser satisfeitas. Para escoamentos compressíveis internos, em bocais e tubos, por exemplo, as condições de contorno são especificadas de acordo com a natureza do escoamento na entrada e na saída. Alguns casos possíveis:

1. Escoamento subsônico na entrada e supersônico na saída
 - Condições de contorno na entrada: pressão total e temperatura total
 - Condições de contorno na saída: Localmente parabólica
2. Escoamento supersônico na entrada e na saída
 - Condições de contorno na entrada: pressão estática, velocidade e temperatura total
 - Condições de contorno na saída: Localmente parabólica
3. Escoamentos supersônicos externos
 - Condições de contorno na entrada: Condições de escoamento livre são prescritas (número de Mach e temperatura) nas fronteiras do domínio onde elas existirem
 - Condições de contorno na saída: Localmente parabólica

4.1.6 Malhas estruturadas e não-estruturadas

Para casos reais de engenharia, onde a geometria é quase sempre irregular, o sistema de coordenadas cartesianas é muito limitado (Maliska, 2004). Por exemplo, uma discretização cartesiana para uma geometria com um orifício, conforme Figura 4.4 (a), não é adequada para a fronteira interna, sendo melhor a discretização mostrada na Figura 4.4 (b), que segue um

sistema de coordenadas generalizadas, ou ainda a discretização mostrada na Figura 4.4 (c), na forma não-estruturada, sendo as duas últimas coincidentes com a fronteira do domínio, ou seja, não possuem volumes quebrados na fronteira.

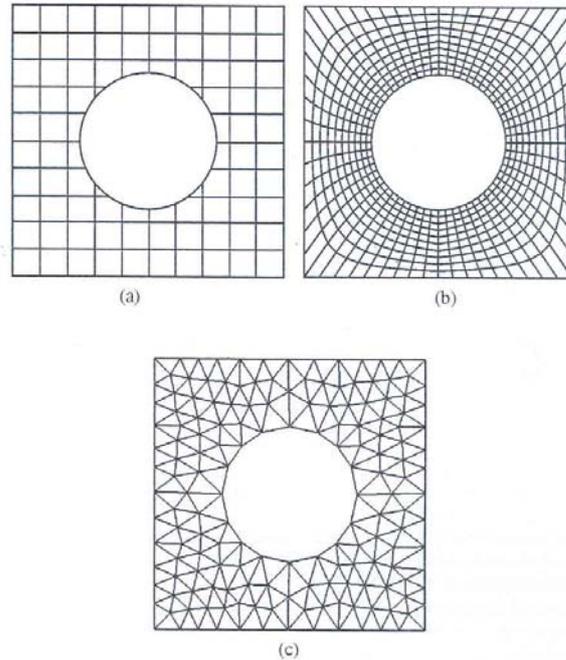


Figura 4. 4 Discretização estruturada (a), estruturada generalizada (b) e não estruturada (c)
(Maliska, 2004)

Na Figura 4.4 (b), tem-se um sistema de coordenadas curvilíneas global, e é possível escrever as equações diferenciais a serem resolvidas, e também integrá-las, nesse novo sistema. Nesse caso volumes de controle conectam-se entre si através de uma determinada lei de formação. No caso 1D, um volume de controle terá sempre dois volumes vizinhos, no caso 2D, quatro e no caso 3D, seis volumes. Na Figura 4.4 (c), os volumes de controle conectam-se entre si de forma arbitrária, e o número de vizinhos é variável no domínio.

A malha é dita estruturada, quando cada volume interno tem sempre o mesmo número de vizinhos, Figura 4.4 (b). As malhas estruturadas possuem a vantagem de permitir fácil ordenação e, como consequência, obter matrizes diagonais mais fáceis de serem resolvidas e mais eficientes. Porém, em problemas reais com geometrias complexas, não é possível se utilizar malhas estruturadas.

Já as malhas não-estruturadas são mais versáteis, com mais facilidade para adaptatividade e extremamente mais aptas a discretizar geometrias irregulares com cantos e saliências. Porém, este tipo de malha apresenta dificuldade de ordenação, dando origem a matrizes não-diagonais. A variação no tamanho da banda da matriz impossibilita a aplicação

de muitos métodos de solução de sistemas lineares. Outra variação nas malhas não-estruturadas é a quantidade de vizinhos de cada volume analisado (Chung, 2002).

Coordenadas curvilíneas generalizadas, que dão origem as malhas estruturadas são largamente empregadas e estão atualmente presentes em todos os programas comerciais mais importantes. Em geometrias mais complexas, são utilizados blocos estruturados conectados entre si, técnica chamada de multi-blocos, permitindo a utilização de algoritmos robustos projetados para o bloco estruturado, iterando-se ao longo dos blocos do domínio até a convergência (Date, 2005).

Em problemas de camada limite turbulenta, recomenda-se sempre o uso de malhas estruturadas perto da parede, pois o refino e a aplicação mais exata das leis de parede só são conseguidos com malha estruturada nestas regiões. Uma boa opção é usar uma camada de malhas estruturadas próxima à parede e depois preencher o domínio com malhas não-estruturadas. Sempre que o interesse for o cálculo do fluxo nas paredes, sejam eles de quantidade de movimento ou de calor, o refino de malha na parede é absolutamente fundamental, e as malhas estruturadas são as mais adequadas para isso (Chung 2002).

Malhas não-estruturada

Uma discretização não-estruturada pode ser constituída de triângulos e quadriláteros, tetraedros e hexaedros em 3D respectivamente, e os volumes de controle podem ser sempre criados pelo método das medianas, que consiste em unir os centróides dos elementos com os pontos médios de seus lados.

O uso de malhas não-estruturadas sempre esteve associado ao método de elementos finitos, geralmente empregando malhas triangulares. Porém, é um método de volumes finitos, já que realiza balanços sobre um volume de controle criados a partir de elementos, e que empresta de elementos finitos apenas o conceito de elementos e sua representação geométrica (Date, 2005).

Malhas triangulares

Como qualquer outro tipo de malha, as malhas triangulares devem obedecer a determinados requisitos, ou possuir determinadas propriedades, para que a solução numérica tenha qualidade. As propriedades de uma malha são determinadas pelo número, forma e tamanho dos elementos, sendo o tempo de CPU e a memória utilizada para a geração também parâmetros importantes. Satisfazer os critérios de qualidade de malha e minimizar a memória

e tempo de processamento são processos contrários, pois melhorar a qualidade da malha significa, quase sempre, aumentar o esforço computacional.

Depois de bem representada através de superfícies, a fronteira do domínio de cálculo deve coincidir o melhor possível com a malha, pois disso depende a correta aplicação das condições de contorno. Outro fator importante, é que os triângulos devem ser o mais equilátero possível, pois isso permite que as funções de interpolação representem bem as variáveis dentro do triângulo, com pesos semelhantes para os três pontos nodais. A uniformidade dos elementos da malha também é uma característica importante a ser observada na geração da malha (Date, 2005).

4.2 Dinâmica de Fluido Computacional Através do CFX

O CFX apresenta uma boa interface software-usuário, sendo que o usuário tem a possibilidade de incluir sub-rotinas computacionais escritas em linguagem Fortran. Além disso, apresenta a flexibilidade da inclusão de equações para o cálculo de certas variáveis.

O pacote computacional CFX, é composto basicamente dos seguintes ambientes:

- CFX-Build ou Icem CFD, para a construção das geometrias e da malha numérica (versão 5.6 e versão 11, respectivamente); já na versão 11, a geometria pode também ser construída em um software de CAD (Solidworks, por exemplo) e importada ao Icem CFD, para então ser gerada a malha;

- CFX-Pre, para o ajuste dos parâmetros de simulação;

- CFX-Solver, para a obtenção dos resultados, podendo ser utilizados um ou vários processadores, isto é, pode ser utilizado em um cluster;

- CFX-Post, que é o programa para a análise dos resultados, que processa e apresenta os dados graficamente, podendo o usuário, criar diferentes tipos de imagens gráficas, para melhor análise dos resultados.

O esquema básico da simulação é mostrado na Figura 4.5.

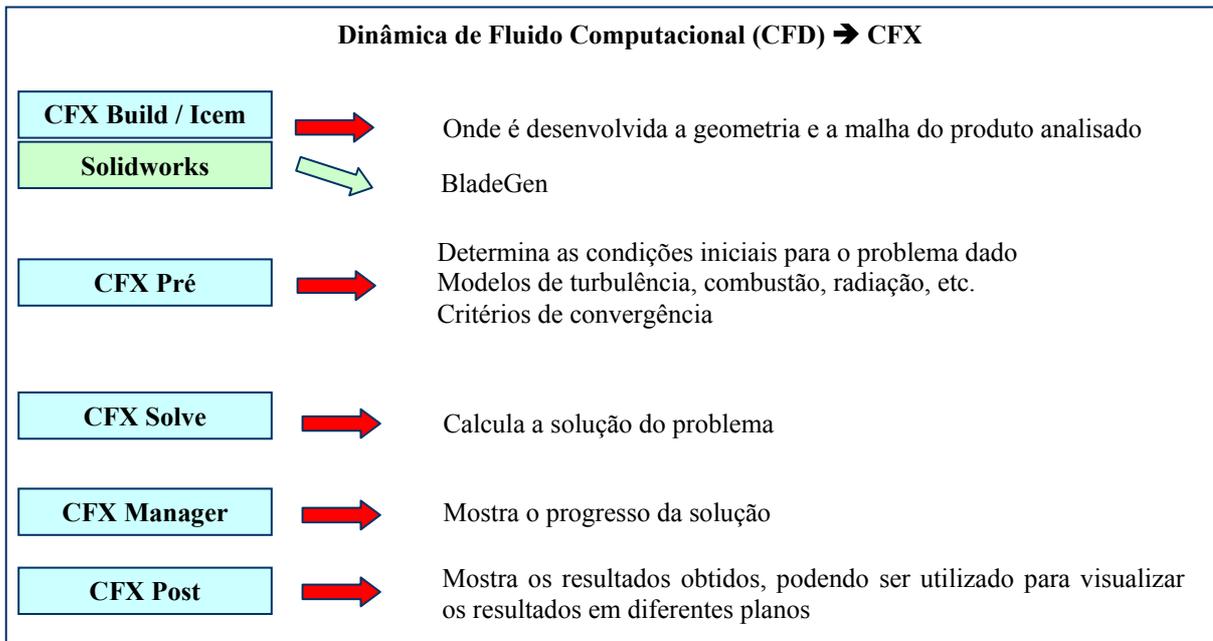


Figura 4.5 Esquema básico da simulação através do CFX.

O software CFX pode ser aplicado em inúmeras áreas na indústria. Por exemplo, a PETROBRÁS utiliza este software para simular diferentes equipamentos e processos, tais como Risers, Ciclones e outros. Na indústria automotiva este pacote é utilizado na simulação e desenvolvimento de automóveis mais aerodinâmicos (escoamento externo), em motores (escoamento interno com reação), para a climatização automotiva, etc. O CFX também pode ser usado para escoamentos naturais, como a simulação atmosférica para previsão do tempo e simulação de rios, lagos, para estudos ambientais, como também para controle de emissões de poluentes. Outras aplicações diversas são: trocadores de calor, controle de espessura em moldes plásticos, controle de ruídos, escoamentos em válvulas, controle de temperaturas em diversos equipamentos, na indústria alimentícia e etc.

Com a velocidade crescente dos processadores e o desenvolvimento de plataformas computacionais paralelas, o custo computacional e o tempo são cada vez mais reduzidos, fazendo a utilização de simulação cada vez mais viável.

Em particular, modelar a câmara de combustão da turbina a gás envolve muitos processos físicos complexos que ocorrem simultaneamente, como a combustão, a interação da turbulência, a química da turbulência, a cinética da reação, a transferência de calor.

As simulações realizadas por Davoudzadeh e Liu (2004), mostraram que o CFD através do CFX, faz a previsão de características essenciais de combustores de turbinas a gás, tal como a zona de recirculação próxima ao bico injetor de combustível, a zona de recirculação nos ressaltos e detalhes da geometria, como também a região da chama. Foi evidenciado um tempo maior de processamento quando analisadas as reações químicas. Para a previsão da

concentração de NO_x e CO , é necessário um modelo de combustão mais avançado envolvendo as taxas químicas finitas.

De forma resumida têm-se como vantagens da utilização do CFX:

- Flexibilidade: amplo campo de aplicação;
- Economia: menor número de ensaios em laboratório;
- Precisão: menor erro de cálculo;
- Detalhamento: visualização dos resultados em 3D;

Confiabilidade: resultados validados com testes experimentais.

Os principais comprometimentos são:

- Complexidade do software;
- Validação dos resultados.

4.2.1 Modelos de turbulência

Os modelos $k-\epsilon$, RNG- $k-\epsilon$ e o modelo das tensões de Reynolds, foram testados com sucesso por Nicklaus *et al* (2002), Gosselin *et al* (2000), Willian (1998) e Lee *et al* (1990). Kutsenko *et al* (2004), Lyckama *et al* (2002) e Parente *et al* (2004), realizaram estudos, onde foi mostrado que o modelo de turbulência RSM pode estimar a penetração do ar nos orifícios de diluição para câmaras tubulares com maior precisão do que quando utilizado o modelo $k-\epsilon$.

Segundo Parente (2004), o modelo $k-\epsilon$ exibe resultados satisfatórios, é um modelo robusto, e custa $\frac{1}{4}$ do tempo de CPU quando comparado ao modelo RSM. De acordo com os estudos realizados por Parente (2004), os dados da solução do modelo $k-\epsilon$ é o ponto inicial para o RSM.

O modelo RNG $k-\epsilon$ é uma alternativa à utilização do modelo RSM, porém sua precisão pode não ser suficiente para alguns casos em estudo.

Os modelos de turbulência mais comumente utilizados são: o modelo $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, SST (“Shear Stress Model”) e RSM (“Reynolds Stress Model”), onde o primeiro é o mais simples e o último o mais robusto. O modelo $k-\epsilon$ é utilizado em diversas áreas, gerando bons resultados, sendo também um bom ponto de partida para casos mais complexos. Este modelo apresenta um baixo custo computacional. O modelo das tensões de Reynolds é um modelo muito complexo utilizando uma capacidade de máquina maior que os demais citados. Porém, dependendo do modelo físico simulado, o modelo $k-\epsilon$, por exemplo, não é suficiente para representá-lo, sendo necessários modelos mais robustos.

Alencar (2005) realizou um estudo onde utilizou a câmara de combustão anular estudada pelo *Israel Institute of Technology* (Floocom) em 2003, cujos dados experimentais são conhecidos. Foram realizadas análises para diferentes modelos de turbulência, e também para diferentes números de elementos de malhas, Figura 4.6. Na Figura 4.6 GM é o tamanho da malha global, ou seja altura máximo do elemento da malha.

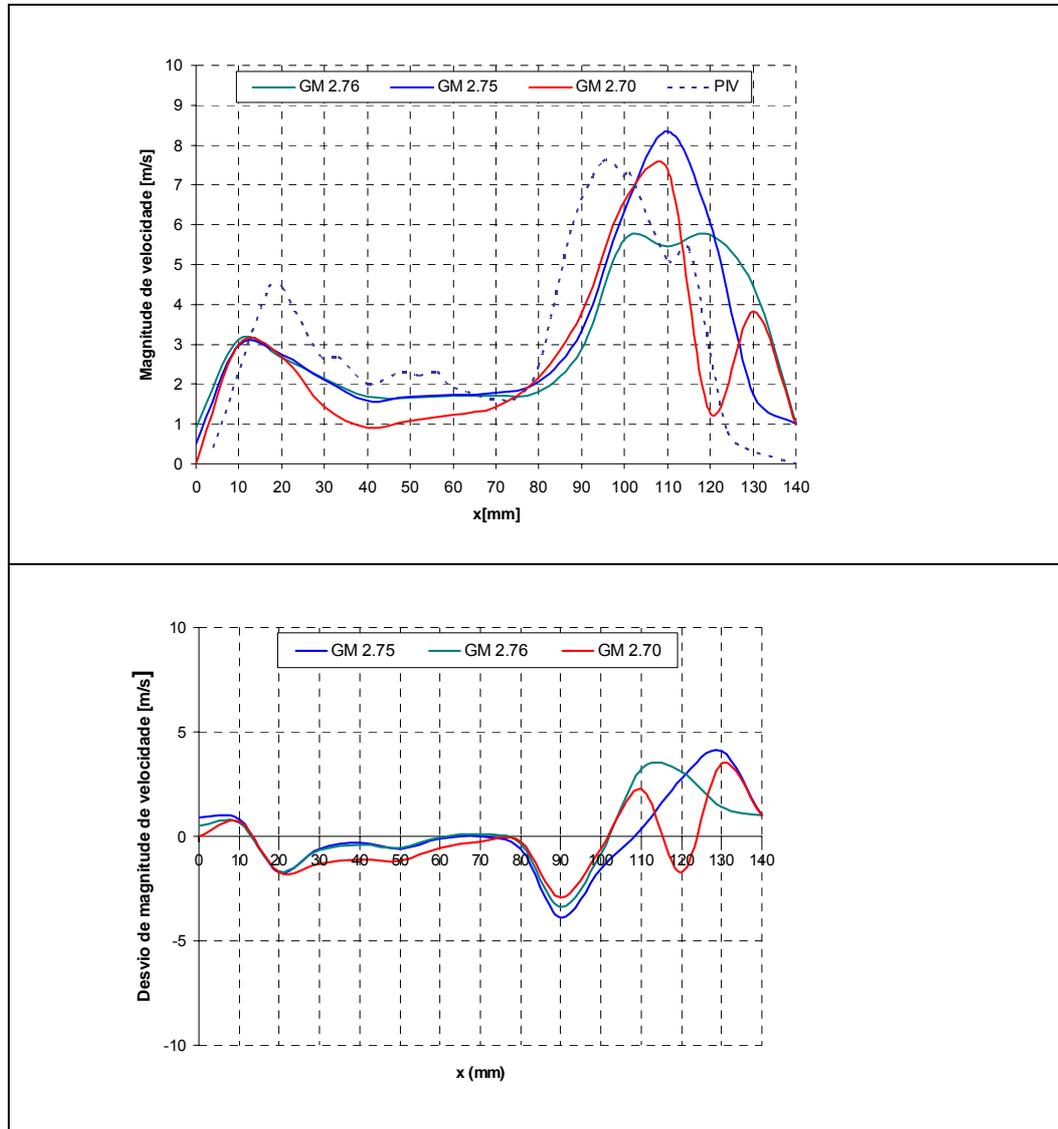


Figura 4. 6 Magnitude da velocidade média adimensional e desvio do escoamento ao longo da câmara Floocom para diferentes números de elementos de malha comparados com os resultados experimentais.

Para a análise da malha, foi realizada uma comparação de modelos com diferentes números de elementos, buscando verificar sua influência no resultado final da simulação, sendo considerados elementos tetraédricos e malha não estruturada. Verifica-se na Figura 4.6, que o número de elementos da malha influi significativamente nos resultados da simulação,

sendo necessária uma análise cuidadosa deste parâmetro para a simulação. As malhas utilizadas para as comparações consideram elementos de volumes com dimensões (GM) 2,70, 2,75 e 2,76 mm, e com 869693, 826303 e 817890 elementos tetraédricos, respectivamente. Observa-se que para a malha global com malha global (GM) de 2,75 mm obteve-se o menor desvio, quando comparado aos resultados experimentais. Uma importante conclusão foi que nem sempre uma malha mais refinada implica em melhores resultados, lembrando que é de suma importância em simulação, o conhecimento do problema físico.

4.2.2 Modelos de combustão

Os modelos de combustão de Química Rápida com o modelo PDF, e o modelo de chama laminar-FLM, foram testados com sucesso por Nicklaus *et al* (2002), Gosselin *et al* (2000), Willian (1998) e Lee *et al* (1990).

Os modelos de combustão, tais como, modelo de dissipação dos vórtices-EDM, Modelo da taxa química finita – FRM e o modelo da chama laminar - LFM são adotados, segundo Alencar *et al* (2004), pois através deles se podem descrever as reações de combustão com ou sem a pré-mistura.

Para a simulação do processo de combustão, os modelos disponíveis são: EDM (“Eddy Dissipation Model”), LFM (“Flamelet Laminar Model”) e FRCM (“Finite Rate Chemistry Model”), entre outros. Os modelos de combustão são selecionados de acordo com o tipo de chama estudada. Se a chama é difusiva, ou seja, o combustível e o oxidante se misturam na zona de combustão, um modelo adequado é o Flamelet Model. Porém se mistura é formada anteriormente à zona de combustão, ou é pré-misturada, um modelo adequado é EDM.

A utilização de esquemas multi-passos permite prever um grande número de espécies intermediárias, como CO, por exemplo.

Inicialmente, para a escolha do modelo de combustão para o regime difuso, foi utilizada a validação realiza no trabalho de Wunning (1996), que utilizou sensores para a medição de temperatura em uma fornalha. A fornalha testada, Figura 4.7 (esquerda), consiste de um cilindro de raio 0,5 m e altura 1,0 m, um injetor de combustível (metano) de diâmetro 9 mm e seis injetores de ar de diâmetro 8,5 mm. O regime presente na fornalha é do tipo difuso. Os resultados obtidos da simulação utilizando os modelos de combustão *Flamelet Model* e *Global Fast Chemistry*, já que o metano tem uma alta taxa de mistura com o ar, são apresentados na Figura 4.7 (direita). Pode-se observar que o *Flamelet Model* tem um

comportamento mais próximo dos resultados experimentais, quando comparado com *Global Fast Chemistry*.

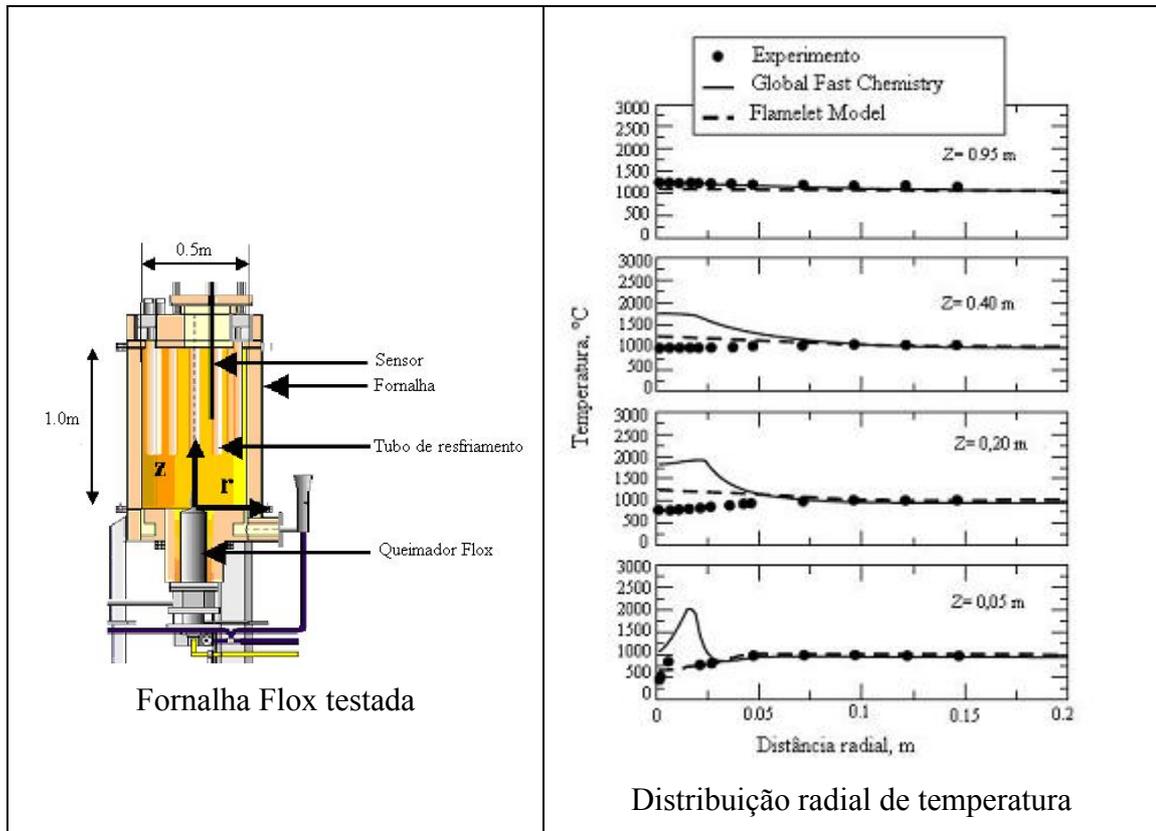


Figura 4. 7 Validação dos modelos de combustão para chama não pré-misturada. Esquerda- Fornalha testada, Direita – Resultados obtidos. Fonte: Wunning (1996)

4.2.3 Malhas

A geração da malha é um ponto de extrema importância para o resultado final, pois a precisão dos resultados depende diretamente da escolha correta da malha e de seu refinamento. Se utilizada uma malha grosseira, por exemplo, o resultado pode não convergir, fazendo assim, que o erro seja maior que o esperado.

Refinamento de malha

Quanto maior for o refinamento da malha, maior será a precisão da resposta estudada, como também, será maior o tempo de processamento dessas respostas. Numa malha mais grosseira, pode-se não conseguir obter resultados satisfatórios, de acordo com a necessidade requerida.

Numa geometria muito complexa, cujos detalhes são importantes, deve-se tomar cuidado com a malha escolhida, pois esta pode não ser adequada para o nível de precisão especificado. Uma forma de se obter uma malha adequada a essa precisão, é a utilização de uma malha híbrida, ou ainda, um refino de malha somente nas regiões mais complexas da geometria.

Para a verificação de adequação da malha ao modelo estudado é importante ter o domínio do modelo físico, pois através de uma malha supostamente adequada, podem-se obter resultados que não condizem com a realidade do modelo físico. Ou ainda, nem sempre uma malha muito refinada é a solução para um resultado mais preciso.

4.3 Considerações Finais do Capítulo

Apesar de haver modelos de turbulência ou combustão, mais apropriados para alguns casos específicos, o que definirá o melhor modelo a ser utilizado é a comparação com os resultados experimentais. Através da comparação dos resultados experimentais com os resultados das simulações, pode-se verificar qual modelo representa melhor a física do caso estudado. Por exemplo, dois modelos de combustão podem ser inicialmente adequados para uma determinada simulação e ao final delas, quando comparados os resultados com os experimentais, pode-se dizer com precisão qual é o modelo mais adequado.

Neste trabalho, não se tem disponível resultados experimentais para a câmara de combustão projetada, por isso, os modelos utilizados para a turbulência, será o modelo validado para câmara de combustão do projeto Floxcom (2003). Para o modelo de combustão, a escolha será baseada na adequação do modelo ao tipo de chama, pré-misturada ou não pré-misturada (difusa), como também na validação realizada com a câmara de combustão tubular e com chama difusa presente na UNIFEI.

No Apêndice B é mostrado alguns equacionamentos e conceitos para os modelos utilizados como também algumas recomendações do “Help do software CFX da Ansys. No Apêndice C é mostrado o procedimento para a realização da simulação no CFX versão 11.

Capítulo 5

MODELAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Neste capítulo apresentam-se as principais características técnicas das câmaras de combustão simuladas. Além disso, apresentam-se as descrições de todos os parâmetros de projeto, os modelos de turbulência e transferência de calor utilizados, considerações efetuadas para o cálculo da combustão e posteriormente, uma análise das emissões.

O conteúdo foi dividido em etapas. Inicialmente foi simulada a câmara de combustão anular da turbina a gás da Solar Turbines, com o objetivo de avaliar a aerodinâmica da combustão. Nesta etapa foi realizada uma análise detalhada dos modelos utilizados, mostrando os procedimentos adotados e alguns resultados obtidos, visando mostrar a potencialidade dos recursos disponíveis no CFX. Posteriormente, foi projetada uma nova câmara, de acordo com os dados obtidos no projeto do conjunto compressor e turbina, para uma turbina a gás de potência de 600 kW.

A câmara de combustão da turbina a gás de 600 kW foi projetada usando a técnica do escalonamento aerodinâmico, utilizando o coeficiente de carregamento da câmara de combustão da turbina Solar como progenitora, que envolve vazão em massa, pressão, temperatura e coeficientes experimentais. Esta técnica permite projetar a câmara de combustão com reduzido número de experimentos, pois a maioria dos ensaios já foi realizada na câmara progenitora. Pelo fato do projeto ser realizado com base no fator de carregamento, as conexões do compressor e da turbina com a câmara de combustão, serão feitas através de dutos. A análise da integração destas conexões com a câmara de combustão, compressor e

turbina pode ser realizada, posteriormente, na simulação integrada do motor. Isto não invalida a análise realizada neste trabalho.

Além disso, foram calculados os bicos injetores para a chama pré-misturada e difusa, com base na técnica desenvolvida por Lefebvre (1983). O sistema de diluição e ancoragem da chama, também foi modificado com base na técnica desenvolvida por Lefebvre (1983). A simulação no CFX foi realizada utilizando os modelos de turbulência validados pelo projeto Floxcom (2003). Assim foi possível simular a câmara de combustão da Solar e a nova câmara de combustão da turbina de 600 kW. Lembrando que sempre que o regime de chama pré-misturada for citado, deve-se levar em conta, a possibilidade do regime parcialmente pré-misturado.

5.1 Descrição da Câmara de Combustão da Microturbina a Gás da Solar Turbines

A câmara de combustão anular estudada inicialmente neste trabalho, usada como progenitora, pertence a uma microturbina a gás, fabricada pela Solar Turbines Modelo T-62T-32 com potência de 60 kW, a qual atualmente não é mais comercializada, talvez devido à sua baixa eficiência. Essa microturbina é compacta e relativamente leve, pesando em torno de 68 kg. A foto da microturbina, onde se encontra a câmara de combustão, podem ser vistas na Figura 5.1.



Figura 5. 1 Microturbina, modelo T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines.

Algumas características operacionais e de manutenção desta microturbina podem ser encontradas no *Technical Manual Overhaul* (1992), de onde foram extraídos os dados técnicos necessários para as simulações.

A câmara de combustão da microturbina citada e que foi simulada neste trabalho, apresenta 6 bicos injetores, cujos ângulos de inclinação são de 60° em relação a direção axial. Essa câmara apresenta 86 orifícios primários, presentes na zona de combustão, somados a 46 orifícios secundários, ou de diluição. Estes orifícios são utilizados para se obter uma melhor distribuição do fluxo no interior da câmara, ancoragem da chama, formação de um filme de resfriamento próximo ao tubo de chama, além de servirem para diluir os gases produtos da combustão, favorecendo a dissociação dos poluentes formados na região da chama.

O tubo de chama, com detalhes dos seis bicos injetores e dos orifícios primários e de diluição é mostrado na Figura 5.2.



Figura 5. 2 Câmara anular em detalhes.

É importante lembrar que na câmara de combustão da Solar Turbines, o bico injetor é do tipo Venturi, no qual pode ser observado um estrangulamento na seção de escoamento do ar, logo após a saída do injetor de combustível, porém, nas simulações realizadas neste trabalho, os bicos injetores foram simplificados. Essa simplificação foi realizada para facilitar as análises, já que esta câmara de combustão foi tomada como referência. O estudo de bicos injetores pode ser estudado como um caso isolado, devido à sua complexidade.

A câmara de combustão da Solar foi desmontada para a obtenção de sua geometria e dimensões, no laboratório de metrologia da UNIFEI. Algumas fotos desta câmara podem ser vistas na Figura 5.3 e algumas dimensões da mesma na Figura 5.4.

A microturbina T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines se encontra instalada no Laboratório de Microturbinas e Gaseificação de Biomassa da Universidade Federal de Itajubá.

Os principais dados técnicos dessa turbina, os quais fornecidos pelo fabricante são mostrados na Tabela 5.1.

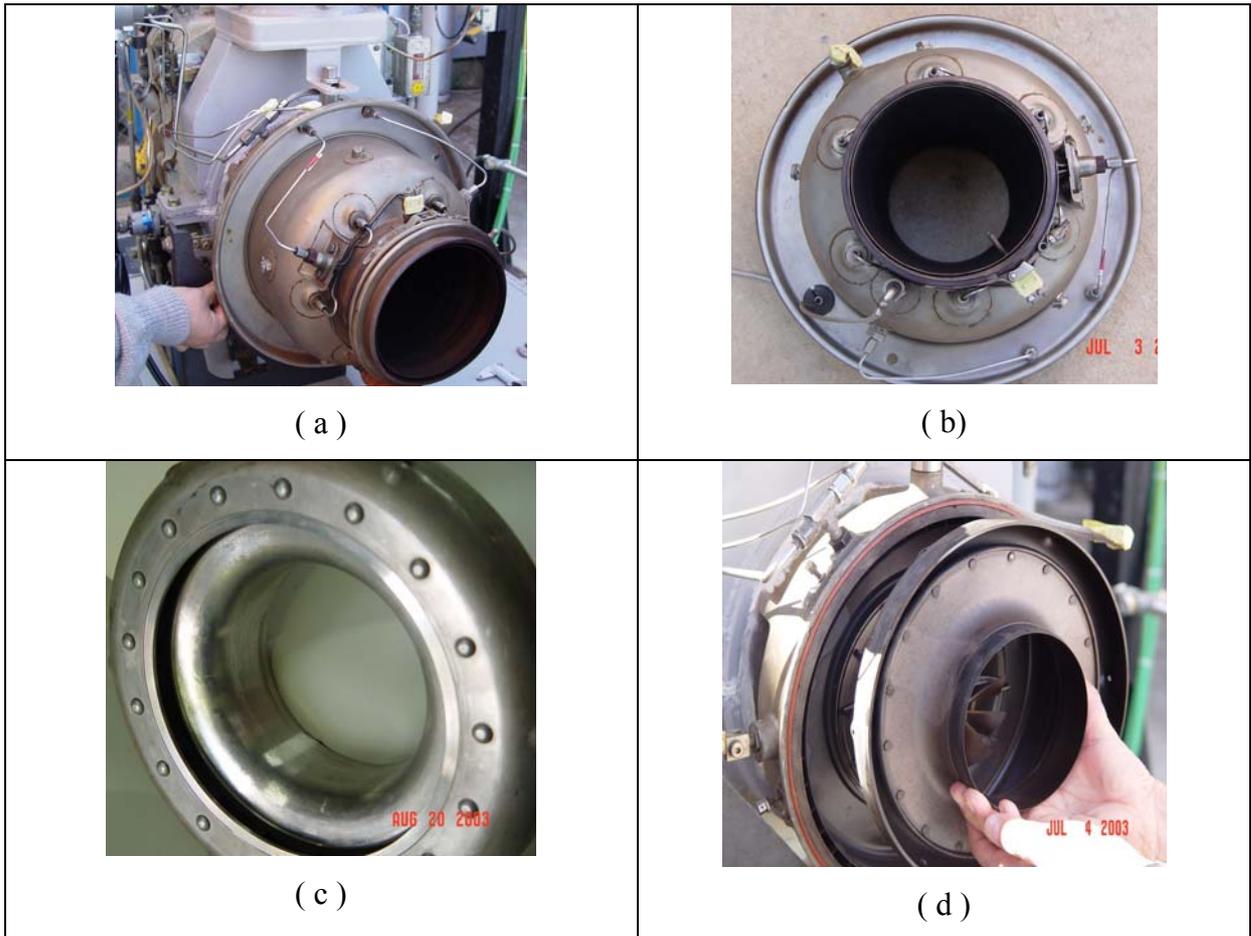


Figura 5. 3 Detalhes da turbina Solar: (a) Micro turbina montada (b) Carcaça externa (c) Vista externa da saída da câmara (d) Detalhe do exaustor da câmara de combustão

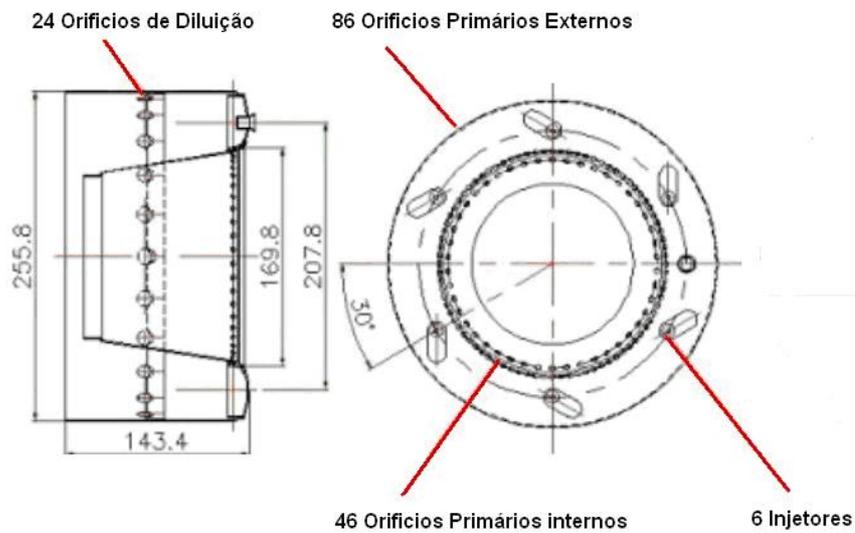


Figura 5. 4 Dimensões da câmara de combustão

Tabela 5. 1 Dados técnicos do equipamento segundo o fabricante.

Local	Grandeza	Valor
Condições ambientes	Pressão ambiente (atm)	1
	Temperatura ambiente (° C)	25
Compressor	Temperatura do ar na entrada do compressor (° C)	25
	Temperatura do ar na saída do compressor (° C)	460
	Vazão mássica do ar (kg/s)	0,95
	Pressão do ar na saída do compressor (kPa)	4,14
	Potência nominal do compressor (kW)	45
Injetor de combustível	Pressão da entrada do combustível (kPa)	368,140
	Temperatura do combustível (° C)	25
	Vazão nominal do combustível (kg/s)	0,011
	Vazão máxima do combustível (kg/s)	0,014
	Consumo específico de combustível (kg/kWh)	0,8618
Turbina	Temperatura máxima na entrada da turbina (° C)	637,78
	Temperatura nominal do gás de exaustão (° C)	476,7
	Temperatura máxima do gás na exaustão (° C)	493
	Rotação nominal da turbina (rpm)	61091
	Peso total da turbina (kg)	68,039

De acordo com Lefebvre (1983), podem-se adotar alguns valores típicos para as câmaras de combustão, entre eles: velocidade do ar na entrada da câmara de combustão entre 120 e 150 m/s; velocidade do ar no injetor entre 25 a 30 m/s; a temperatura de chama entre 1800 a 2100 °C (dependendo do tipo de chama); a temperatura dos gases quentes na exaustão de aproximadamente 850°C.

É fato que a mudança de combustível influencia na natureza da chama, porém outros fatores também são importantes para a análise do processo de combustão, como a geometria, a relação ar/combustível, o tipo de bico injetor entre outros.

Para a utilização de diferentes combustíveis em uma câmara projetada para um combustível específico são necessárias algumas mudanças geométricas, para que se tenha a mesma eficiência ou um valor ainda maior. Neto (2000) realizou a análise de uma câmara de combustão operando com gás natural e as conseqüências da alteração do combustível para um gás de baixo poder calorífico, o gás de gaseificação da biomassa. Foi verificada a necessidade de mudanças geométricas para permitir essa troca de combustível, necessitando-se de alterações no número de orifícios, tanto primários como nos de diluição.

Outro fato de suma importância é que se utilizou neste trabalho, combustíveis gasosos, como o metano ou o gás natural, e a câmara fabricada pela Solar Turbines simulada, foi projetada para combustíveis líquidos (querosene). O poder calorífico destes combustíveis tem

valores próximos, sendo que o PCI do gás natural é 47 MJ/kg e do querosene é 43 MJ/kg. Algumas diferenças serão notadas quando analisada a combustão, como por exemplo, na quantidade de ar necessária para a zona primária da combustão e para a diluição, como também no tempo de residência, que no caso dos líquidos é maior.

5.2 Cálculo Termodinâmico do Ciclo da Microturbina

Para se obter os parâmetros de projeto necessários para a simulação no CFX da câmara de combustão da solar foi utilizado um programa computacional para a simulação do ciclo, pois o fabricante não fornece todos os dados da turbina a gás Solar mencionada. Logo, a simulação da turbina a gás da Solar teve como objetivo, obter de forma aproximada os parâmetros de projeto de entrada e saída do combustor. Isto não invalida a análise do combustor da Solar no CFX, pois os valores calculados pelo programa computacional são obtidos a partir de alguns parâmetros fornecidos pelo fabricante da mesma. A idéia da simulação é obter uma turbina a gás equivalente à turbina gás da solar. O software utilizado para a simulação foi o software comercial *GateCycle*, o qual fornece as condições para a entrada do ar, para a entrada de combustível, e também para a saída dos gases produtos da combustão.

Como já foi mencionado, a simulação com o *GateCycle* permitiu obter as condições do fluido na entrada (ar e combustível) e saída (gases) da câmara de combustão presente na microturbina T-62T-32 fabricada pela Solar Turbines. A simulação foi realizada utilizando gás natural como combustível. Vale lembrar que a câmara de combustão desta turbina foi projetada para utilizar combustível líquido (diesel ou querosene).

Os dados utilizados para a simulação no *GateCycle* são apresentados na Tabela 5.2 .

Tabela 5. 2 Dados de entrada para o *GateCycle*

Dados de entrada do <i>GateCycle</i>	Unidade	Valor
Altitude local	m	840
Temperatura ambiente	° C	22
Pressão barométrica	mmHg	693

A Figura 5.5 mostra um esquema térmico equivalente, para a simulação da microturbina Solar T-62T-32 no software *GateCycle*.

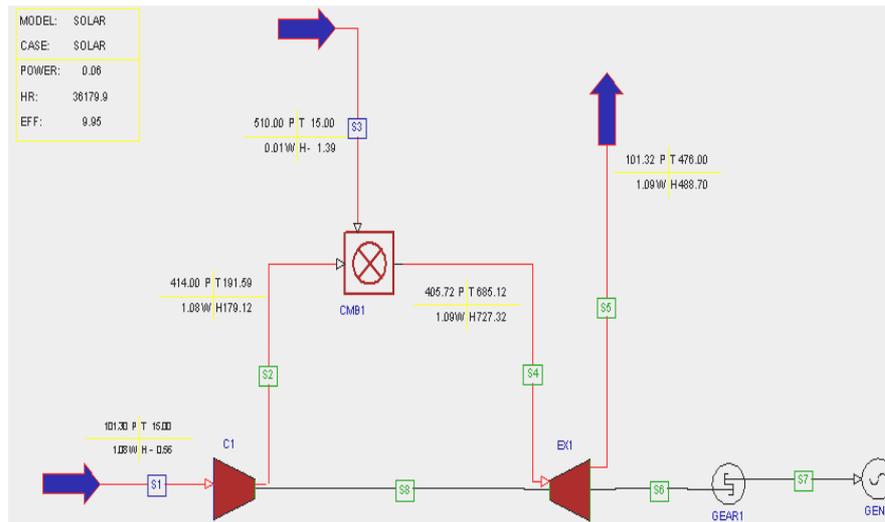


Figura 5. 5 Esquema térmico equivalente para simulação do ciclo da microturbina Solar T-62T-32 no *Gatecycle*

Através da simulação, foram obtidos os valores da temperatura e pressão, para os pontos S1(entrada do compressor), S2(entrada da câmara de combustão), S3(entrada de combustível), S4(saída da câmara de combustão) e S5(Saída da turbina) que são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5. 3 Resultados obtidos utilizando *Gatecycle*

Ponto	Unidade	S1	S2	S3	S4	S5
Temperatura	° C	22	199,8	22	685	478,5
Vazão	kg/s	0,956	0,956	0,011	0,968	0,968
Potência da Turbina	kW	51,01				

Da Figura 5.5 e da Tabela 5.3, são obtidos os valores dos parâmetros de entrada necessários para iniciar as simulações no CFX. Os valores de S2 são os dados de entrada do ar na câmara de combustão, S3 são os dados para a entrada de combustível e S4 os dados de saída dos gases produtos da combustão.

Para esta etapa do trabalho, que consiste no estudo da câmara de combustão T-62T-32 da Solar Turbines com gás natural como combustível, foi utilizado o software *Gaseq*. O *Gaseq* simula a reação de combustão de um dado combustível, utilizando suas frações mássicas ou molares, e determina as concentrações dos produtos deste processo de combustão e a temperatura de chama adiabática.

5.3 Câmara de Combustão da Solar Turbines

Na Tabela 5.4 mostram-se as composições químicas dos elementos do gás natural utilizado como base para as primeiras simulações deste trabalho. Na Tabela 5.4, pode-se verificar que o gás natural testado tem como maiores concentrações o metano e o propano. Devido a este fato a simulação no CFX, restringirá a entrada de dados do combustível gás natural, como sendo composto por metano, propano e dióxido de carbono, já que estes são os componentes mais significativos na composição geral do gás natural em questão. A composição utilizada na Tabela 5.4 foi retirada da GasPetro S.A., www.petrobras.com.br.

Tabela 5. 4 Composição química do gás natural

Gás natural		
Espécies	Unidade	Composição em volume
N ₂	%	1,18
CO ₂	%	1,74
CH ₄	%	87,95
C ₂ H ₄	%	9,13

Para a análise do processo de combustão deve-se fornecer ao Gaseq, a quantidade de ar, as frações mássicas ou molares dos componentes do combustível a ser analisado, as quais para o caso em estudo são mostradas na Tabela 5.5. Como citado anteriormente, este programa também fornece o valor da temperatura de chama adiabática alcançada, durante o processo de combustão, no caso do gás natural utilizado, o valor obtido foi de 2180 [K] aproximadamente.

Tabela 5. 5 Composição do gás natural utilizado

Espécies	Composição	
	Fração molar	Fração mássica
CH ₄	0,8795	0,7939
C ₂ H ₄	0,0913	0,1442
CO ₂	0,0174	0,0432
N ₂	0,0118	0,0186

A câmara de combustão estudada foi dividida em 6 partes para a simulação no CFX, valor referente ao número de injetores presentes na mesma, conforme estudos de Gosselin *et al* (2000), como também de Rizk e Monglia (1991).

Esta divisão é muito importante devido a alguns fatos, entre eles: a câmara é formada de iguais setores favorecendo a análise dos mesmos, possibilidade gerar uma malha mais refinada com o intuito de melhorar as análises realizadas, menor comprometimento da memória computacional e menor tempo de processamento dos resultados.

O setor estudado da câmara de combustão da microturbina da Solar Turbines é mostrado na Figura 5.6. A Figura 5.6 se refere à geometria estudada no Ansys CFX versão 11 e gerada pelo CFX *build* versão 5.6. É importante lembrar que o bico injetor presente na câmara estudada, é um bico alternativo, já que o objetivo foi estudar o escoamento no interior da câmara, sendo que na câmara de combustão da microturbina da Solar o bico injetor é mais complexo. O bico injetor, como também, os orifícios primários e de diluição têm importância significativa para o processo de combustão, de forma que estas análises serão realizadas no decorrer do trabalho.

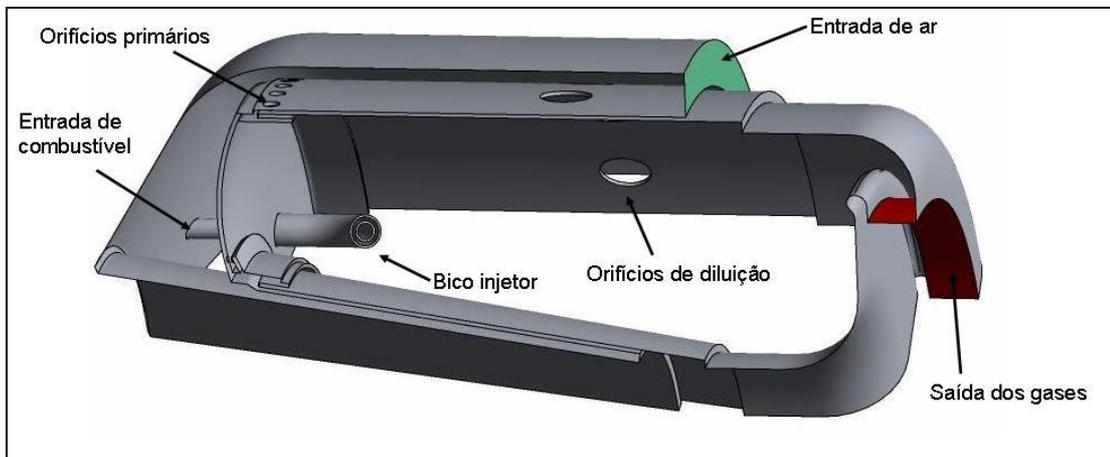


Figura 5. 6 Geometria do setor da câmara de combustão da Solar Turbines

Uma vista superior de um setor da câmara é mostrada na Figura 5.7, para sua melhor visualização, onde as setas identificam as entradas de ar e de combustível e as “paredes” laterais que são consideradas como uma superfície periódica. Estas considerações serão explicadas mais detalhadamente quando forem colocadas as condições de contorno ao domínio estudado.

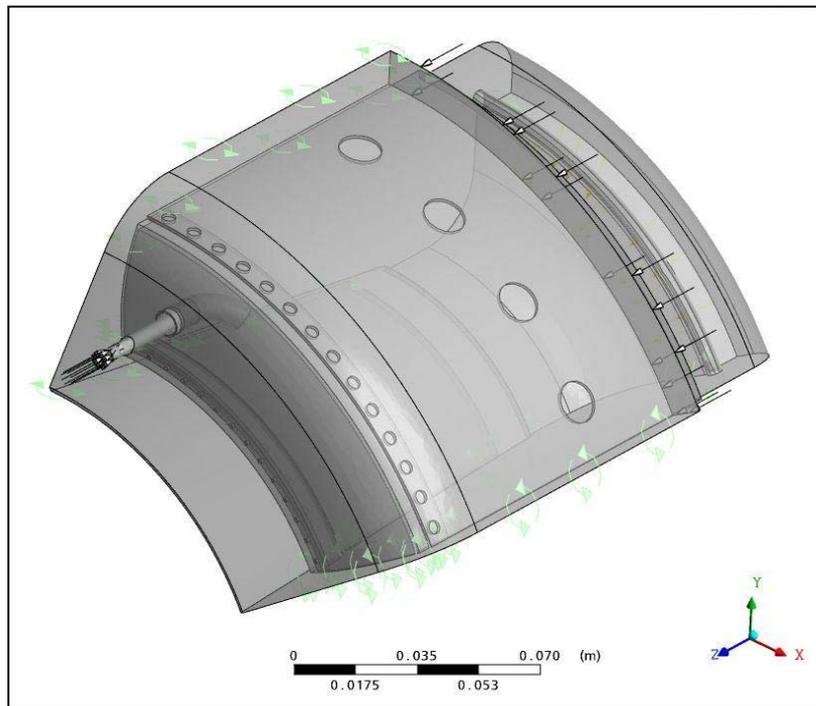


Figura 5. 7 Vista superior do setor da câmara em estudo

5.3.1 Definição da malha e do número de elementos

Após a geração da geometria do setor unitário da câmara de combustão anular, é necessária a definição da malha, ou seja, a discretização da geometria em elementos. Para o caso em estudo foi utilizada uma malha tetraédrica não estruturada em todo o domínio, com 2.417.873 elementos de volume e 466.560 nós. Foi utilizado um refinamento de malha nas regiões de maior interesse e nas regiões onde existem pequenos detalhes, como por exemplo, nos orifícios primários e nas regiões de pequenas espessuras da geometria da câmara. Este refinamento foi realizado para caracterizar melhor o escoamento nas regiões onde existe uma maior turbulência e para uma melhor discretização da geometria como um todo.

Na Figura 5.8, pode ser verificada a diferença dos elementos da malha gerada próxima ao bico injetor, sendo que para o bico injetor a malha recebeu um maior refinamento, para melhor caracterizar o escoamento neste local.

Neste caso estudado não foram utilizadas camadas prismáticas próximo às paredes, já que o objetivo principal foi uma análise mais superficial da aerodinâmica e térmica.

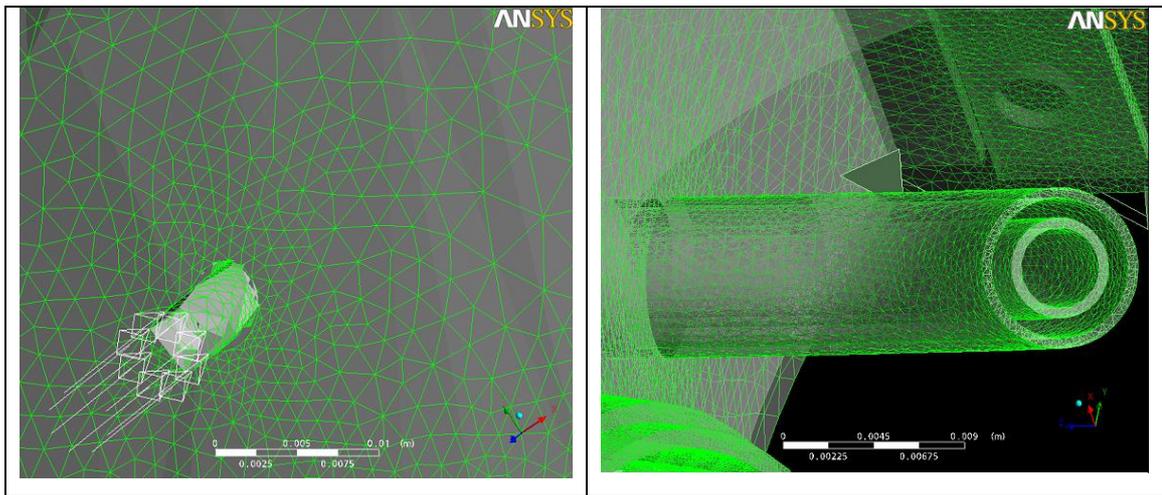


Figura 5. 8 Malha nas proximidades do bico injetor.

5.3.2 Condições de Projeto

As condições de projeto foram obtidas através do *software Gatecycle*, como visto anteriormente. Estes dados servem como uma melhor aproximação para as condições de contorno iniciais das simulações.

Os valores dos parâmetros de projeto obtidos pelos programas citados são apresentados na Tabela 5.6. Para o cálculo da região de injeção de ar primário e de combustível da câmara de combustão e para as simulações foi utilizada uma perda de carga de 2%, sendo a pressão na entrada da câmara de combustão igual a 4 bar.

Tabela 5. 6 Dados fornecidos pelo software *Gatecycle*

Grandeza	Local	Unidade	valor
Vazão mássica de ar	Entrada de ar	kg/s	0,956
Temperatura do ar	Entrada de ar	K	472
Vazão mássica de combustível	Entrada de combustível	kg/s	0,011
Temperatura do combustível	Entrada de combustível	K	295
Pressão Relativa	Saída dos gases	bar	3,92
Temperatura dos gases de exaustão	Saída dos gases	K	958

Inicialmente são definidas na geometria, ou setor estudado, as regiões onde serão colocados os dados de entrada coletados. Por exemplo, deve-se ter uma região definida para a entrada de ar, entrada de combustível e saída dos gases provenientes da combustão. Outra superfície a ser definida é a superfície caracterizada como periódica, ou seja, a superfície de ligação entre o setor estudado e o seguinte, e assim sucessivamente até completar toda a

câmara. A Figura 5.9 mostra a definição das superfícies caracterizadas como periódicas, bem como as entradas de ar e combustível e a saída dos gases. A definição das regiões é realizada de acordo com os interesses de cada estudo específico.

Poder-se-ia ter uma geometria na qual uma superfície simétrica poderia ser utilizada, por exemplo, uma câmara com apenas dois bicos injetores, simétricas relativamente ao eixo z, o que permitiria a utilização de uma superfície simétrica, no lugar de uma superfície periódica. No presente caso, a utilização de superfícies periódicas é mais atrativa devido ao número de bicos injetores.

Outro dado necessário para a simulação é a definição das paredes da câmara que foram consideradas adiabáticas.

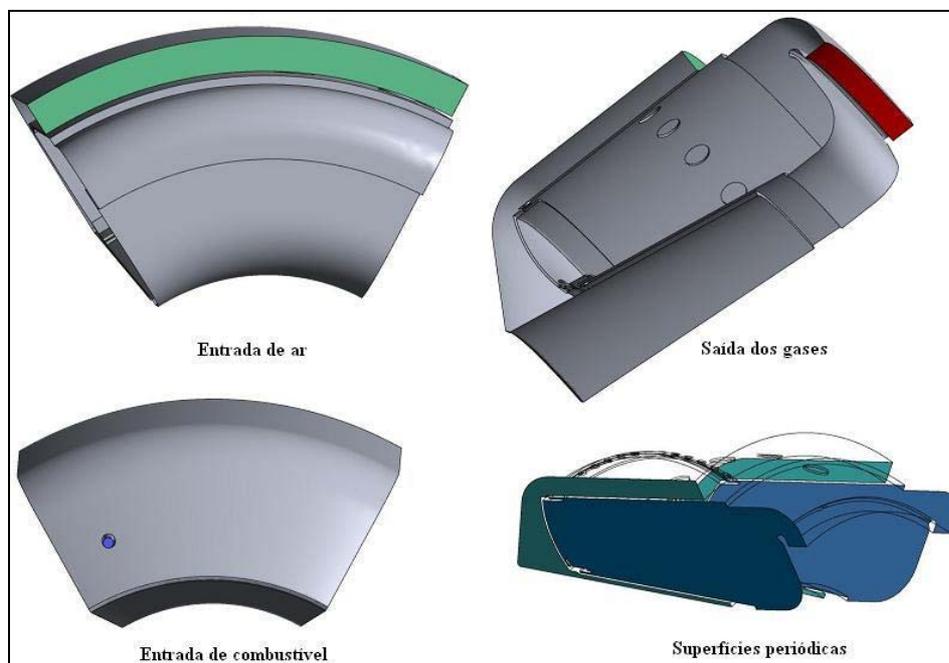


Figura 5. 9 Definição das superfícies estudadas conforme entrada de dados

5.3.3 Especificação dos Modelos Utilizados

1) Modelo de turbulência

Para a determinação do melhor modelo de turbulência a ser utilizado, foi necessária realizar uma validação dos modelos de turbulência mais comumente utilizados por pesquisadores no decorrer dos últimos anos. Para esta validação foi utilizada uma câmara de

combustão já estudada pelo *Israel Institute of Technology (Flocom)* em 2003, cujos dados experimentais são conhecidos. Este estudo foi realizado por Alencar (2007).

2) Modelo de combustão

Existem alguns critérios para a escolha do modelo de combustão que é mais adequado para cada utilização. Um desses critérios, que pode ser considerado um ponto de partida para essa escolha, é o tipo de regime (difuso ou pré-misturado) presente na câmara de combustão em estudo.

Neste trabalho foram realizadas análises para chamas pré-misturadas, como também, difusas (não pré-misturadas).

Para a utilização dos modelos de combustão, faz-se necessária a validação dos mesmos, porém como não se dispõe de uma bancada de teste das câmaras em estudo neste trabalho, foi utilizada a literatura como ponto de partida para a escolha dos modelos de combustão, para chamas pré-misturadas e difusas.

Neste trabalho foi realizada a validação do modelo de combustão para o regime de chama difuso, utilizando uma câmara tubular presente no Laboratório da UNIFEI, e também de acordo com os estudos de Wunning (1996). Os resultados desta validação podem ser vistos no capítulo de análise dos resultados.

3) Modelo de radiação

A câmara de combustão recebe calor da chama e transfere para o fluxo de ar de resfriamento e depois para a carcaça da câmara. Este por sua vez transfere uma parte para o meio ambiente e outra parte é retransmitida para o fluxo de ar entre o tubo de chama e a carcaça.

De acordo com Lefebvre (1983), o tubo de chama pode ser considerado um recipiente fechado onde escoam gases quentes, cercados por ar que escoam entre este recipiente e sua carcaça. O tubo de chama é aquecido pela radiação e convecção dos gases em seu interior, e refrigerado pela radiação da carcaça e pela convecção do ar que circula entre a carcaça e o tubo de chama. Os valores relativos aos componentes da radiação e da convecção dependem da geometria e das condições de operação do sistema.

Ainda segundo Lefebvre (1983), mais de 80% da quantidade de calor transferido em câmaras de combustão, onde o combustível é líquido ou gasoso, se dá por radiação.

Como no presente caso, a presença de fuligem não é considerada, o meio é adotado como transparente para a radiação. Supondo que as paredes refletem toda a radiação que é

transmitida do fluido, não sendo influenciadas pelo processo de combustão, o modelo de transferência de calor adotado inicialmente é o Modelo das Transferências Discretas (DTM). Este modelo é adequado, pois a radiação interfere no meio através do aquecimento das paredes, já que o mesmo é considerado transparente.

O modelo espectral adotado é o modelo Gray, pois assume que a radiação é uniforme através do espectro, ou seja, a radiação é a mesma para todas as frequências.

5.3.4 Critério de Convergência

Para cada simulação, deve ser especificado o erro alvo máximo para a execução dos cálculos, como também o número de iterações para que se alcance essa precisão especificada.

Deve-se lembrar que se o erro alvo for alcançado com um número de iterações menor que o especificado, o cálculo pára automaticamente. No caso da câmara de combustão, como o processo de combustão é muito complexo, o número de iterações necessárias para alcançar o erro alvo é elevado, pois as equações que regem este fenômeno são complexas.

Para a simulação da câmara de combustão da Solar Turbines, modelo T-64T-32, foi realizada a simulação com os seguintes critérios de convergência, Tabela 5.7. Estes valores foram escolhidos inicialmente para verificar a possibilidade de convergência.

Tabela 5. 7 Critérios de convergência

Critério	Valor
Erro alvo	10^{-6}
Número de iterações	1600

É importante salientar que a análise dos gráficos de convergência também está ligada aos resultados experimentais. Quando o erro alvo não é atingido, porém a curva de convergência está estável em torno de um valor próximo ao estipulado, pode-se fazer uma comparação entre os resultados da simulação e os resultados experimentais, para a verificação da adequação do resultado. No caso da simulação da câmara da Solar Turbine, a comparação não foi feita, pois não se tem resultados experimentais.

5.4 Câmara de Combustão para a turbina de 600 kW

Neste trabalho serão estudadas câmaras de combustão com regime de chama difusa e pré-misturada ou mais criteriosamente, parcialmente pré-misturada.

Conforme mencionado anteriormente, de acordo com os dados fornecidos por um programa FORTRAN, o qual dimensiona o compressor e a turbina para a microturbina de 600 kW, a câmara de combustão foi redimensionada. Os dados fornecidos por este programa foram retirados de outro trabalho.

Para o escalonamento da câmara de combustão deve-se levar em consideração vários aspectos, como por exemplo, temperatura de chama adiabática, valor de CO emitido na região da chama, entre outros. A melhor estratégia de escala é utilizar a temperatura da zona de reação do combustor progenitor, utilizando os parâmetros de carregamento (θ), conforme a equação 5.1 (Lefebvre, 1983).

$$\frac{1}{\theta} = \frac{\dot{m}}{P_3^{1,75} A_{ref} D_{ref}^{0,75} e^{\frac{T_b}{b}}} \quad 5.1$$

Onde:

\dot{m} = vazão em massa do escoamento primário;

A_{ref} = área de referência da câmara de combustão (zona primária);

D_{ref} = diâmetro de referência (zona primária);

T = temperatura da zona de reação, freqüentemente é usado T_3 (temperatura de entrada da câmara da combustão), apesar de não ser rigoroso, isto deve ser evitado.

b = parâmetro obtido durante testes em baixa pressão, pode ser utilizado para vários tipos de câmaras de combustão satisfatoriamente, com valor 300.

O cálculo do carregamento, utilizando a equação 5.1, foi então a referência básica para o escalonamento. Isto é, buscou-se o mesmo carregamento (igual valor) para a nova câmara a ser projetada. A Tabela 5.8 mostra os dados térmicos, aerodinâmicos, geométricos e o resultado do cálculo do coeficiente de carregamento da turbina a gás Solar.

Tabela 5. 8 Dados e valor de carregamento para Solar Turbines

Câmara de combustão - Solar Turbines			
Variável	Unidade	Valor	
Massa de ar (m) - total	kg/s	0,95	
Pressão (P_3)	Pa	405300	
Área de referência (A_{ref})-tot	m ²	0,038118224	
Diâmetro de referência (D_{ref})	m	0,0629	
Temperatura (T_b)	K	473	
Coefficiente B		300	
Raios		Carregamento	
r_1 (maior)	0,1279	1/0	6,30E-09
r_2 (menor)	0,065	0	1,6E+08

A câmara de combustão da turbina a gás de 600 kW deve ser encaixada entre o compressor e a turbina. A Figura 5.10, mostra a geometria do carretel compressor-turbina já calculado anteriormente. O escalonamento aerodinâmico da câmara de combustão nem sempre é realizado com precisão, uma vez que esta é ajustada entre o compressor e a turbina. Assim, foi decidido fazer um escalonamento geométrico e verificar se o novo coeficiente de escalonamento estava próximo do progenitor. A diferença entre eles não é muito acentuada, em torno de 12%, portanto foi mantido o escalonamento geométrico.

O escalonamento aerodinâmico mantém as características térmicas e aerodinâmicas da câmara tomada como referência, que é uma câmara de combustão para a qual se dispõe de dados experimentais. Esta técnica reduz o custo do projeto da nova câmara de combustão.

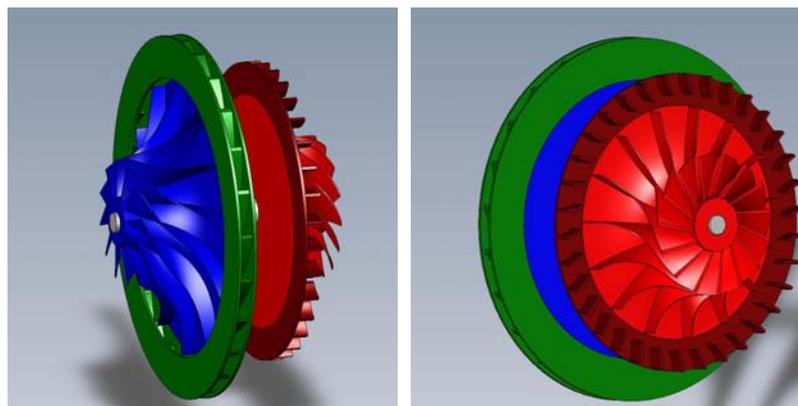


Figura 5. 10 Vistas do conjunto compressor-turbina

Para o presente trabalho, foi realizado um escalonamento geométrico da câmara da Solar Turbines, tendo como base os projetos do compressor e da turbina, Figura 5.10, fazendo algumas modificações para uma melhor recirculação do fluxo e diminuição das perdas de

carga da nova câmara projetada, como por exemplo, nas paredes próximas a saída do tubo de chama, conforme mostra a Figura 5.11.

Na Figura 5.11 podem ser verificadas algumas mudanças geométricas no plano longitudinal da câmara de combustão, sendo a câmara da Solar dividida em 6 partes e a nova câmara projetada, dividida em 20 partes. Essa divisão foi baseada no número de bicos injetores de combustível.

Como pode-se observar na Figura 5.11, na simulação da câmara de combustão da Solar Turbines, foi utilizado um bico simplificado, como mencionado anteriormente. Porém, para o projeto da nova câmara foi realizado um cálculo mais criterioso, para desenvolvimento de um novo bico, utilizando valores apropriados de temperatura adiabática da chama, visando a redução de emissão de poluentes. Maiores detalhes sobre a geometria dos bicos serão apresentados nos itens 5.4.1 a 5.4.4.

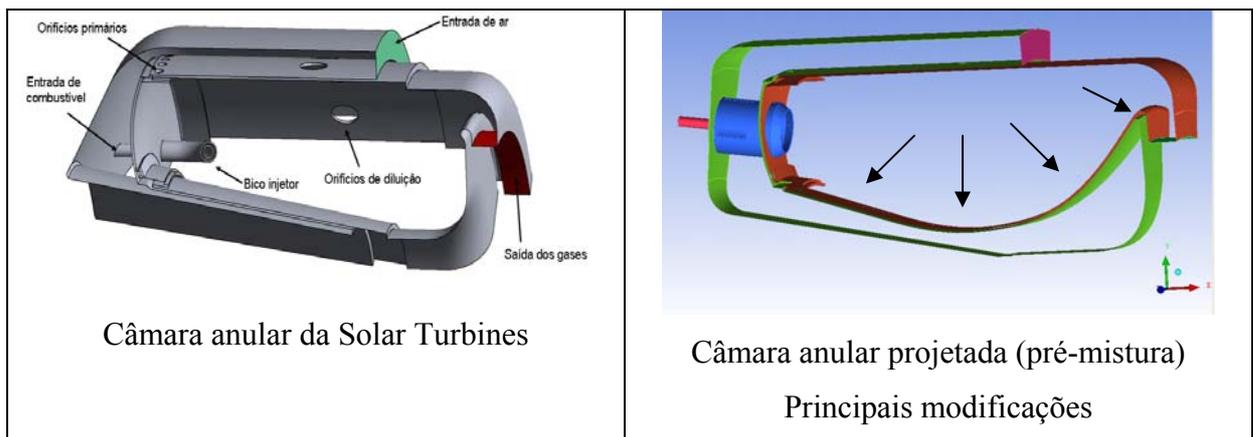


Figura 5. 11 Mudanças realizadas na geometria da câmara

Para o projeto do novo bico, foi preciso calcular a quantidade de ar necessária para a combustão, ou seja, a quantidade de ar primário e a quantidade de ar de diluição. Para isso, foi montado um esquema da distribuição do ar e entrada de combustível na câmara de combustão.

Na Figura 5.12, o ar vindo do compressor (ponto 2), se distribui na zona primária (ponto 2.1) e na diluição (ponto 2.2). Essa separação da vazão em massa de ar é importante para verificar a quantidade de ar que realmente participa do processo de combustão.

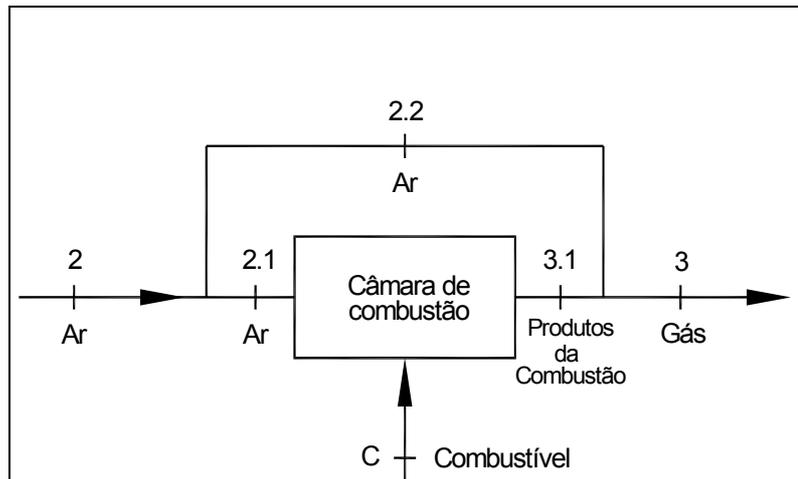


Figura 5. 12 Esquema da distribuição do ar e entrada de combustível na câmara de combustão

Os dados da vazão em massa de ar vindo do compressor, como também outros dados de igual importância, são obtidos do *Gatecycle* simulando o novo ciclo da turbina de 600 kW, como consta na Tabela 5.9. Estes dados serão utilizados para a simulação da nova câmara no CFX.

Tabela 5. 9 Dados fornecidos pelo *Gatecycle*

Parâmetros de projeto			
Parâmetro	Valores	Unidade	Descrição
η_c	80	%	Eficiência isentrópica do compressor
η_t	85	%	Eficiência isentrópica da turbina
η_m	98	%	Eficiência mecânica
η_b	99	%	Eficiência da combustão
$\Delta P_b/P$	0,02	-	Perda de carga na câmara de combustão
TET	850	°C	Temperatura de entrada da turbina
W	600	kW	Potência útil
T_{amb}	15	°C	Temperatura ambiente
P_{amb}	101,32	kPa	Pressão ambiente
ϕ	60	%	Umidade relativa
P_2/P_1	4,0	-	Razão de pressão
H	18,2	%	Eficiência do ciclo
T_{ex}	574,8	°C	Temperatura de exaustão
\dot{m}_{ar}	4,288	kg/s	Massa de ar
\dot{m}_{comb}	0,072	kg/s	Massa de combustível

Para determinar a quantidade de ar primário, com a qual a temperatura de reação é de aproximadamente 1800°C, valor para um apropriado nível de formação de CO na zona da chama, foi utilizado um processo iterativo. Para a realização deste cálculo foi utilizada uma planilha em Excel, cujo equacionamento pode ser encontrado em livros de Termodinâmica.

5.4.1 Chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com gás natural

Para esta etapa do trabalho foi utilizado o gás natural cuja composição consta na Tabela 5.4. Outros dados de entrada também foram necessários para a realização do cálculo da temperatura da chama adiabática, como também da distribuição de ar vinda do compressor. Estes dados estão listados na Tabela 5.10.

Tabela 5. 10 Dados de entrada para a reação de combustão

Dados de entrada		
Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura do combustível	288	K
Temperatura na entrada da câmara	461	K
Vazão em massa de ar vinda do compressor	4,288	kg/s
Constante universal dos gases R	8,314	kJ/kmolK
Temperatura de referência	298	K
Temperatura na entrada da turbina	1123	K

Utilizando os dados das Tabelas 5.5 e 5.10, tem-se o valor da temperatura adiabática da chama e os valores da vazão em massa presente na região primária e de diluição, como também a vazão em massa de combustível. Para isto foi utilizada uma razão de equivalência de 0,55, sendo o excesso de ar igual a 80%, buscando alcançar uma temperatura da chama de aproximadamente 1800 K. Esta razão de equivalência de 0,55 está adequada com a linha de equilíbrio da Figura 3.18. Os valores das vazões em massa de ar e combustível e a temperatura da chama, para uma razão de equivalência de 0,55, podem ser vistos na Tabela 5.11. Para o cálculo estequiométrico a vazão em massa de combustível é igual a 0,07 kg/s e a temperatura da chama é igual a 2499 K.

Tabela 5. 11 Parâmetros calculados no processo iterativo para chama pré-misturada

Valores calculados		
Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão em massa de ar no ponto 2.1	1,8	kg/s
Vazão em massa de ar no ponto 2.2	2,49	kg/s
Vazão em massa de combustível	0,06	kg/s
Temperatura de chama adiabática	1865	K

Com os valores das vazões em massa de ar e combustível necessários para a região de pré-mistura, visando obter baixos níveis de emissão de CO, pode-se então, iniciar o projeto do bico injetor de combustível e ar para reação de combustão.

A nova câmara de combustão projetada contém 20 bicos injetores de combustível. Para facilitar a simulação no CFX, a câmara de combustão anular foi dividida em 20 setores iguais, valor referente ao número de bicos injetores. Esta quantidade de bicos é proporcional ao número de bicos presentes na câmara de combustão da Solar Turbines e também é necessária para garantir uma temperatura uniforme na saída do combustor. O fator de escala utilizado foi de 3.6. Em geral, se faz uma proposta do número de bicos e em seguida efetua-se uma análise experimental ou uma simulação computacional em 3D, para auxiliar nas decisões a serem tomadas. O presente trabalho optou por manter proporcionalmente a mesma distância entre os bicos da câmara tomada como referência. Para verificar se a quantidade de bicos está correta, foi realizada uma simulação numérica, como é mostrado no item de resultados das simulações no CFX, mais a frente.

O cálculo do bico injetor foi dividido em duas partes: uma para a injeção de combustível e outra para a entrada de ar no tubo de chama, utilizando os valores das vazões em massa de ambos, que constam na Tabela 5.12, lembrando que os valores das vazões em massa devem ser divididos pelo número de setores utilizados, ou seja, os valores das vazões mássicas devem ser divididos por 20.

Inicialmente, o intuito foi promover um *swirl* no interior da câmara de pré-mistura, região anterior à zona primária. Para isso, utilizou-se a Equação 5.2, segundo Lefebvre (1983), para o cálculo da área frontal do *swirl* a ser projetado, ou seja, a área frontal da câmara de pré-mistura.

$$A_{sw} = \left[\frac{k\sqrt{m}}{\cos\theta^2 \left(2\rho\Delta P + \frac{k\sqrt{m}}{A_L^2} \right)} \right]^{0,5} \quad 5.2$$

Sendo, segundo Lefebvre (1983):

A_{sw} = área frontal do *swirler*;

ΔP = queda de pressão no *swirler* = 3-4% de P_3 ;

θ = ângulo da pá = 30-60°;

ρ = massa específica da mistura ar/combustível;

k = constante igual a 1,3 (superfícies retas) e 1,15 (superfícies curvas);

A_L = área do tubo de chama (área do tubo de chama no setor analisado).

Para este cálculo foram utilizados: $A_L=0,014 \text{ m}^2$, $\theta=60^\circ$, $k=1,15$, $\rho=0,714$ (utilizando o componente mais significativo do combustível, o CH_4 , para o cálculo aproximado da massa específica da mistura ar/combustível) e m =massa de ar primário + massa de combustível presente na câmara de pré-mistura.

Para o cálculo do bico injetor de ar na zona primária, foram utilizadas as mesmas equações utilizadas para o cálculo do injetor de combustível, porém para o cálculo da área necessária para escoar a massa de ar primário, foi utilizada a Equação 5.3, Lefebvre (1983).

$$m_p = C_D A_p [2\rho_3 \Delta P]^{0,5} \quad 5.3$$

Sendo:

ΔP = perda de carga total na câmara de combustão;

C_D = fator de carga;

m_p = vazão mássica de ar que entra na zona primária;

ρ = massa específica do ar;

A_p = área necessária para escoar a massa de ar primário.

Para a perda de carga total na câmara foi atribuído um valor de 2%, ou seja, $\Delta P/P_3 = 0,02$, e a distribuição desta perda dentro da câmara é dada por: 0,01 na região primária e 0,01 para os orifícios de diluição. Não existe regra para esta divisão, em geral, esta divisão fica a cargo da experiência do projetista.

Para os cálculos das dimensões dos orifícios retangulares (A_{or}) foi utilizada a Equação 5.4, após a escolha do número de aberturas a serem utilizadas para o escoamento do ar primário.

$$A_{or} = bh \quad 5.4$$

A Figura 5.13, mostra os parâmetros a serem calculados para o projeto do bico para a chama pré-misturada.

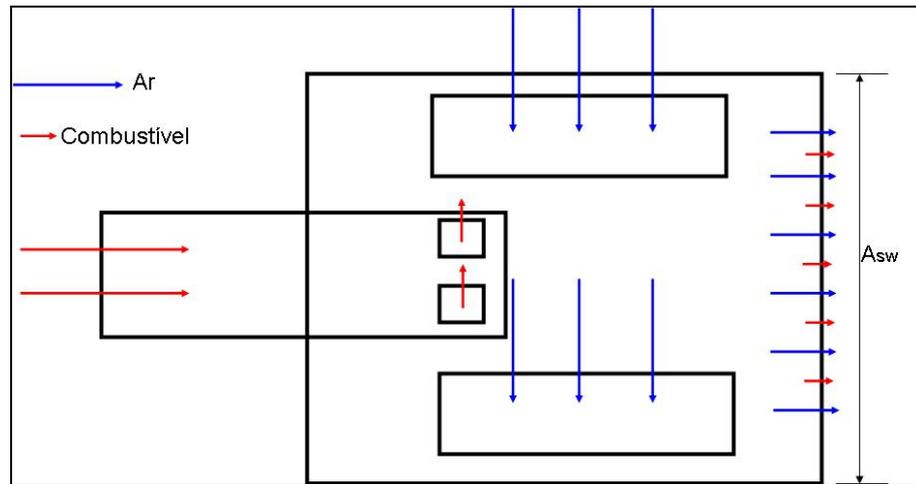


Figura 5. 13 Esquema do projeto do bico para chama pré-misturada.

Para o cálculo do bico de combustível, calcula-se a velocidade do som através da Equação 5.5.

$$V_{som} = \sqrt{kRT} \quad 5.5$$

Utilizando uma simplificação para o gás natural, o valor de k para o metano, foi calculado utilizando a Equação 5.6, a uma temperatura de 300 K:

$$\frac{\overline{C_p}}{R} = 3,826 - 2,211T + 7,580T^2 - 3,898T^3 + 0,6633T^4 \quad 5.6$$

Para o cálculo da área necessária para a distribuição da vazão em massa de combustível, foi utilizada a Equação 5.7.

$$\dot{m} = \rho VA_c \quad 5.7$$

Na Equação 5.7, a velocidade foi calculada através da velocidade do som, Equação 5.6, multiplicada pelo valor de Mach = 0,15.

Os dados de entrada para a construção do injetor de combustível são mostrados na Tabela 5.12, seguidos pela Tabela 5.13, onde são mostrados os resultados obtidos dos cálculos.

Tabela 5.12 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível (setor unitário)

Dados de entrada (1 setor)		
Injetor de combustível - Gás natural		
Constante R	286	J/kgK
Temperatura	288	K
Vazão em massa de combustível	0,003	kg/s
Massa específica do metano	0,714	kg/m ³
Número de Mach	0,15	-

Na Tabela 5.12, deve-se lembrar que o valor para a vazão mássica de combustível igual a 0,003 kg/s, refere-se ao valor de massa total de combustível total (0,06 kg/s) dividido pelo número de setores (20).

Tabela 5. 13 Resultados obtidos (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,000096	m ²
Diâmetro	0,011	m
Número de orifícios	4	unid
Formato	retangular	-
Base	0,005	m
Altura	0,0048	m

Com o valor da área necessária para a vazão em massa de combustível, foi então calculado o bico injetor de combustível. Para favorecer a recirculação e uma melhor mistura do combustível com o ar, foram criados orifícios retangulares próximos à extremidade do bico injetor de combustível.

Os dados de entrada para a construção do injetor de ar primário são mostrados na Tabela 5.14, seguidos pela Tabela 5.15, onde são mostrados os resultados obtidos dos cálculos.

Na Tabela 5.14, o valor para a vazão mássica de ar igual a 0,09 kg/s, refere-se ao valor da massa de ar primário total (1,8 kg/s) dividido pelo número de setores (20).

Tabela 5. 14 Dados de entrada para a construção do injetor de ar primário (setor unitário)

Dados de entrada (1 setor)		
Injetor de ar primário		
Constante R	286	J/kgK
Temperatura	288,15	K
Vazão em massa de ar	0,09	kg/s
Densidade do ar	1,2	kg/m ³
Número de Mach	0,1	
C _D	0,52	

Tabela 5. 15 Resultados obtidos (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,0018	m ²
Diâmetro	0,07	m
Número de orifícios	4	unid
Formato	retangular	
Base	0,04	m
Altura	0,011	m

Para o cálculo da área dos orifícios de diluição foi utilizado a Equação 5.8, Lefebvre (1983), para cada setor.

$$nd_j^2 = \frac{15,25m_j}{(P_3\Delta P_L / T_3)^{0,5}} \quad 5.8$$

Onde: \dot{m}_j = vazão em massa no orifício de diluição, ou vazão mássica de diluição;

P_3, T_3 = Pressão e temperatura na entrada da câmara de combustão;

ΔP_L = Perda de pressão no tubo de chama;

n = número de orifícios;

d_j = diâmetro do orifício de diluição.

Utilizando a Equação 5.8, com os dados de entrada da Tabela 5.16, obtém-se os resultados mostrados na Tabela 5.17. A vazão em massa de diluição foi dividida em um orifício na parte inferior do tubo de chama e dois orifícios na parte superior do mesmo, visando um melhor perfil de temperatura na saída da câmara de combustão e uma melhor dissociação dos elementos formados na região da chama. Como a perda de carga é de 2%, em todo o tubo de chama, este valor foi dividido entre os orifícios de diluição e os bicos de ar e combustível, ou seja, para os orifícios de diluição foi considerada uma perda de carga de 1% da pressão na entrada.

Tabela 5. 16 Dados de entrada para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário)

Dados de entrada		
Orifícios de diluição		
Vazão em massa de ar	0,1245	kg/s
Pressão na entrada	405,300	kPa
Perda de carga	4053	-

Tabela 5. 17 Resultados obtidos para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,00038	m ²
Diâmetro do orifício inferior	0,022	m
Diâmetro dos orifícios superiores	0,016	m
Número de orifícios	2	unid
Formato	Circular	

Na Figura 5.14, é mostrada a sequência de cálculos que definem as dimensões da câmara de pré-mistura (injetor de ar + combustível) para o projeto da câmara com chama pré-misturada, como também a dimensões dos orifícios de diluição.

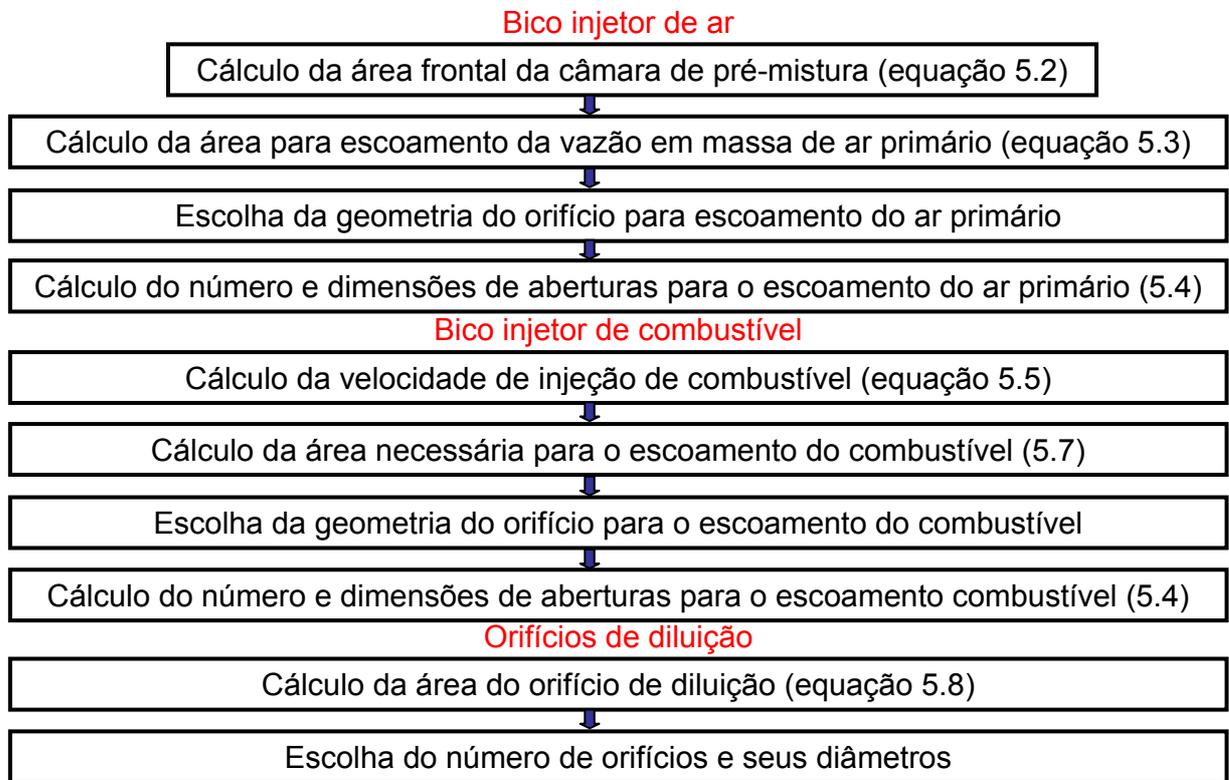


Figura 5. 14 Sequência de cálculos que definem as dimensões do injetor de ar, combustível e orifícios de diluição para câmara com chama pré-misturada

Os bicos injetores de combustível e de ar projetados, conforme cálculos descritos acima, podem ser vistos na Figura 5.15, separadamente, como também sua montagem final isolada e no setor a ser analisado, Figura 5.16. Observa-se na Figura 5.16 que o injetor de combustível foi montado no interior do injetor de ar primário, numa posição tal, que seja favorecida a mistura ar/combustível, antes da zona de combustão.

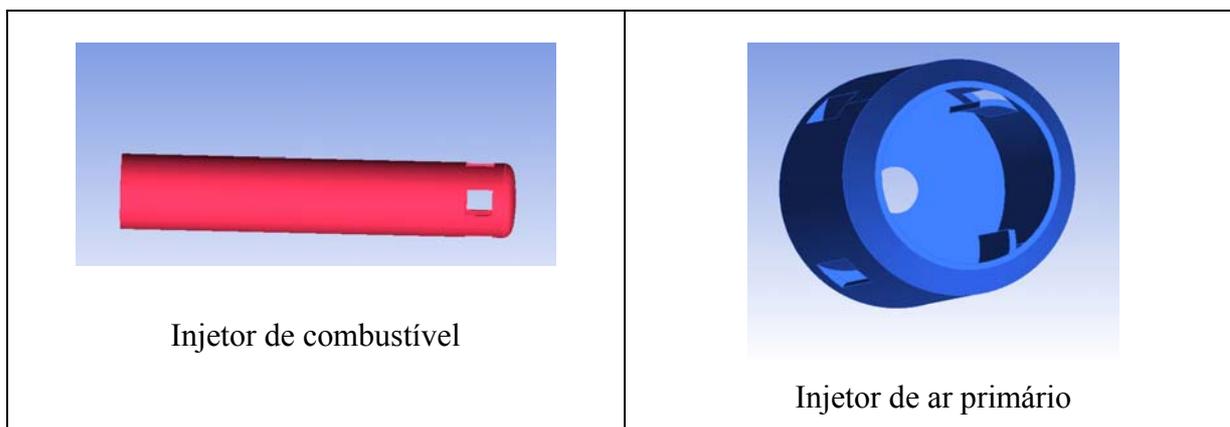


Figura 5. 15 Bico de injeção de combustível e de ar primário, pré-mistura (gás natural)

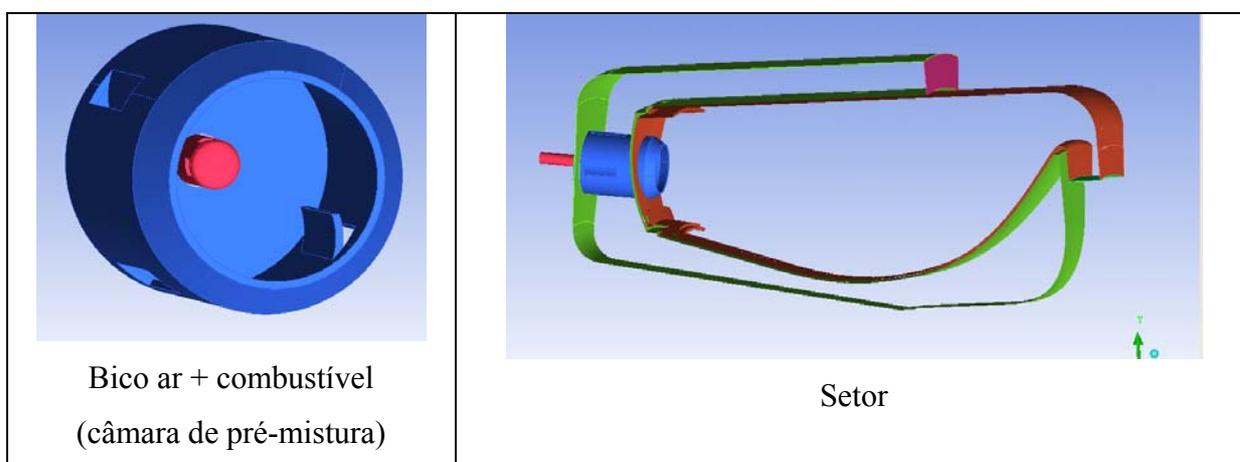


Figura 5. 16 Montagem do injetor de ar e combustível isolada e no setor a ser analisado, pré-mistura (gás natural)

5.4.2 Chama difusa com gás natural

Para a construção do bico injetor de combustível e de ar primário, para a chama difusa, foram utilizados os mesmos conceitos do item 5.4.1, porém agora utilizando uma razão de equivalência de 0,98.

Os dados de entrada para início dos cálculos são os mesmos da Tabela 5.11, com exceção do valor do excesso de ar, que para a chama difusa foi de 3% para atingir o valor de razão de equivalência. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 5.18.

Na Figura 5.17, é mostrado o esquema para o projeto do bico para a chama não pré-misturada.

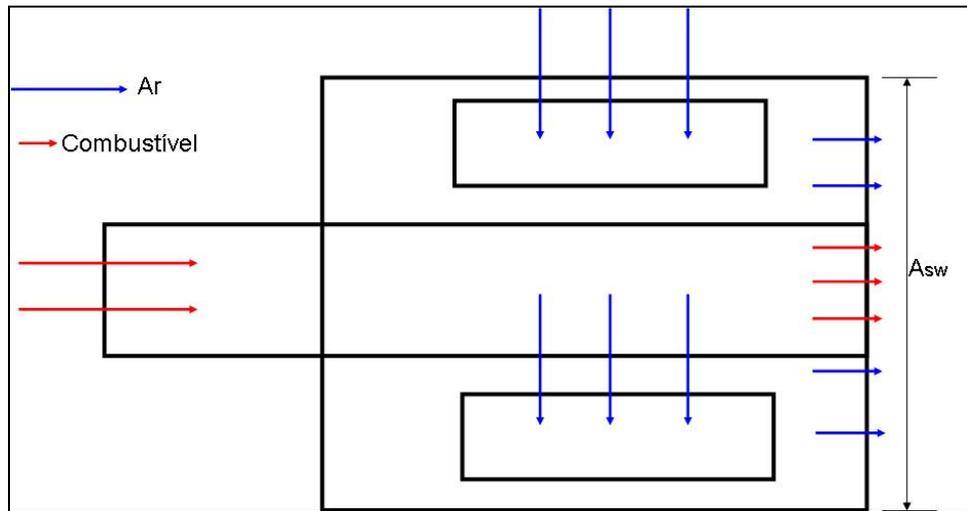


Figura 5. 17 Esquema para o projeto do bico para chama não pré-misturada

Para a construção do bico injetor de combustível, tem-se os resultados do cálculo na Tabela 5.19 e para a construção do injetor de ar, tem-se os resultados do cálculo na Tabela 2.20, como segue.

Para o cálculo dos orifícios de diluição, o procedimento também foi o mesmo utilizado para a chama pré-misturada, e os resultados obtidos neste cálculo são apresentados na Tabela 5.21.

Tabela 5. 18 Parâmetros calculados no processo iterativo para chama difusa

Valores calculados		
Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão em massa de ar no ponto 2.1	1,17	kg/s
Vazão em massa de ar no ponto 2.2	3,12	kg/s
Vazão em massa de combustível	0,07	kg/s
Temperatura adiabática de chama	2464,66	K

Tabela 5. 19 Resultados obtidos para a construção do injetor de combustível (setor unitário)

Injetor de combustível		
Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,00011	m ²
Diâmetro	0,012	m
Número de orifícios	1	unid
Formato	Circular	-

Tabela 5. 20 Resultados obtidos para a construção do injetor de ar primário (setor unitário)

Injetor de ar primário		
Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,00114	m ²
Diâmetro	0,04	m
Número de orifícios	4	unid
Formato	retangular	
Base	0,04	m
Altura	0,0071	m

Tabela 5. 21 Resultados obtidos para a construção dos orifícios de diluição (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,00049	m ²
Diâmetro do orifício inferior	0,025	m
Diâmetro dos orifícios superiores	0,018	m
Número de orifícios	2	unid
Formato	Circular	

Na Figura 5.18, é mostrada a sequência de cálculos que definem as dimensões do injetor de ar e injetor de combustível para o projeto da chama difusa, como também a dimensões dos orifícios de diluição.

O bico injetor de combustível e o bico injetor de ar, para a chama difusa projetados podem ser vistos na Figura 5.19, separadamente, como também sua montagem final isolada e no setor a ser analisado. Observa-se na Figura 5.20 que o injetor de combustível foi montado no interior do injetor de ar primário, numa posição tal que, a mistura ar/combustível aconteça na zona de combustão.

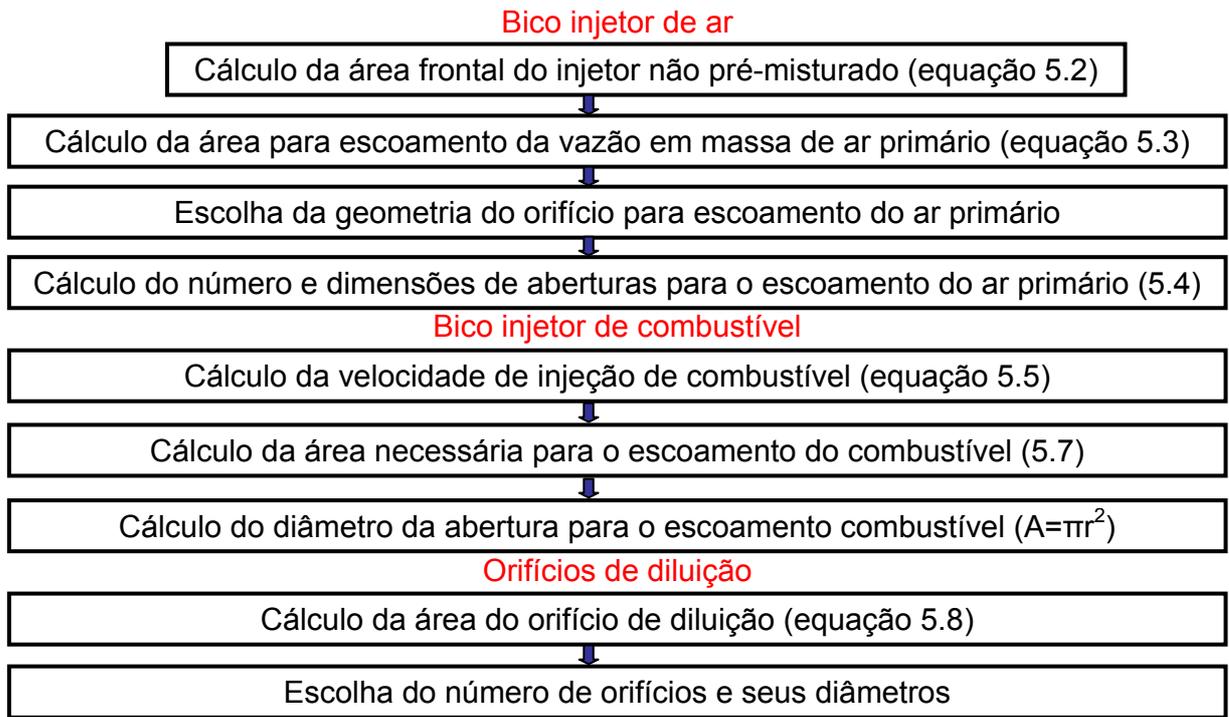


Figura 5. 18 Seqüência de cálculos para o projeto do bico para chama difusa

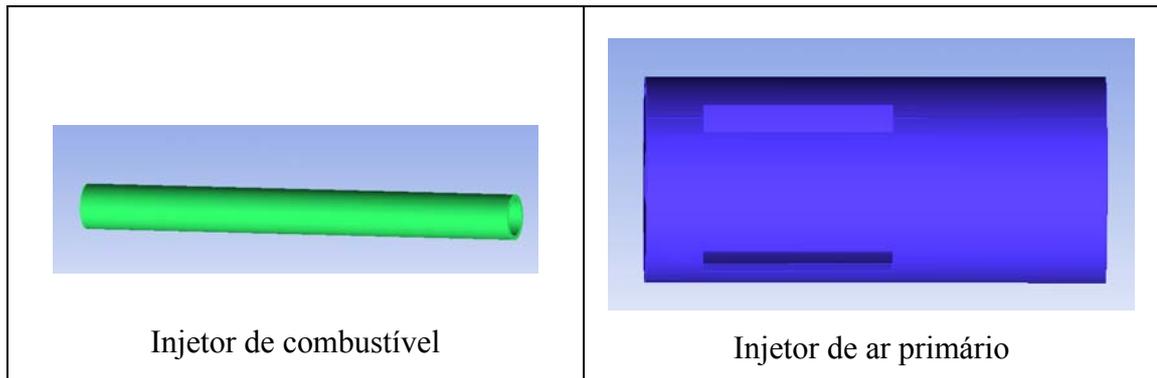


Figura 5. 19 Bico de injeção de combustível e de ar primário, chama difusa (gás natural)

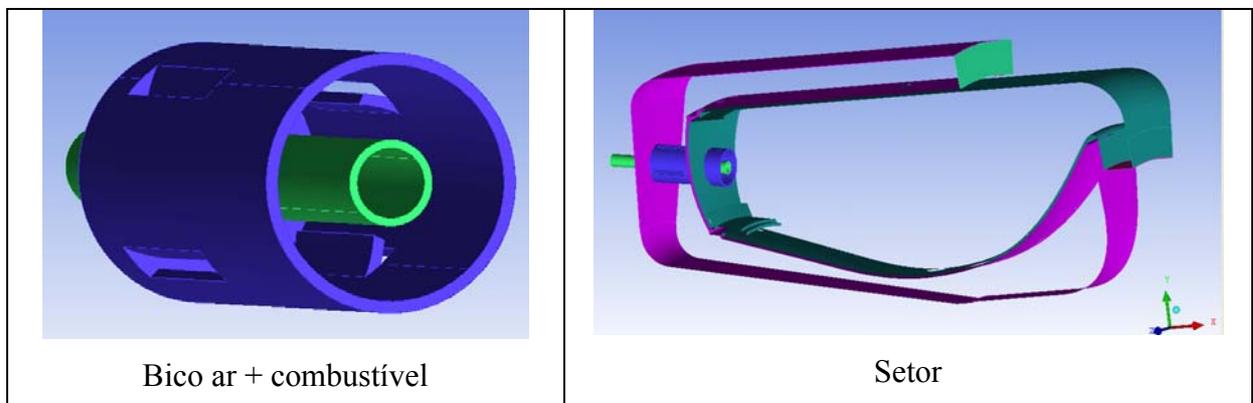


Figura 5. 20 Montagem do injetor de ar e combustível isolada e no setor a ser analisado, chama difusa (gás natural)

5.4.3 Câmara com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com biogás

Nesta etapa do trabalho foi utilizado como combustível o biogás. Biogás é uma mistura gasosa combustível resultante da fermentação anaeróbia da matéria orgânica. A proporção de cada gás depende de alguns parâmetros como, por exemplo, o tipo de biodigestor e o substrato a digerir. De qualquer forma, o biogás é composto essencialmente de metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2), estando seu poder calorífico diretamente ligado a quantidade de metano existente na mistura. O biogás pode ser proveniente de resíduos líquidos ou sólidos, de origem rural, urbana ou industrial (CENBIO, 2004).

A composição do biogás utilizado neste trabalho é a composição presente no biogás da ETE da SABESP de Barueri, a maior da América Latina, cuja composição é mostrada na Tabela 5.22. Outras características do biogás são apresentadas na Tabela 5.23.

Tabela 5. 22 Composição média do biogás em %, na ETE da SABESP em Barueri

Composição média da mistura gasosa	
Metano (CH_4)	66,50%
Dióxido de Carbono (CO_2)	30,50%
Oxigênio (O_2) + Nitrogênio (N_2)	0,50%
Umidade (H_2O)	2,50%

Tabela 5. 23 Outras características do biogás utilizado

Outras características do biogás	
Ácido sulfídrico (H_2S)	0,01%
PCI	22195 kJ/kg
Densidade relativa	0,86.a 15°C e 101,325kPa

A geometria da câmara de combustão utilizada para as simulações com o biogás para chama pré-misturada foi a mesma geometria utilizada para as simulações utilizando gás natural com chama pré-misturada.

A vazão em massa de biogás utilizada para este processo de combustão é de 0,16 kg/s, segundo resultados obtidos pelo GateCycle, para o ciclo simples.

Os detalhes da geometria para a chama pré-misturada foram apresentados nas tabelas e figuras do item 5.4.1.

As simulações numéricas no CFX, utilizando o biogás para a câmara pré-misturada foram realizadas considerando somente as quantidades de metano e de dióxido de carbono

presente no gás, devido à insignificância dos demais componentes quando comparados ao metano e ao dióxido de carbono.

5.4.4 Câmara com chama difusa com biogás

Da mesma forma que para o gás natural, foi utilizado a mesma composição do biogás da pré-mistura para a simulação com chama difusa, buscando verificar o comportamento de outro combustível, com diferente poder calorífico numa geometria não projetada para o mesmo.

A geometria da câmara de combustão utilizada para as simulações com o biogás para a chama difusa, foi a mesma geometria utilizada para as simulações que utilizaram o gás natural para o mesmo regime de combustão.

Os detalhes da geometria para a chama não pré-misturada, ou difusa, foram apresentados nas tabelas e figuras do item 5.4.2.

5.4.5 Câmara com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) modificada

Com o objetivo de obter uma configuração que atenda os requisitos de temperatura na saída da câmara de 850°C, como também um nível adequado de emissão de CO e NO, algumas pequenas mudanças foram realizadas na câmara de combustão, especificamente no bico injetor de combustível. Essa alteração é devido à alteração da vazão em massa de combustível utilizado, para acertar a velocidade de escoamento do mesmo.

A Tabela 5.24 mostra a vazão em massa de combustível utilizada, como também a alteração do número de Mach visando a redução de velocidade do escoamento. O valor referente à vazão mássica de combustível foi encontrado através de várias simulações, até encontrar uma temperatura na saída da câmara de combustão de 850°C. Os demais parâmetros são os mesmos utilizados no item 5.4.1.

Tabela 5. 24 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível

Dados de entrada		
Injetor de combustível - Gás natural		
Constante R	286	J/kgK
Temperatura	288	K
Vazão em massa de combustível	0,005	kg/s
Densidade metano	0,714	kg/m ³
Número de Mach	0,10	-

Na Tabela 5.25 são apresentadas as novas medidas no injetor de combustível para a câmara de combustão modificada.

Tabela 5. 25 Resultados obtidos (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,0002	m ²
Diâmetro	0,016	m
Número de orifícios	4	unid
Formato	retangular	-
Base	0,005	m
Altura	0,01	m

Para se obter a temperatura de 850°C na saída da câmara de combustão, quando utilizado o biogás, a vazão mássica foi a mesma que a do gás natural, e como as densidades são próximas, a geometria modificada utilizada para a simulação com os dois combustíveis foi a mesma. O valor referente à mudança da vazão de combustível foi encontrado através de várias simulações, até se encontrar a temperatura desejada na saída da câmara de combustão.

Essas alterações nas vazões mássicas de combustível, tanto para o gás natural como para o biogás, interferem diretamente na eficiência da turbina.

5.4.6 Câmara com chama difusa modificada

Baseados nos mesmos objetivos citados no item 5.4.5, pequenas mudanças foram realizadas na câmara de combustão com chama difusa, especificamente no bico injetor de combustível. Essa alteração é devido à alteração da vazão em massa de combustível utilizado, para acertar a velocidade de escoamento do mesmo.

A Tabela 5.26 mostra a vazão em massa de combustível utilizada, como também a alteração do número de Mach visando a redução de velocidade do escoamento. O valor referente à vazão mássica de combustível foi encontrado através de várias simulações, até

encontrar uma temperatura na saída da câmara de combustão de 850°C. Os demais parâmetros são os mesmos utilizados no item 5.4.2.

Tabela 5. 26 Dados de entrada para a construção do injetor de combustível

Dados de entrada		
Injetor de combustível - Gás natural		
Constante R	286	J/kgK
Temperatura	288	K
Vazão em massa de combustível	0,005	kg/s
Densidade metano	0,86	kg/m ³
Número de Mach	0,10	-

As novas medidas no injetor de combustível para a câmara de combustão modificada, são mostradas na Tabela 5.27.

Tabela 5. 27 Resultados obtidos (setor unitário)

Resultados obtidos (1 setor)		
Área	0,0002	m ²
Diâmetro	0,016	m
Número de orifícios	4	unid
Formato	retangular	-
Base	0,005	m
Altura	0,01	m

A geometria modificada para a simulação com gás natural e biogás foi a mesma, devido a mesma a vazão em massa para os dois combustíveis.

5.4.7 Preparação para a simulação no CFX

1) Geometria

As geometrias das câmaras de combustão utilizadas para todas as simulações no CFX para a turbina de 600 kW, tanto para o gás natural como para o biogás, são as mesmas, com exceção do bico injetor de ar e de combustível, definidos separadamente para chama pré-misturada e difusa.

2) Malha

Para a discretização da câmara de combustão a ser estudada, foi utilizada uma malha não estruturada, com elementos tetraédricos. Para todas as simulações foram utilizados 128347 nós e 661989 elementos tetraédricos para a câmara de combustão com chama difusa, e 203510 nós e 1105983 elementos tetraédricos para a câmara de combustão com chama pré-misturada. Estes valores diferem devido à mudança na geometria dos bicos injetores de ar e de combustível, sendo que o injetor de ar para a chama pré-misturada é claramente maior que o da chama difusa. Esta quantidade de elementos utilizada foi uma quantidade que discretizou de forma adequada à câmara de combustão estudada. Porém, o que definiria se este valor é o mais adequado, é a comparação com os resultados experimentais, tal como realizado no item 5.3.3. Alguns detalhes da malha podem ser vistos na Figura 5.21.

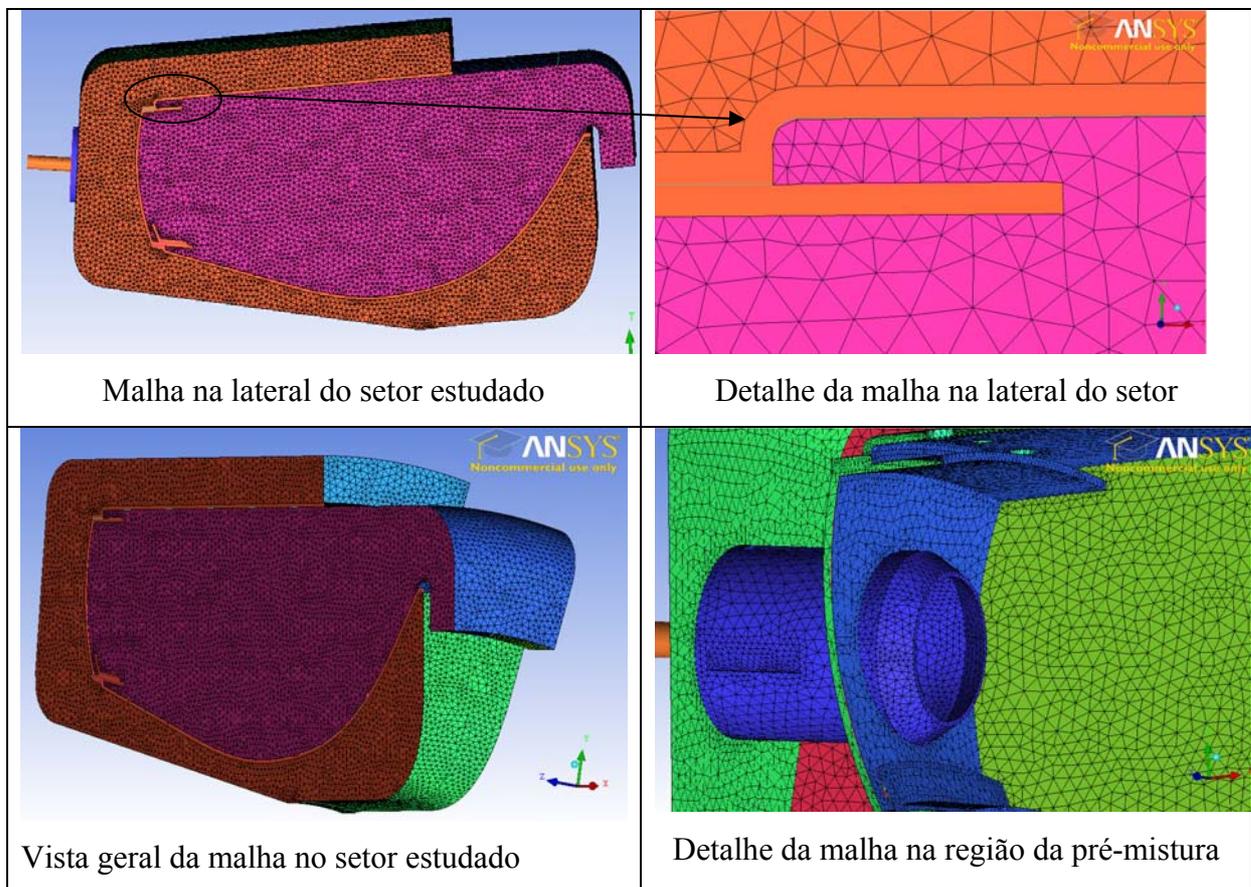


Figura 5. 21 Alguns detalhes da malha no setor estudado para chama pré-misturada

3) Modelo de turbulência

O modelo de turbulência escolhido para as simulações foi o SST (Shear Stress Tensor), devido à complexidade geométrica da câmara de combustão em estudo, a qual é cheia de ressaltos, reentrâncias e orifícios, e também devido à validação deste modelo no item 5.3.3.

4) Modelo de combustão

Os modelos disponíveis no CFX para o processo de combustão são específicos para cada caso estudado. Existem modelos mais adequados para algumas características em estudo, como por exemplo, chamas pré-misturadas, difusa, escoamento laminar, turbulento. A escolha do modelo adequado tem influência significativa nos resultados obtidos na simulação, por isso todo cuidado deve ser tomado na ocasião da escolha dos modelos.

Os modelos de combustão utilizados neste trabalho foram escolhidos devido ao regime de chama presente na simulação, tais como:

-BVM (*Burning Velocity Model*), apropriado para chama pré-misturada ou parcialmente pré-misturada e,

- FM (*Flamelet Model*), apropriado para chama difusa (não pré-misturada).

Outros modelos de combustão devem ser testados e comparados a dados experimentais, para a validação dos resultados obtidos, mas como no caso deste trabalho não há uma bancada de testes, foi utilizado um modelo para cada regime de chama.

5) Modelos de radiação

O modelo de radiação utilizado em todas as simulações foi o Modelo das Transferências Discretas, pois o meio foi considerado como transparente para a radiação. Considerando também que as paredes refletem toda a radiação que é transmitida do fluido, não sendo influenciadas pelo processo de combustão.

6) Condições de contorno

As condições de contorno utilizadas no CFX para a câmara pré-misturada, cujo combustível é o gás natural, estão apresentadas na Tabela 5.28. A Tabela 5.28 apresenta os dados para a entrada de ar, entrada de combustível, saída e também as condições das paredes da câmara de combustão estudada.

Para a simulação da câmara com chama difusa com gás natural, a entrada de dados foi a mesma da Tabela 5.28, mudando somente o modelo de combustão adequado a este regime de chama.

As condições de contorno utilizadas no CFX para a câmara pré-misturada, cujo combustível foi o biogás, estão apresentadas na Tabela 5.29. A Tabela 5.29 apresenta os

dados para a entrada de ar, entrada de combustível, saída e também as condições das paredes da câmara de combustão estudada.

A metodologia utilizada para a utilização do CFX é apresentada no Apêndice B.

Para a simulação da câmara de combustão com chama difusa, utilizando biogás como combustível, os dados de entrada foram os mesmos da Tabela 5.29, mudando somente o modelo de combustão para que fosse adequado a este regime de chama, assim utilizou-se o modelo FM (*Flamelet Model*).

Tabela 5. 28 Condições de contorno para uma câmara pré-misturada com gás natural (setor unitário)

Câmara pré-misturada - Gás natural	
Entrada de ar	
Fração mássica	O ₂ = 0,232
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura total=461 K
Vazão em massa	0,2144 kg/s
Entrada de combustível	
Fração mássica	C ₂ H ₄ = 0,1128
	CH ₄ = 0,7939
	CO ₂ = 0,0432
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura estática = 288 K
Vazão em massa	0,003 kg/s
Saída	
Regime do escoamento	Subsônico
Massa e momento	Pressão total média
Pressão relativa	3,96
Paredes	
Transferência de calor	Adiabática
Radiação térmica	Opaco
Influência da parede no escoamento	Sem escorregamento
Parede lateral 1	Periódica
Parede lateral 2	Periódica

A Figura 5.22 apresenta as superfícies as quais as condições de contorno citadas na Tabela 5.28 e Tabela 5.29, foram especificadas, ou seja, entrada de ar, entrada de combustível, saída, paredes e paredes laterais.

Tabela 5. 29 Condições de contorno para câmara pré-misturada com biogás (setor unitário)

Câmara pré-misturada - Biogás	
Entrada de ar	
Fração mássica	$O_2 = 0,232$
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura total=461 K
Vazão em massa	0,2144 kg/s
Entrada de combustível	
Fração mássica	$CH_4 = 0,45569$
	$CO_2 = 0,5443$
Regime do escoamento	Subsônico
Transferência de calor	Temperatura estática = 288 K
Vazão em massa	0,008 kg/s
Saída	
Regime do escoamento	Subsônico
Massa e momento	Pressão total média
Pressão relativa	3,96
Paredes	
Transferência de calor	Adiabática
Radiação térmica	Opaco
Influência da parede no escoamento	Sem escorregamento
Paredes laterais	
Parede lateral 1	Periódica
Parede lateral 2	Periódica

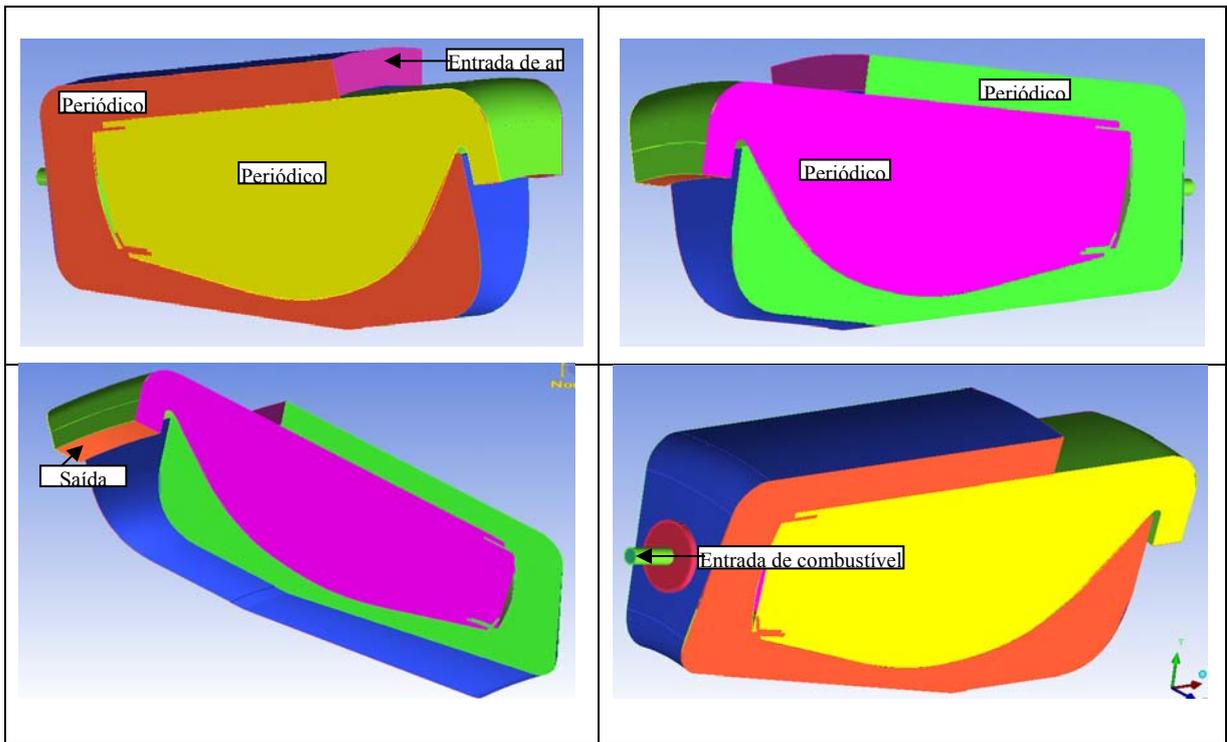


Figura 5. 22 Definição das superfícies de entradas de dados (setor unitário)

Capítulo 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo apresentam-se os resultados da validação dos modelos de turbulência e combustão, para chama difusa. Serão apresentados os resultados aerodinâmicos, térmicos e emissões para a câmara de combustão anular da microturbina a gás T-62T-32 da Solar Turbines (progenitora), utilizando gás natural como combustível. Em seguida serão mostrados os resultados aerodinâmicos, térmicos e de emissões para a câmara de combustão projetada para a turbina a gás de 600 kW.

6.1 Validação

Conforme já mencionado, para que as simulações tenham credibilidade, deve-se realizar a validação dos resultados encontrados. Através da validação pode-se verificar quais são os modelos de turbulência, combustão e radiação, mais adequados, como também, o tipo e número de elementos de malha que melhor representam o modelo físico.

6.1.1 Validação dos modelos de turbulência

Para a validação da turbulência, foi utilizada câmara de combustão anular de baixa emissão de NO_x, desenvolvida pela *Israel Institute of Technology*, 2003. Esta validação foi

realizada em conjunto com Alencar (2007) e estes resultados também estão presentes em sua tese de doutorado.

A câmara denominada Floxcom utilizada para os testes é mostrada na Figura 6.1, na qual é utilizada 1/6 da mesma para as simulações. A câmara possui duas entradas de ar e uma de combustível, a qual para a validação da aerodinâmica foi utilizado somente o ar.

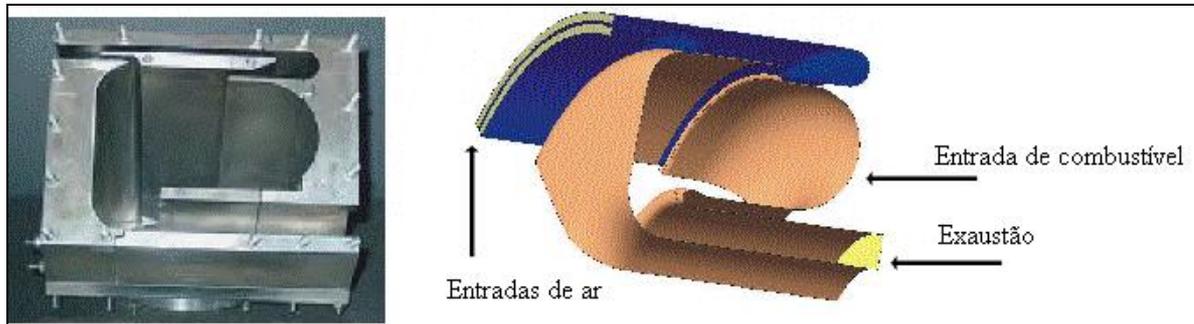


Figura 6. 1 Câmara de combustão Floxcom, *Israel Insitute of Technology* (2003).

Para a câmara de combustão Floxcom, foi utilizada uma malha não-estruturada com 826303 elementos tetraédricos. O fluido de trabalho utilizado foi o ar, nas condições normais de temperatura e pressão, 25 (°C) e 1 (atm), respectivamente. O erro alvo adotado para estabelecer a condição de convergência foi de 10^{-4} .

Os dados experimentais foram obtidos pela *Israel Institute of Technology*, através da técnica denominada “*Particle Image Velocimetry*” (PIV), que consiste num mapeamento em alta frequência do campo de velocidade nos escoamentos, baseado na visualização da luz laser refletida por partículas de baixa massa específica (alumina ou glicerina, por exemplo) imersas no escoamento.

Considerando os modelos de turbulência, k- ϵ , RNG k- ϵ e SST, os perfis de velocidade podem ser vistos na Figura 6.2.

Para realizar a comparação entre os resultados experimentais e simulados, foram utilizados pontos ao longo do eixo longitudinal central da câmara de combustão e então foram medidas as velocidades em cada ponto. Os valores lidos em cada ponto podem ser observados na Tabela 6.1.

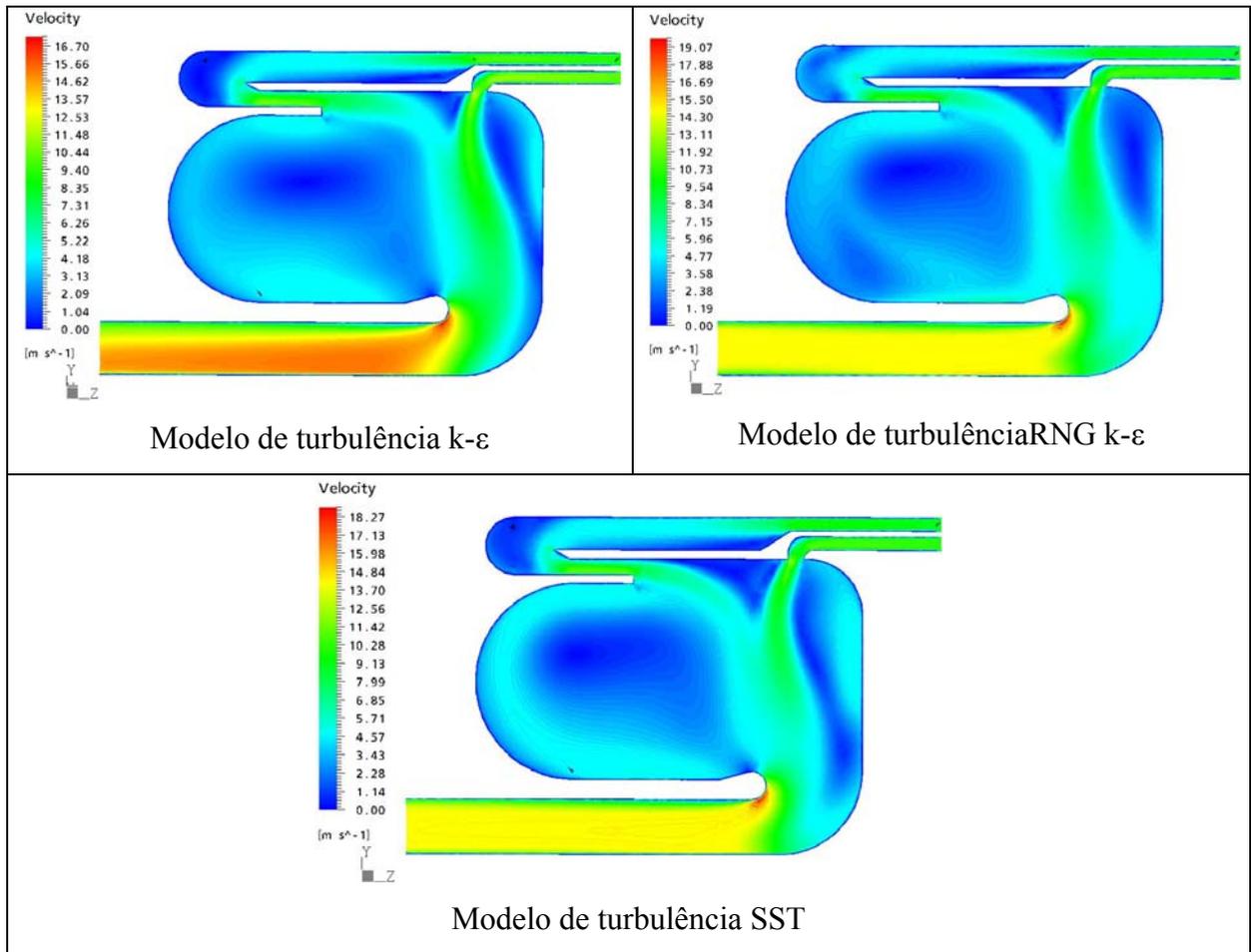


Figura 6. 2 Contorno de velocidade para os modelos k-ε, RNG k-ε e SST, respectivamente

Tabela 6. 1 Comparação entre as velocidades experimentais e os resultados da simulação

Experimental	Modelos testados			
	Flocom	k epsilon	RNG	SST
Velocidade (m/s)				
0	1,05	0,5	0,009	
2,3	3,1	2,97	3,98	
4,4	2,62	2,74	2,81	
2,75	2,13	2,11	1,54	
2	1,71	1,58	1,28	
2,25	1,58	1,68	1,44	
1,8	1,59	1,74	1,54	
1,7	1,67	1,78	1,54	
2,4	1,93	2,07	1,88	
6,75	2,38	3,35	3,34	
7,2	4,16	6,33	5,99	
5,1	6,42	8,33	7,61	
3	8,03	6,06	3,81	
0,35	2,13	1,74	2,78	
0	0,9	1	0,006	

Os desvios encontrados na comparação dos resultados, para cada modelo, com os resultados experimentais fornecidos pela Floxcom, pode ser observada no gráfico de desvio da magnitude de velocidade média adimensional do escoamento ao longo da câmara, Figura 6.3.

Foi identificada a convergência do modelo k- ϵ com 80 iterações, porém o resultado não é representativo do comportamento físico, ou seja, o modelo de turbulência k- ϵ , não é suficiente para caracterizar o escoamento estudado, sendo necessária a utilização de um modelo de turbulência mais adequado.

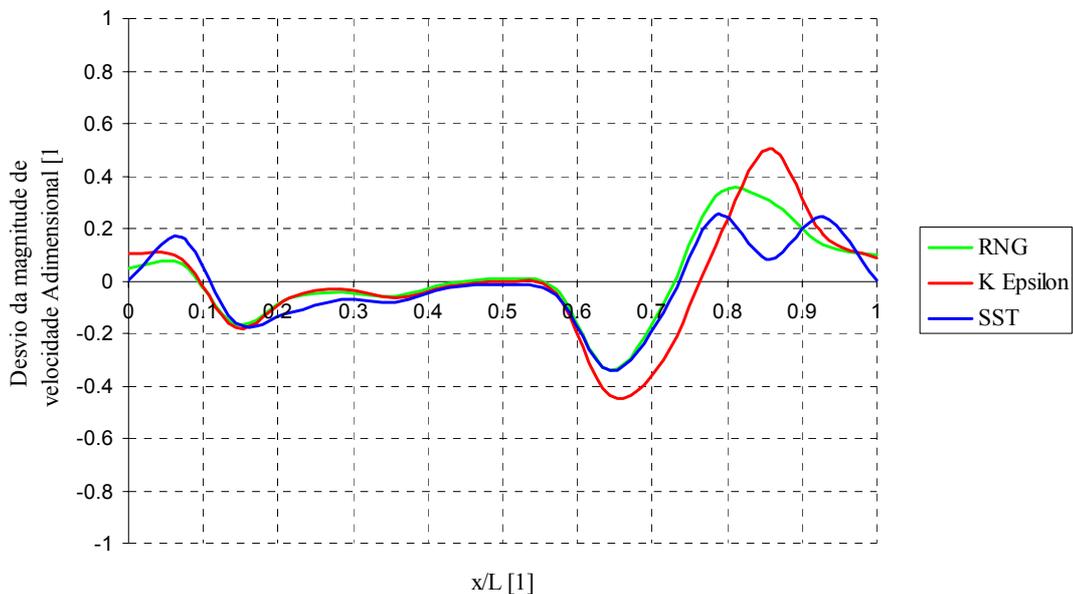


Figura 6. 3 Desvio da magnitude da velocidade ao longo dos pontos de referência para a câmara Floxcom para diferentes modelos de turbulência, em relação ao experimental.

De acordo com a Figura 6.3 e através da análise dos desvios de cada curva, verificou-se que o modelo de turbulência mais adequado para a câmara de combustão estudada é o SST, pois este apresenta a menor imprecisão ou Desvio Médio Padrão, cujo valor é 0,04. O modelo RNG k- ϵ , também apresenta uma boa precisão dos resultados, com um desvio um pouco maior, mas ainda aceitável. O tempo computacional das simulações, utilizando os modelos SST e RNG k- ϵ , foram muito próximos, fazendo do modelo SST mais interessante, já que este é mais robusto que o primeiro.

Para a validação dos modelos de turbulência, foi também analisada a influência do número de elementos de malha na simulação da câmara de combustão. Foi verificado que há resultados diferentes, até mesmo comportamentos errôneos quando utilizados diferentes

número de elementos. Ou seja, deve-se ter muita atenção na geração da malha, para que não haja comprometimento do modelo físico. Nem sempre um grande refinamento de malha implica em resultados mais precisos, conforme citado em Maliska (1995).

6.1.2 Validação dos modelos de combustão

Para a validação dos modelos de combustão foi utilizada uma turbina de ciclo simples, modelo T200D, da Didacta Itália. A Figura 6.4 mostra esta turbina, que se encontra instalada no laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação de Biomassa, da Unifei. Esta turbina é composta de: um compressor, uma câmara de combustão tubular, uma turbina, um circuito de lubrificação com uma bomba e um tanque de óleo. O combustível utilizado nesta turbina é o gás propano.

A unidade T200D é provida de um complexo sistema de segurança, entre eles: termostatos para verificar a temperatura do óleo, temperatura da câmara de combustão, manômetro para o gás, manômetro para o óleo. Por exemplo, se a temperatura de saída da câmara de combustão exceder 800°C , um termostato desliga o turbocharger cortando a alimentação de gás. Quando a pressão do gás atingir 3 bar, um contato elétrico fecha a válvula de alimentação de gás.

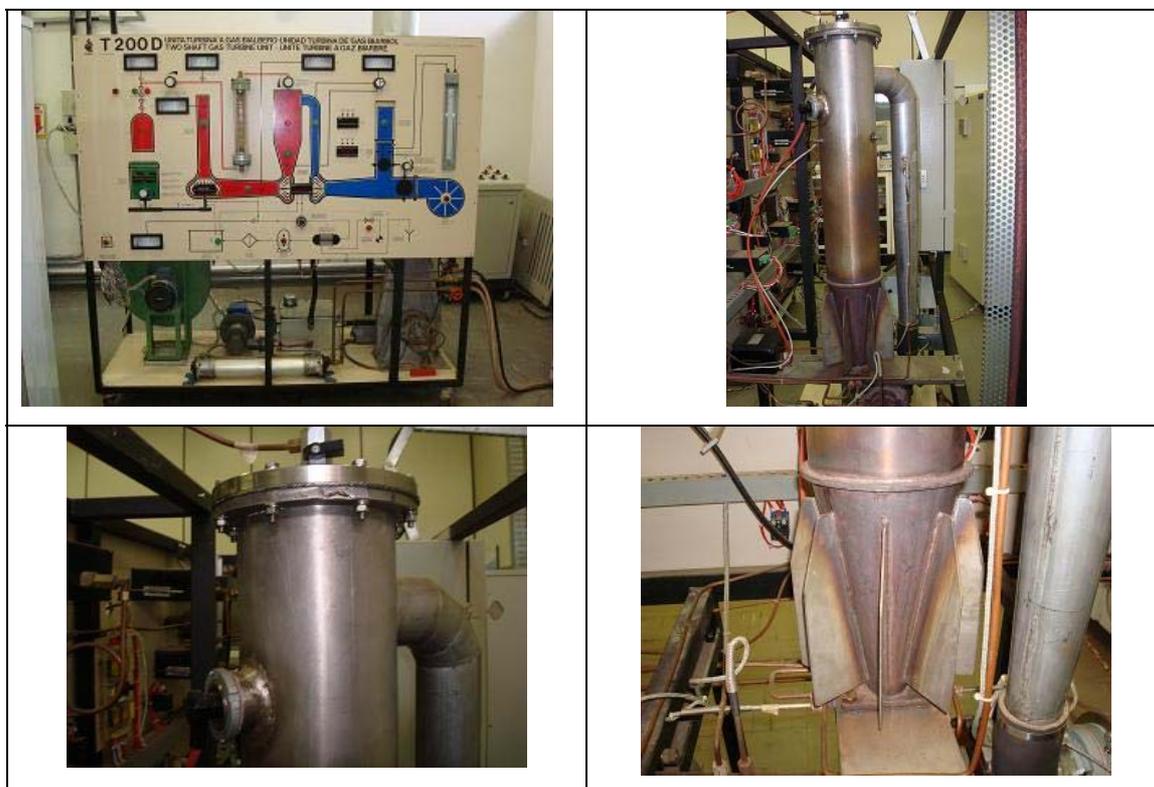


Figura 6. 4 Turbina T200D Didacta Itália e seus detalhes

Com a turbina em operação, foram coletados os dados mostrados na Tabela 6.2.

Tabela 6. 2 Dados experimentais

Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão em massa de ar	0,0833	kg/s
Vazão em massa de combustível	0,0005	kg/s
Temperatura na entrada da turbina	680	K
Temperatura do combustível	319	K
Temperatura ambiente	299	K
Pressão na saída da câmara	1,1875	bar
Pressão ambiente	0,92	bar

Para realizar a simulação, a câmara de combustão foi desmontada, para a determinação das medidas externas e internas. A Figura 6.5 mostra o desenho em Solidworks da câmara de combustão da turbina e seus detalhes. Através da Figura 6.5, pode-se verificar o posicionamento do tubo de chama no interior da câmara de combustão, como também, a distribuição dos orifícios secundários em toda a extensão do tubo de chama.

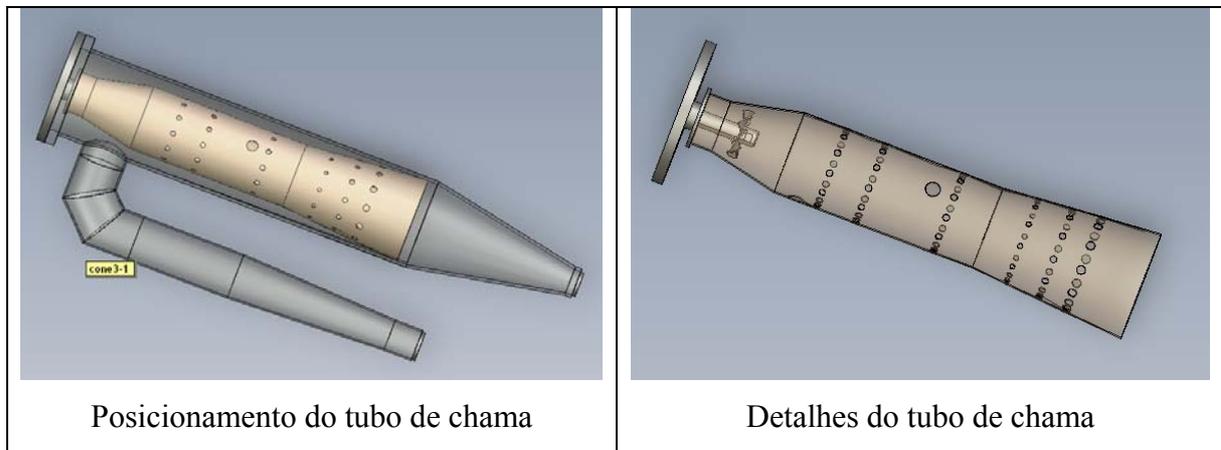


Figura 6. 5 Câmara de combustão da unidade T200D

O parâmetro que será utilizado para realizar a comparação dos resultados é a temperatura na saída da câmara de combustão, ou a entrada da turbina. No caso analisado, a temperatura na saída da câmara de combustão é de 680 K.

A geometria da câmara de combustão foi discretizada utilizando uma malha não-estruturada, com elementos tetraédricos. Foram utilizados 1430858 elementos e 252166 nós. A Figura 6.6, mostra os detalhes da geometria incluindo a malha.

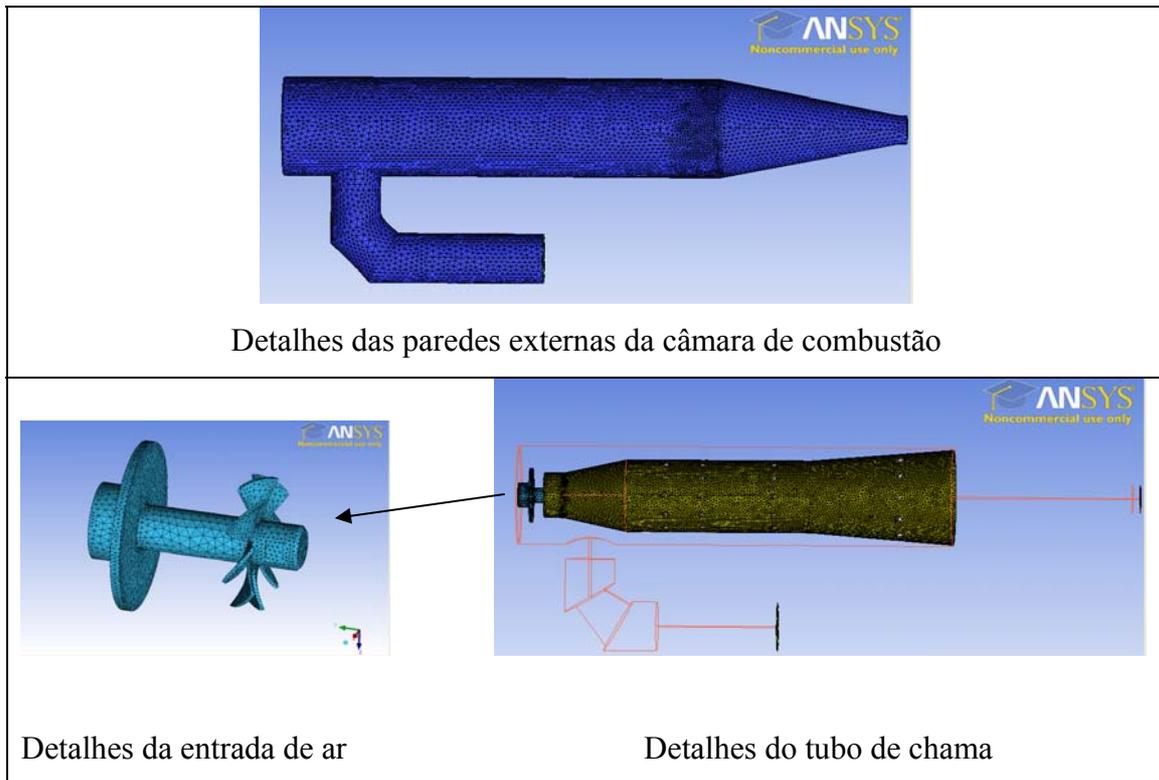


Figura 6. 6 Detalhes da geometria incluindo a malha

Para iniciar a simulação, as condições de contorno citadas na Tabela 6.2, foram consideradas. As regiões as quais estas condições de contorno foram impostas são mostradas na Figura 6.7.

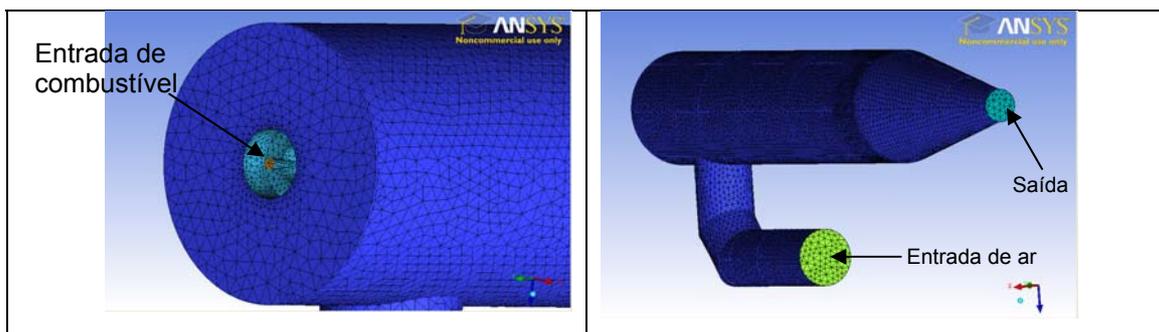


Figura 6. 7 Definição das regiões para as condições de contorno

O modelo de turbulência utilizado foi o SST, já validado através do Projeto Floxcon, por Alencar (2005) e também no presente trabalho.

Para o modelo de radiação foi utilizado o modelo das Diferenças Discretas.

Foram testados dois modelos de combustão. São eles: EDM (Eddy Dissipation Model), Finite Rate Chemistry.

O resultado da aerodinâmica da câmara de combustão tubular pode ser observado na Figura 6.8. Pode-se verificar uma região de menor velocidade na zona primária, onde a chama tende a se concentrar.

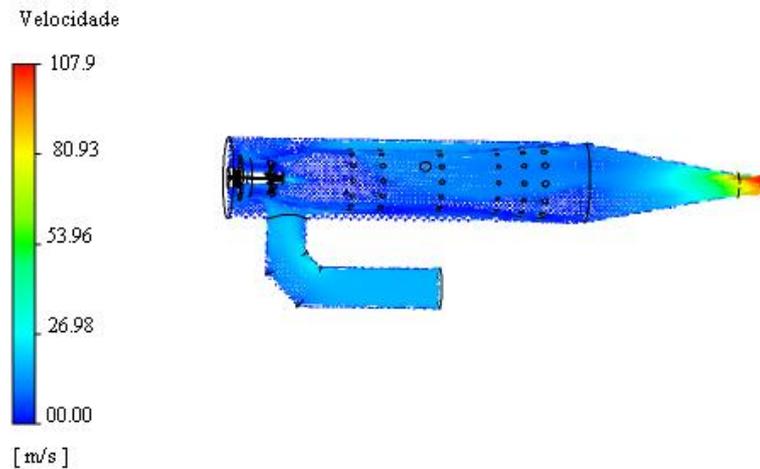


Figura 6. 8 Distribuição de velocidade ao longo de um plano longitudinal central

Utilizando como modelo de combustão o EDM (**Eddy Dissipation Model**), adequado para este tipo de reação, pode-se encontrar os seguintes resultados.

Conforme analisado para a aerodinâmica da câmara de combustão tubular analisada, a chama se concentra na zona primária. Na Figura 6.9, pode-se observar que a temperatura máxima atingida pela chama é de 2173 K, e que a temperatura submetida às paredes do tubo de chama são inferiores a 1000 K. Esta análise é importante devido à integridade do material do tubo de chama.

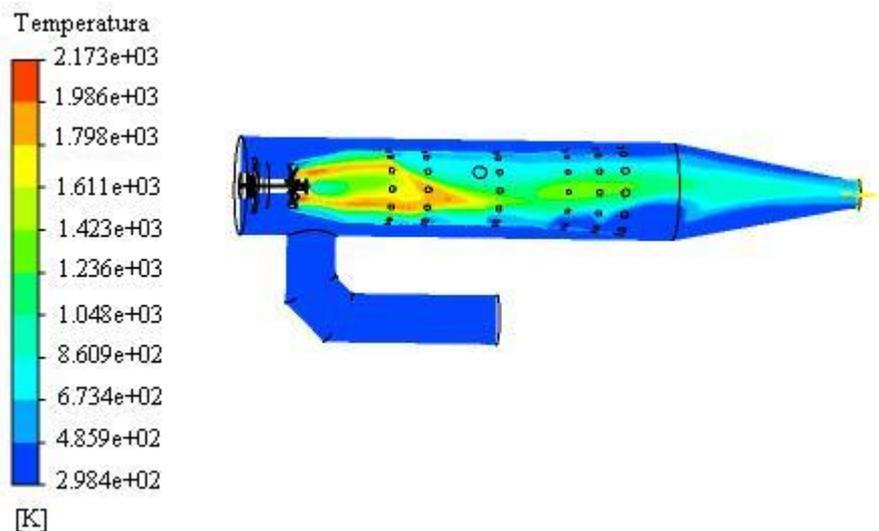


Figura 6. 9 Distribuição de temperatura ao longo da câmara de combustão

Outra análise a ser realizada é em relação à temperatura na saída da câmara de combustão, ou entrada da turbina. A Figura 6.10 mostra da distribuição da temperatura no plano de saída do combustor, como também a temperatura máxima neste plano. É importante salientar, que no ensaio experimental, a temperatura encontrada na saída câmara de combustão foi de 680 K e na simulação realizada a temperatura média encontrada nesta mesma região foi de 558 K e a temperatura máxima de 681 K. No ensaio experimental, o termopar, responsável pela leitura da temperatura na entrada da turbina, foi posicionado próximo ao centro de tal região. Na simulação, verificou-se que a temperatura de 681 K, se localiza também próxima o centro do plano de saída da câmara de combustão tubular.

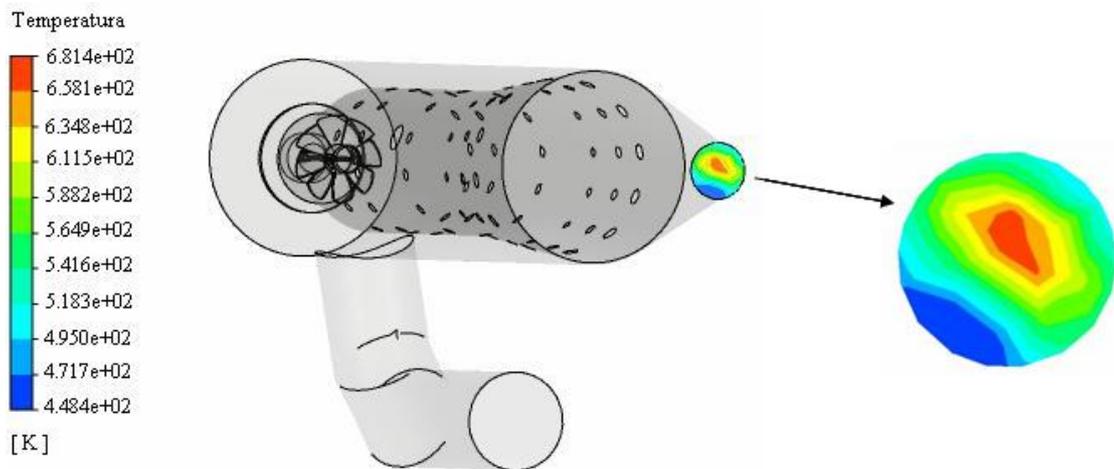


Figura 6. 10 Distribuição de temperatura na saída da câmara de combustão

A localização exata, do ponto onde a temperatura na saída do combustor é de 680 K, pode ser observada na Figura 6.11, onde são mostradas as isosuperfícies de temperatura.

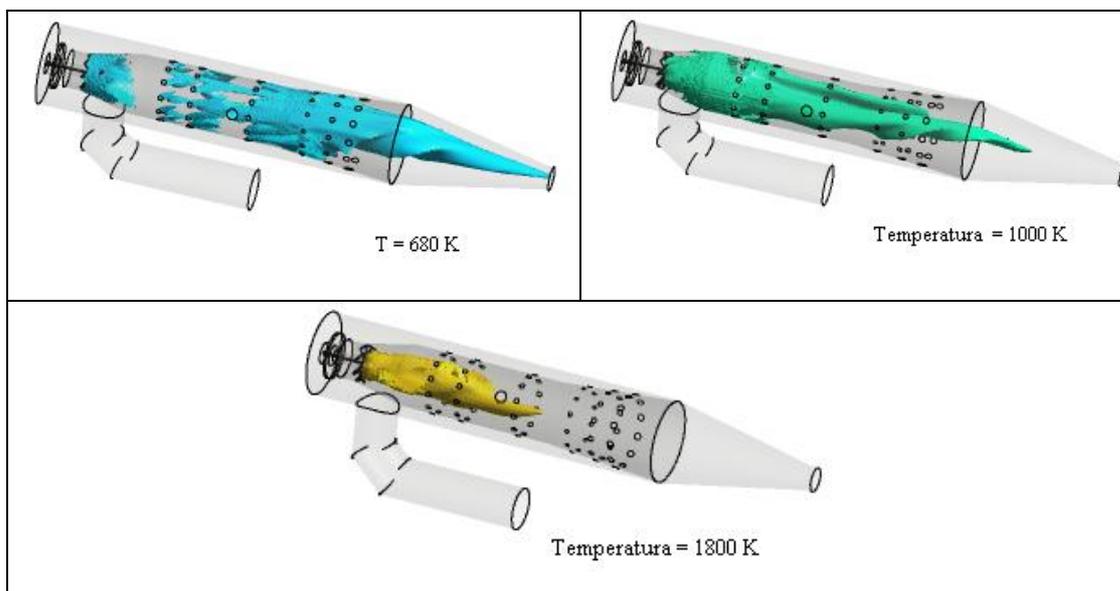


Figura 6. 11 Isosuperfícies de temperatura para 680 K, 1000 K e 1800 K

Utilizando o modelo Finite Rate Chemistry, obteve-se a distribuição de temperatura mostrada na Figura 6.12. Pode-se observar através da distribuição de temperatura ao longo do plano longitudinal central, que o modelo de combustão utilizado para esta simulação não representa o modelo físico. Verifica-se que a temperatura máxima alcançada na câmara de combustão foi de 319 K, ou seja, não houve nem mesmo a formação da chama, conforme era esperado.

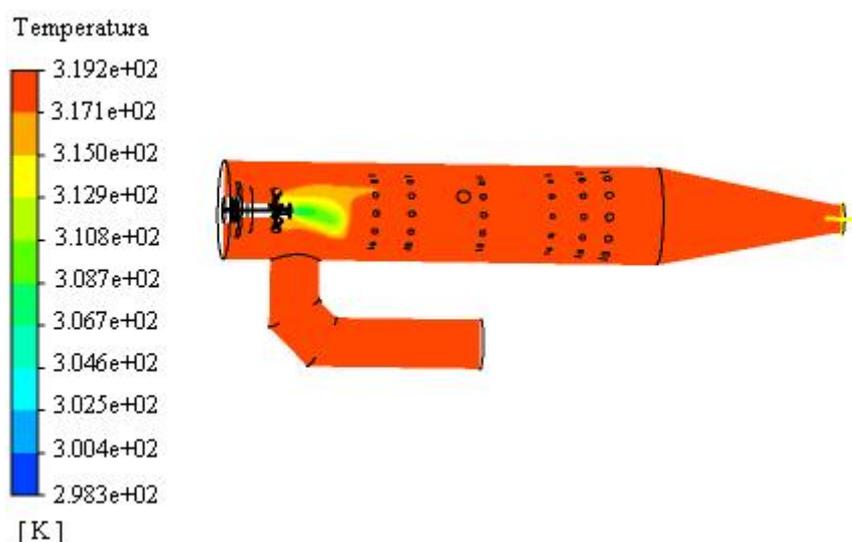


Figura 6. 12 Distribuição de temperatura - Modelo Finite Rate Chemistry

6.2 Câmara de Combustão da Solar Turbines

A câmara de combustão da Solar Turbines foi tomada como progenitora, pois é uma câmara já comercializada. Isto possibilita fazer o escalonamento deste combustor para a turbina a gás de 600 kW. Seria muito difícil desenvolver uma câmara de combustão partindo do zero. Para isso, seriam necessários vários experimentos e também um vasto conhecimento técnico do projeto de câmaras de combustão. Assim a simulação térmica e aerodinâmica desta câmara norteará o desenvolvimento e o escalonamento da nova câmara de combustão da turbina a gás de 600 kW.

As simulações deste trabalho foram realizadas num cluster de 40 núcleos, distribuídos em 5 computadores, cada um com 8 processadores Intel Xeon Quad-core 5420 de 2,5 GHz/12MB, com 16-GB RAM. Devido à complexidade do processo de combustão e da geometria em questão, o tempo de processamento da simulação é relativamente longo. O tempo aproximado para 1000 iterações é de 9 horas. Foram realizadas 1600 iterações, com tempo computacional de aproximadamente 16 horas, utilizando toda a capacidade do cluster.

Para a análise dos resultados foram criados planos, Figura 6.13, sobre os quais foram gerados os perfis de velocidade, temperatura, concentração de NO_x e concentração de CO. Pode-se verificar que o comportamento dos perfis de qualquer parâmetro analisado varia de acordo com o plano em estudo. Estes planos longitudinais foram criados para se ter uma visão melhor do comportamento e assim, obter-se uma análise mais precisa dos resultados. As análises realizadas tomando como base somente um plano, pode ser errônea, pois os resultados variam de acordo com a posição do plano analisado.

Inicialmente, será realizada a análise aerodinâmica, para a verificação da distribuição do ar no interior da câmara de combustão. Para isso, a simulação foi efetuada utilizando ar, também na entrada de combustível. Essa etapa é importante, pois através da análise dos vetores velocidade pode-se verificar a localização provável da chama, as possibilidades de ancoragem desta chama, como também prever o resfriamento das paredes da câmara de combustão, necessário à integridade do material utilizado para a construção da mesma.

Para a simulação da câmara de combustão da Solar Turbines foi utilizado gás natural, cuja composição pode ser encontrada na Tabela 5.4.

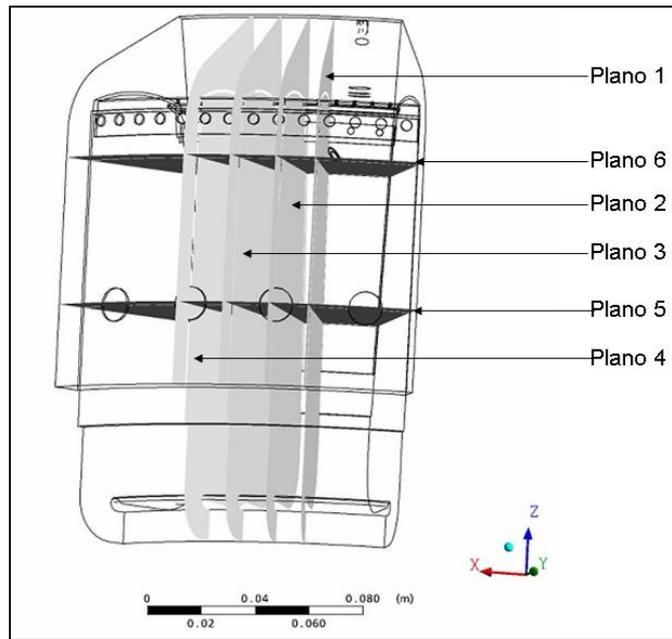
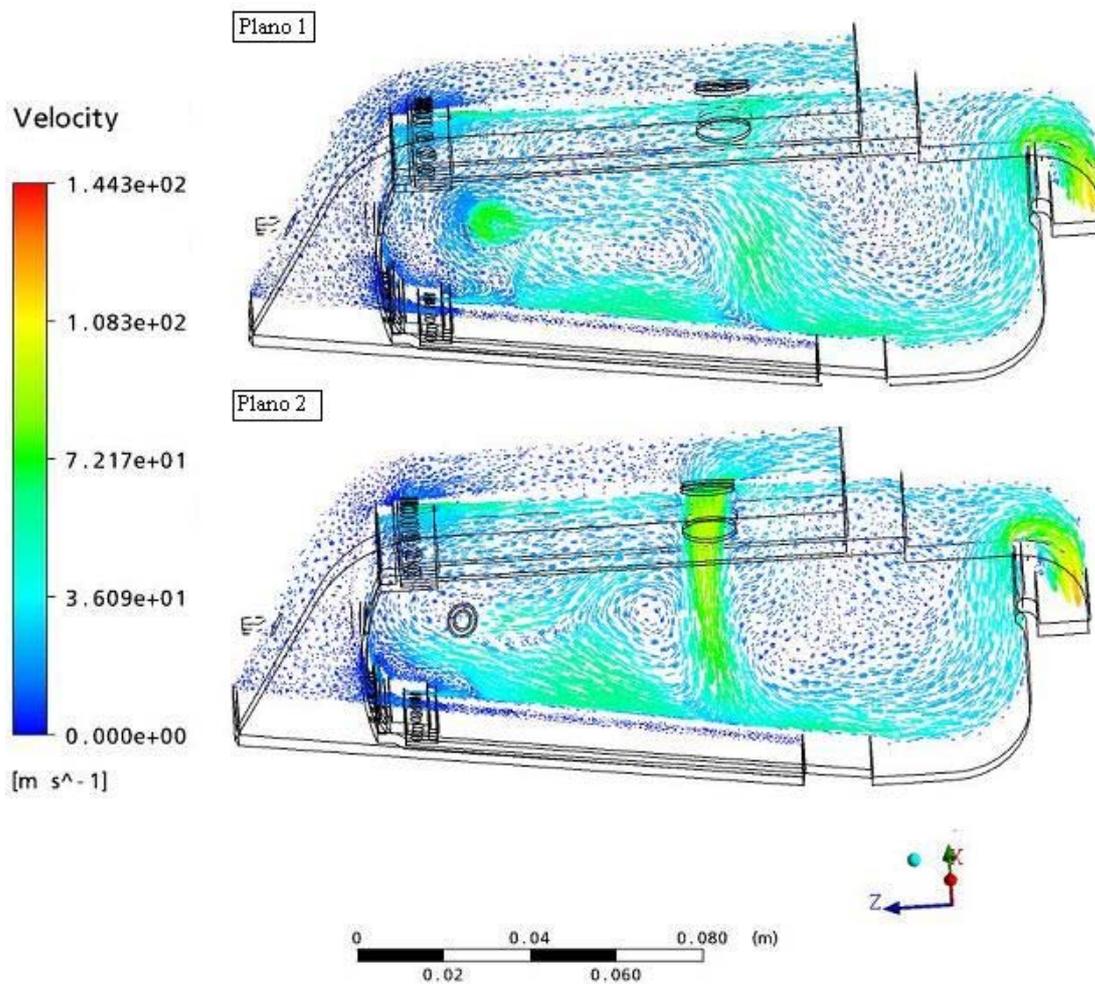


Figura 6. 13 Identificação dos planos estudados (setor unitário)

A Figura 6.14 mostra os vetores e valores da velocidade ao longo dos planos longitudinais 1 e 2. No plano 1 pode-se verificar a maior velocidade próxima do bico injetor e a zona de recirculação gerada entre o bico injetor e os orifícios de diluição, fazendo com que a chama tenha a tendência de se ancorar antes dos orifícios de diluição. Este fato é importante, devido à distância que os gases produtos da combustão ainda têm para percorrer até chegar a saída do combustor, proporcionando a recombinação de alguns componentes poluentes, formados no processo de combustão e também fazendo que se tenha uma maior uniformidade da temperatura na entrada da turbina.

Nos planos 1 e 2, também podem ser verificados a maior velocidade próxima das paredes superior e inferior do tubo de chama, na região onde ocorre a chama, fazendo que a chama seja ancorada, não se aproximando nas partes metálicas, mantendo sua integridade.



Figura

6. 14 Vetores velocidade ao longo dos planos longitudinais 1 e 2.

Da mesma forma que na Figura 6.14, nos planos 3 e 4, mostrados na Figura 6.15, pode ser confirmada a tendência da chama se ancorar entre o bico injetor e os orifícios de diluição, principalmente no plano 4, que é o plano que passa no centro do orifício de diluição.

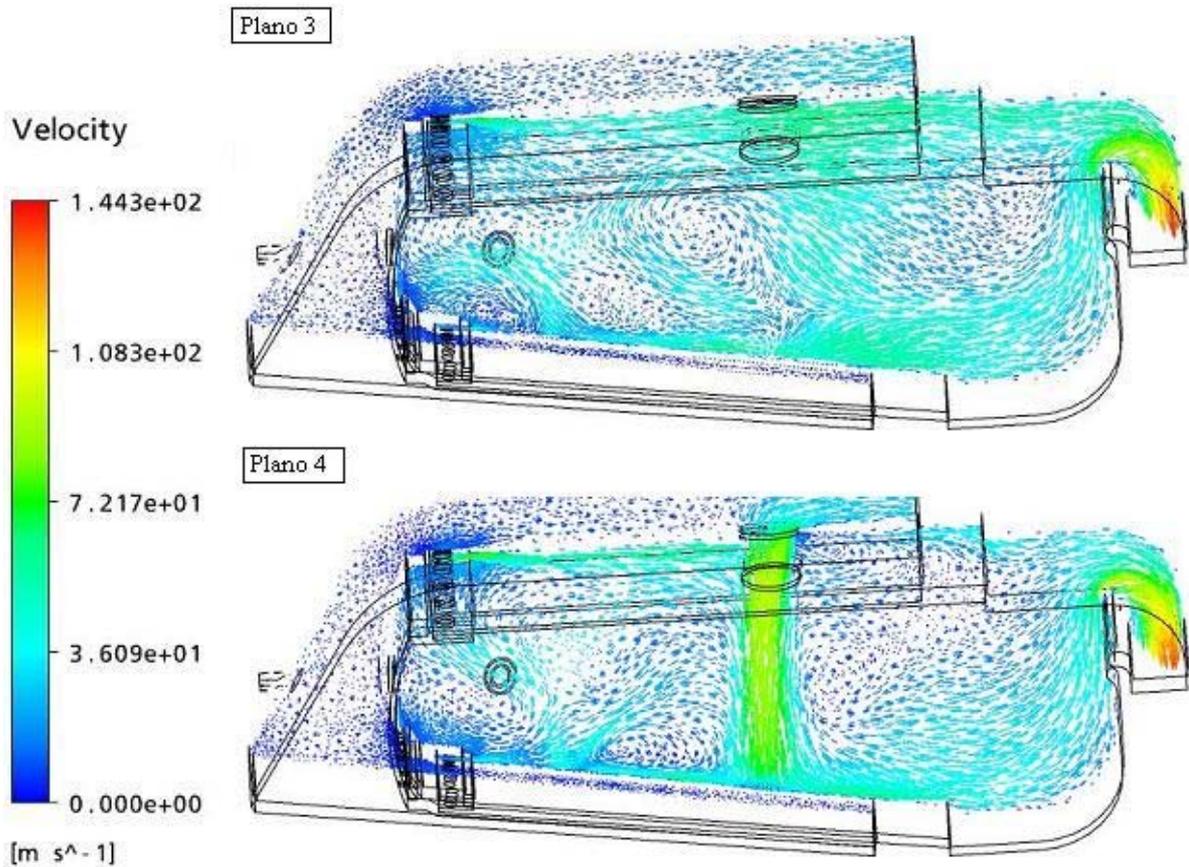


Figura 6. 15 Vetores velocidade ao longo dos planos longitudinais 3 e 4.

Comparando os resultados presentes nos planos 1, 2, 3 e 4 pode-se observar a variação dos perfis de velocidade de um plano para outro, porém em todos os planos se verifica a mesma tendência de localização da chama na região citada na análise de todos os planos.

Com a análise do campo de velocidade mostrada nos planos 5 e 6, Figura 6.16, pode-se ver a intensificação dos vetores velocidade, de um outro ângulo, sendo que a intensidades desses jatos em todos os orifícios de diluição são muito próximas. Outro ponto a ser observado é a direção da recirculação do ar proveniente do bico injetor, presente no plano 5.

A análise de vários planos é importante, pois se consegue ter uma visão mais exata do que acontece no interior da câmara, principalmente na região de maior interesse, que neste caso é a zona primária e de diluição.

A correta localização da chama e da recirculação na zona de diluição permite uma melhor homogeneização dos gases produtos da combustão com o ar proveniente do compressor. Esta homogeneização permite uniformizar a temperatura dos gases na saída do combustor e reduzir a temperatura do tubo de chama em toda sua extensão. Além disso,

contribui para minimizar o gradiente de temperatura no material do tubo de chama que é o maior causador da fadigas térmicas.

A correta distribuição dos jatos também é importante, pois eles são responsáveis pela perda de pressão na câmara de combustão.

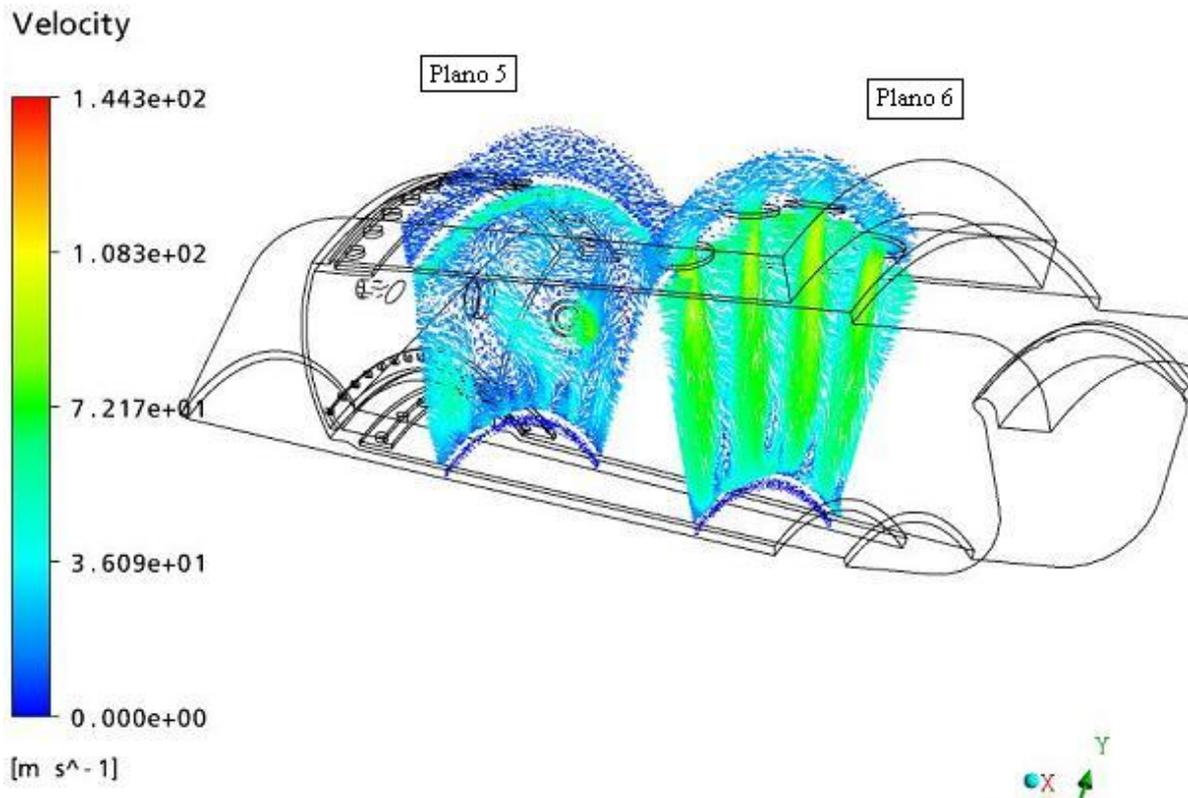


Figura 6. 16 Vetores velocidade ao longo dos planos transversais 5 e 6.

Através das linhas de correntes, Figura 6.17, pode-se acompanhar o percurso do fluido, em toda a extensão do setor estudado, sendo possível identificar algum problema que possa existir neste trajeto. Onde as linhas de corrente se aproximam a velocidade é maior e onde elas se afastam a velocidade é menor, portanto junto às paredes inferiores, nos orifícios e na saída da câmara, tem-se as maiores velocidades.

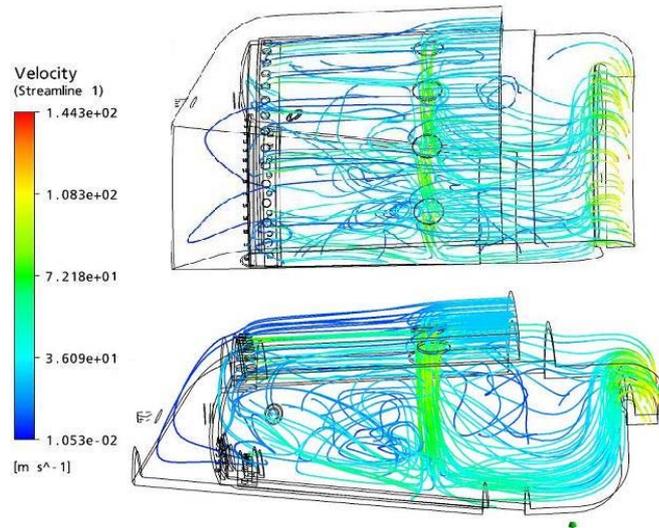


Figura 6. 17 Linhas de corrente do escoamento de ar a partir de sua entrada

Várias análises podem ser realizadas utilizando o escoamento do fluido no interior da câmara, como por exemplo, capacidade de deslocamento, intensidade de deslocamento do fluido, variação da velocidade do escoamento próximo a regiões de interesse (bico injetor, orifícios primários ou de diluição).

Através do acompanhamento do fluido partindo da entrada de ar advinda do compressor, também pode ser verificada a capacidade de resfriamento das partes metálicas por uma camada que forma um filme, impedindo que os gases provenientes da combustão se choquem com as paredes. Este recurso, presente no CFX, permite controlar o número de linhas que serão traçadas no interior da câmara, sendo que a escolha é feita de acordo com a condição de visualização de todo o escoamento.

Na Figura 6.18, a mesma análise foi efetuada, porém agora, acompanhando o percurso do ar partindo do bico injetor. Pode-se verificar a maior concentração de combustível na região onde ocorrerá a chama, e uma maior dispersão após os orifícios de diluição. Isto indica que a maior parte do combustível será queimada na região adequada e supõe-se que os poluentes formados na região da combustão tenham espaço e tempo suficientes para a recombinação em elementos não poluentes, até a saída da câmara de combustão.

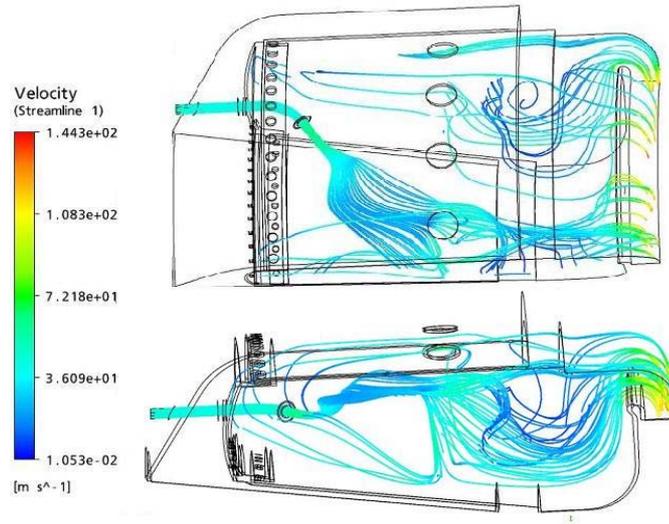


Figura 6. 18 Linhas de corrente do escoamento de ar a partir da entrada de combustível

Até aqui foi analisado apenas o escoamento do ar dentro da câmara de combustão sem considerar a combustão. A partir desse ponto, a análise será realizada incluindo a combustão, o que muda o escoamento dos gases no interior da câmara, pois as altas temperaturas alteram a massa específica dos mesmos.

A análise dos perfis de temperatura é de extrema importância para o projeto, pois a temperatura está diretamente ligada à eficiência da turbina a gás, assim como, à emissão de poluentes. Como já foi citado anteriormente, é necessária a análise de vários planos dentro do domínio estudado para se ter uma visão geral do que acontece com o fenômeno da combustão.

Na Figura 6.19, foram traçados os perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1 e 2, mais próximos do bico injetor de combustível. Conforme pode ser visto nos planos da Figura 6.19, a chama tem um comportamento não uniforme na zona primária até se aproximar dos orifícios de diluição. Através destes planos pode-se confirmar a tendência da chama se ancorar antes dos orifícios de diluição, devido às recirculações criadas pelos mesmos, pelos orifícios primários e com a inclinação do bico injetor, como também pode-se verificar que devido às recirculações, é criado um filme de resfriamento próximo às paredes superior e inferior do tubo de chama.

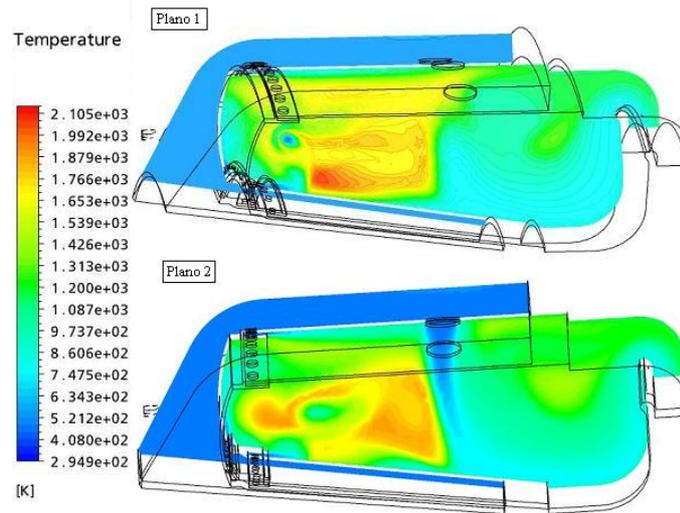


Figura 6. 19 Perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1 e 2.

Na Figura 6.20 são mostrados os perfis de temperaturas ao longo dos planos 3 e 4. Pode-se verificar um comportamento bem diferente dos perfis dos planos 1 e 2. Nos planos 3 e 4, verifica-se uma maior concentração de temperaturas elevadas na zona primária, confirmando a não uniformidade da chama. Também pode ser verificada uma diminuição na extensão do filme de resfriamento próximo a parede do tubo de chama, sendo a chama nestes planos, mais dispersa. A importância da análise de vários plano do mesmo domínio fica novamente evidenciada.

Outro dado a ser verificado é a temperatura de pico da chama igual a 2105 K.

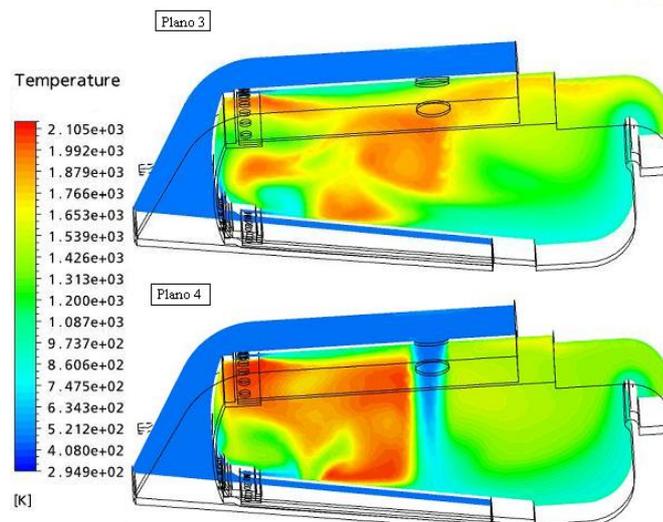


Figura 6. 20 Perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 3 e 4.

Através dos perfis de temperatura traçados nas Figuras 6.19 e 6.20, pode-se ter uma noção de onde se encontram as maiores concentrações de NO_x e CO, sendo os mesmos diretamente ligados a temperatura. Conforme Lefebvre (1983) há uma faixa de temperatura, na qual a produção simultânea de NO_x e CO são aceitáveis, Figura 3.15. Com o aumento da temperatura, a formação de NO_x também aumenta, acontecendo o contrário com a formação de CO. A faixa citada está entre 1680 K e 1900 K, segundo Lefebvre, onde é estimada a emissão de 25 ppm de CO e 14 ppm de NO_x para estas condições.

Através das Figuras 6.19 e 6.20, e com as superfícies isotérmicas geradas, Figura 6.21, onde são mostradas as superfícies cujas temperaturas são de 1680 K, 1900 K, 2000 K e 2100 K pode-se verificar as regiões de maior concentração de CO e NO_x . Com as Figuras 6.19 e 6.20, verifica-se a possibilidade do NO e do CO formados na região da chama se recombinarem, ou dissociarem até a saída da câmara de combustão, formando elementos não poluentes.

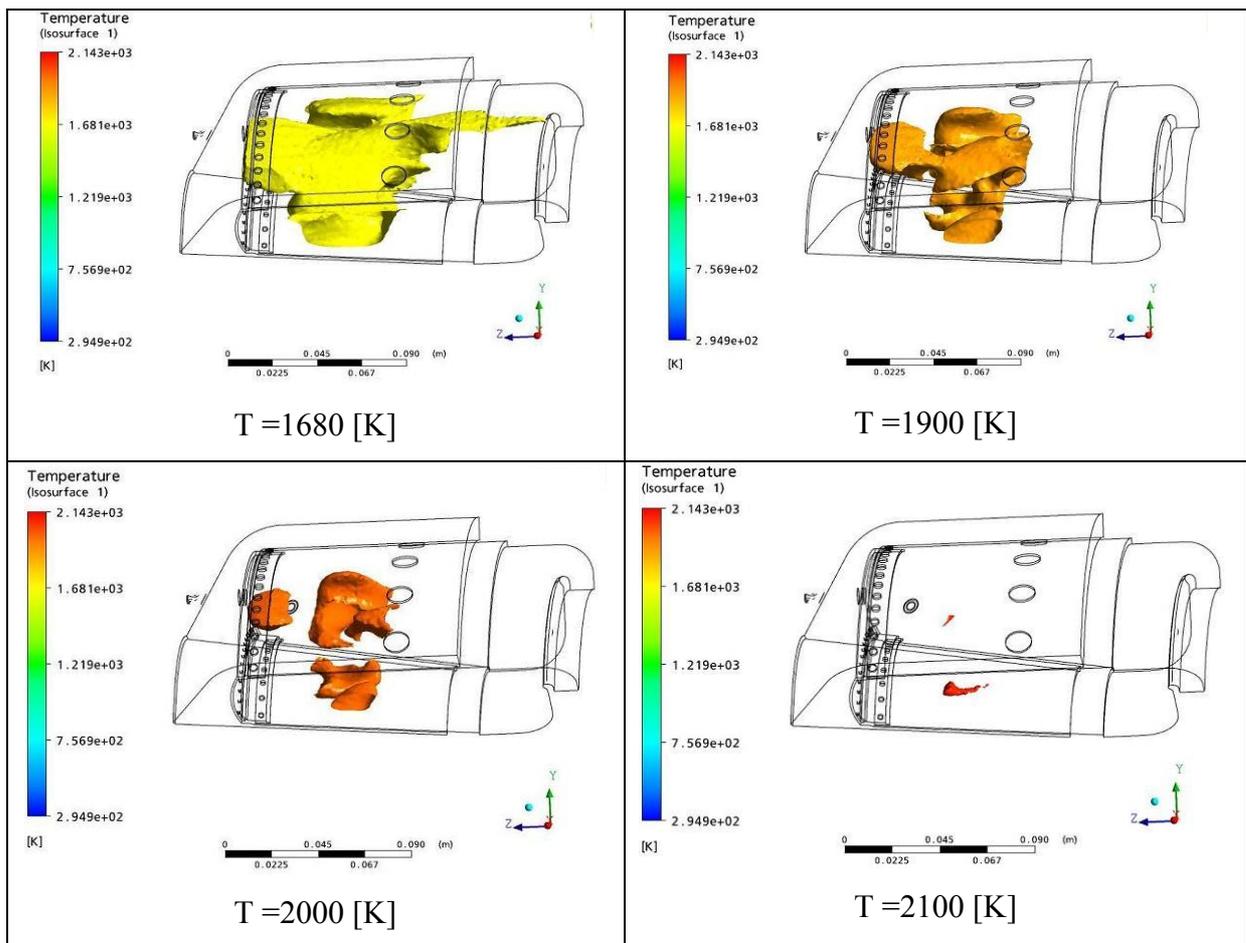


Figura 6. 21 Superfícies isotérmicas no interior do domínio estudado.

Outra verificação a ser feita é sobre o gradiente de temperatura na entrada da turbina ou saída da câmara de combustão, conforme mostrado na Figura 6.22. Pode ser verificado que a temperatura na saída da câmara de combustão está em torno de 1520 K, sendo a temperatura média nesta região de 1030 K. Porém deve-se observar ao gradiente de temperatura, pois quando este é muito grande, favorece a fadiga térmica do material. À medida que as temperaturas na entrada da turbina são maiores, ou mesmo as temperaturas a que estão submetidas qualquer ponto quente no interior da câmara de combustão, o material a ser utilizado para a fabricação custa mais caro. A temperatura dos gases na entrada da turbina é um dado muito importante, já que valores muito baixos desta temperatura diminuem a potência da turbina.

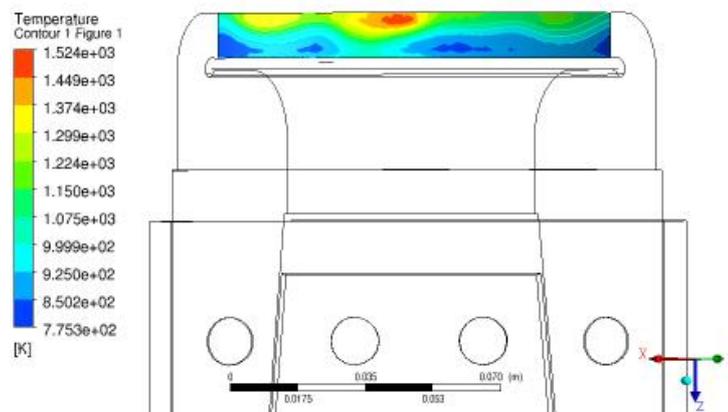


Figura 6. 22 Perfil de temperatura na saída da câmara de combustão

Na saída da câmara de combustão a temperatura é 1030 K (757 °C) valor menor que o simulado para o ciclo, que é de 850°C. Para a temperatura de 850°C, o valor de ΔT é igual a 662K. Para este valor de ΔT , o valor teórico da relação combustível/ar é 0,018 (Cohen, 1988, ver Apêndice A) e o valor desta relação fornecido pelo *Gatecycle* é 0,012, bem inferior ao que deveria ser. Logo, o cálculo desta relação combustível/ar realizada pelo *Gatecycle* está errada. Sabendo disso, o cálculo da relação combustível /ar deve ser ajustado para a nova câmara em desenvolvimento atingir o ΔT desejado.

Outra análise a ser realizada refere-se à distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama, mostrada na Figura 6.23. Verifica-se através da Figura 6.23 que as paredes estão submetidas a uma temperatura máxima de aproximadamente 1700 K, ou 1427 °C, valor mais alto do que o material do tubo de chama pode suportar, ou seja, algumas mudanças geométricas ou aerodinâmicas podem ser realizadas para uma melhor distribuição de temperatura no interior do tubo de chama, evitando assim a fadiga térmica ou até o derretimento do material.

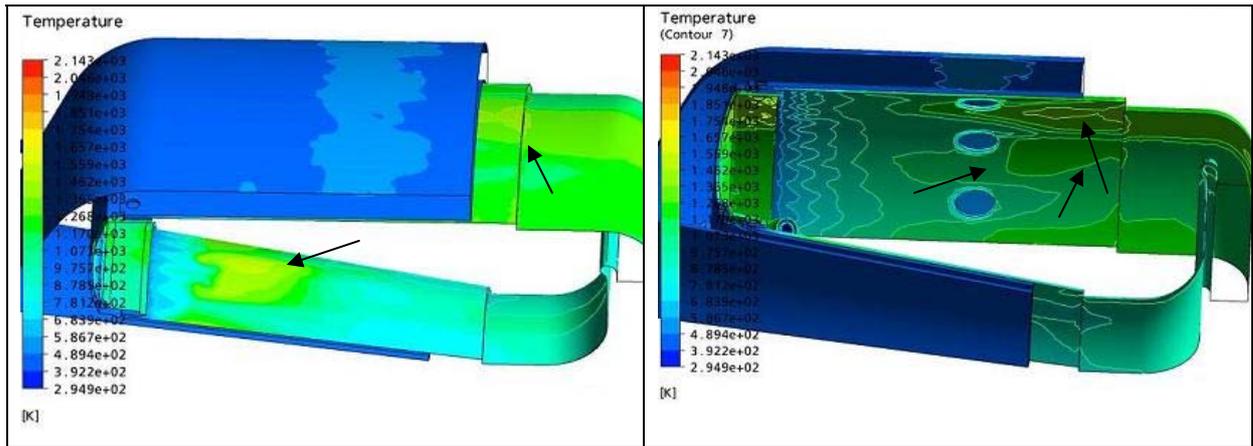


Figura 6. 23 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama.

Outra informação importante é o valor da temperatura máxima da chama, que é aproximadamente 2105 K. Quando comparados com os dados estimados pelo GASEQ, sob condições adiabáticas, cujo valor é de 2183 K, observa-se que eles são próximos.

As regiões de formação de CO podem ser comparadas com os planos dos perfis de temperaturas. Através da Figura 6.24, pode-se verificar que a maior concentração de CO é na região da chama. Como a maior concentração de CO se encontra antes dos orifícios de diluição há a possibilidade de recombinação do CO, formando outros elementos não poluentes, como por exemplo, CO_2 , até a saída da câmara de combustão, o que indica a Figura 6.24.

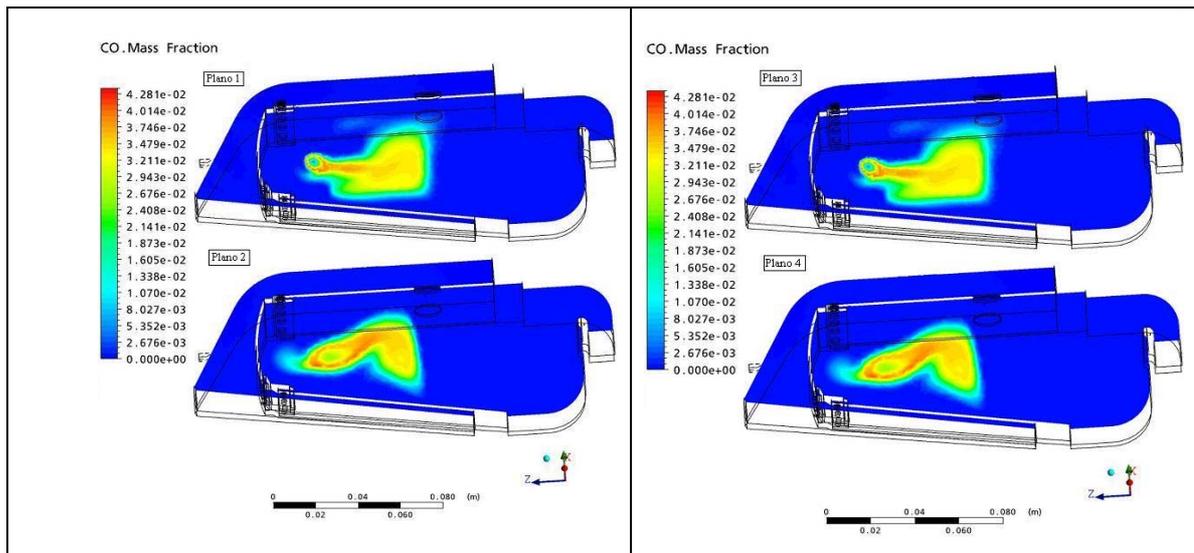


Figura 6. 24 Perfis de formação de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2, 3 e 4.

A distribuição de CO é dada em fração mássica, porém para facilitar a comparação dos resultados com a literatura, que na maioria dos casos está em partes por milhão (ppm), é necessário transformar esse valor. Para isso, o valor encontrado em fração mássica deve ser multiplicado por 10^6 , passando o resultado para ppm.

Analisando agora o perfil de CO na região da saída dos gases de exaustão, Figura 6.25, pode-se verificar pequena concentração de CO. Isto significa que grande parte do CO formado na região da chama, se recombina formando outros elementos, até a saída da câmara. O valor médio de CO encontrado na saída da câmara de combustão da turbina Solar foi de $1,758 \cdot 10^{-6}$ em fração mássica, ou seja, 1,758 ppm.

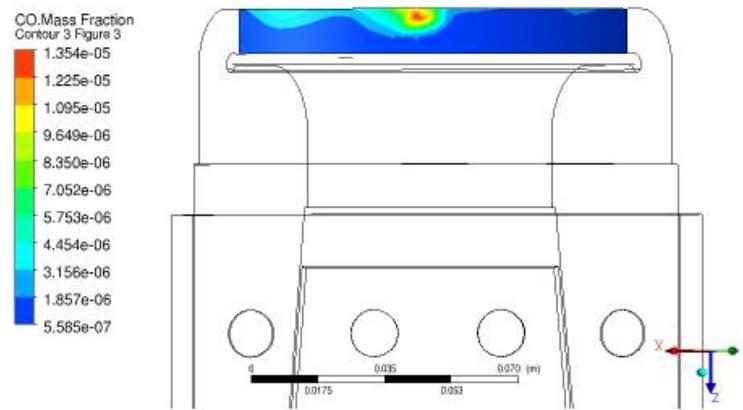


Figura 6. 25 Perfil de concentração de CO na saída dos gases de exaustão

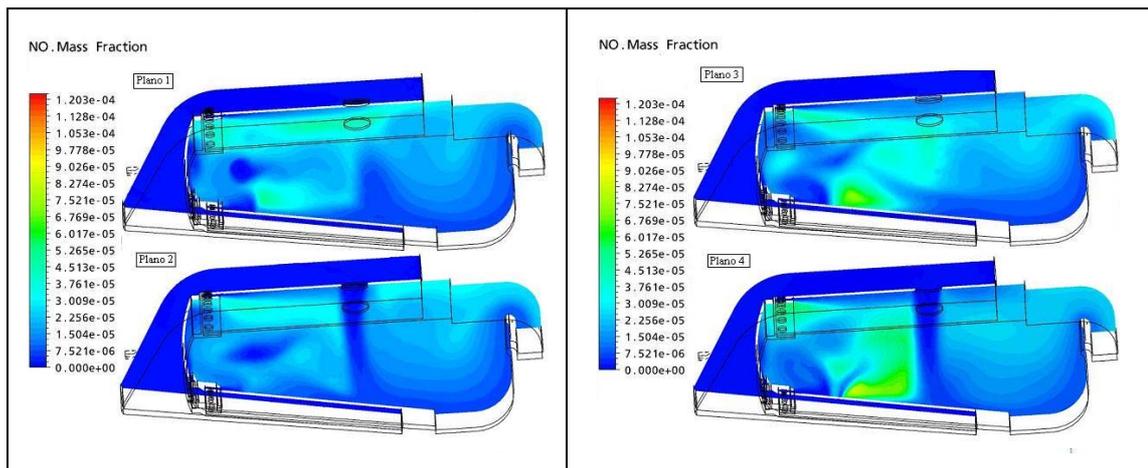


Figura 6. 26 Perfis de formação de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2, 3 e 4.

É muito importante relatar que o CFX não tem equações precisas para a formação ou distribuição de NO_x , assim todos os resultados presentes neste trabalho devem ser analisados comparativamente entre si. Por exemplo, a distribuição de NO_x na saída da câmara de

combustão com regime de chama pré-misturado é “maior ou menor” quando comparado à câmara com regime de chama difusa.

A formação de NO será analisada de maneira semelhante à análise de formação do CO, Figura 6.26. Recorrendo novamente aos perfis de temperaturas, pode-se verificar a maior concentração de NO na região de maiores temperaturas, o que já era de se esperar, pois à medida que a temperatura aumenta (dentro de uma faixa específica), a formação de NO também aumenta.

Da mesma forma que analisada a emissão de CO na saída, a emissão de NO também será analisada. Na Figura 6.27, verifica-se a distribuição de NO na saída da câmara de combustão, sendo o valor médio emitido de NO igual a $1,395 \cdot 10^{-6}$, ou seja, 1,395 ppm.

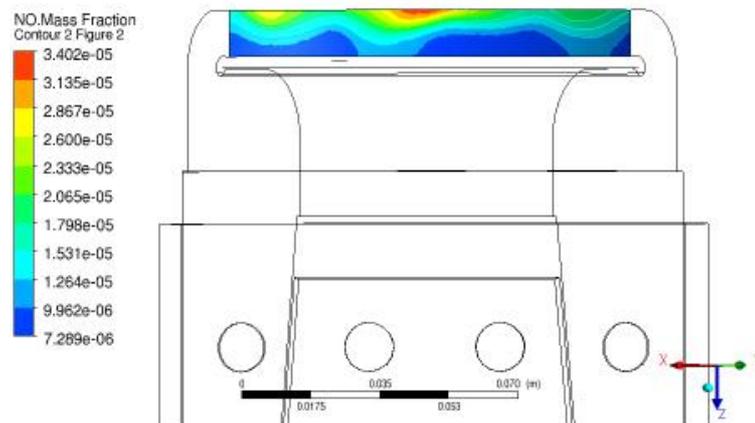


Figura 6. 27 Perfil de concentração de NO na saída dos gases de exaustão

Foram realizadas 1600 iterações para os cálculos apresentados, porém a convergência não foi atingida. A convergência aproximou-se de 10^{-4} , para as linhas de velocidade, e de 10^{-6} para o p_{mass} , conforme mostrado na Figura 6.28, com comportamento razoavelmente estável dessas linhas.

A convergência das curvas de velocidade não foi atingida, possivelmente, por causa da ausência de uma malha prismática na camada limite do tubo de chama, um caso a ser investigado futuramente, ou ainda pela complexidade do problema em si.

Em casos em que a convergência não é atingida, porém as linhas de velocidade e p_{mass} variam em torno de um valor médio, os resultados obtidos podem estar adequados. O que nos diria que o resultado de uma simulação na condição citada acima, está correto, seria a comparação com os dados experimentais.

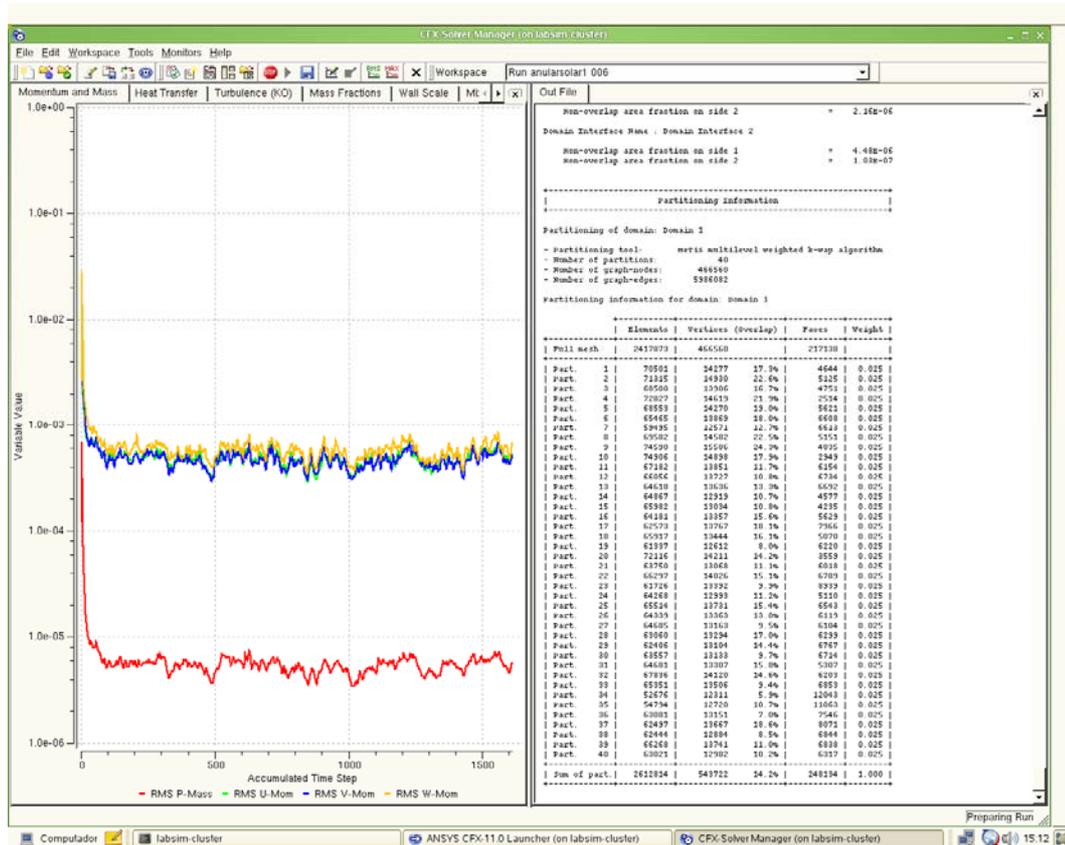


Figura 6. 28 Curvas de convergência para 1600 iterações.

6.3 Câmara de Combustão da Turbina a Gás de 600 kW

Neste item serão avaliados os resultados obtidos com as geometrias das câmaras de combustão projetadas, sendo cada uma delas analisadas detalhadamente, inclusive sob o aspecto da mudança de combustível.

Nas simulações deste item, foram realizadas 1000 iterações, sendo que para a câmara de combustão com chama pré-misturada foram utilizados 203.510 nós e 1.105.983 elementos tetraédricos e para a câmara de combustão com chama difusa foram utilizados 128.347 nós e 661.989 elementos tetraédricos. Foi utilizado este tipo e valores para as malhas, pois os mesmos forneceram uma boa discretização da geometria a ser analisada, com elementos de malha regulares, ou seja, mesmo nas menores regiões, os elementos da malha se encaixaram de forma adequada à geometria. O tempo de processamento, utilizando 40 núcleos, foi de 9 horas aproximadamente para todas as simulações.

6.3.1 Câmara com chama pré-misturada com gás natural

Neste item serão apresentados os resultados obtidos nas simulações da câmara de combustão, a qual foi escalonada e adaptada da turbina Solar para a turbina a gás de 600 kW, utilizando como combustível o gás natural.

Para todas as análises realizadas nas câmaras de combustão foram traçados vários planos, sobre os quais foram gerados os perfis de velocidade, temperatura, pressão, e concentração de NO e CO. Esses planos estão representados na Figura 6.29.

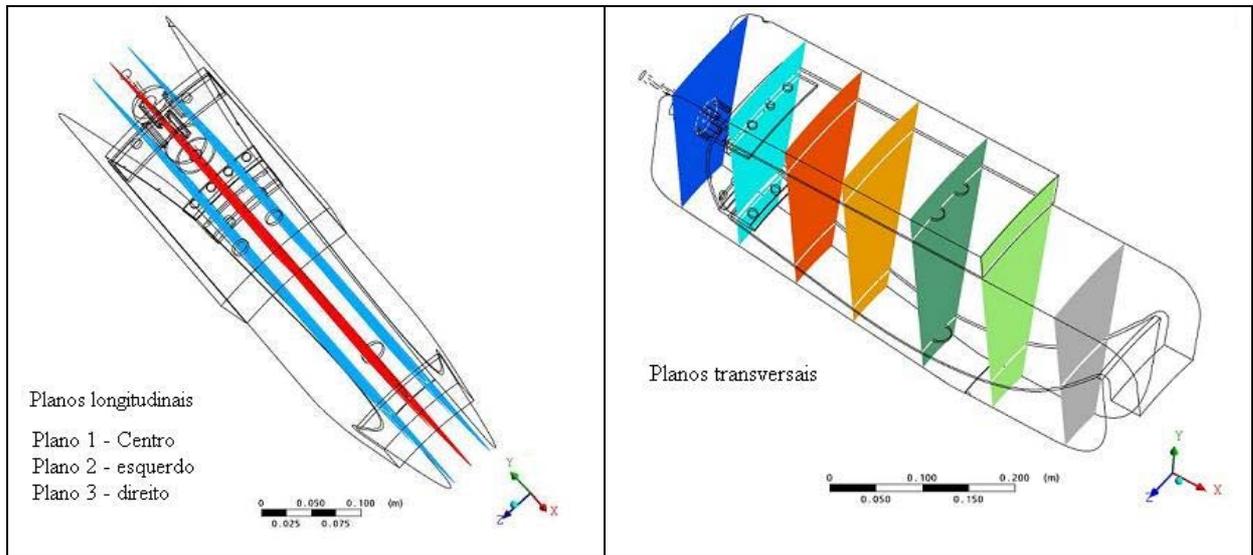


Figura 6. 29 Planos longitudinais e transversais traçados

Inicialmente foi realizada uma análise aerodinâmica da câmara de combustão utilizando ar como fluido de trabalho, tanto na entrada de ar como na entrada de combustível. Na Figura 6.30 são mostrados os vetores e valores absolutos da velocidade ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3. Pode-se verificar a possibilidade de ancoragem da chama antes dos orifícios de diluição, como também pode-se observar a geração de filmes de resfriamento próximos às paredes do tubo de chama, fator importante para manter a integridade do material. Maiores detalhes da distribuição dos vetores velocidades podem ser vistos no Apêndice A.

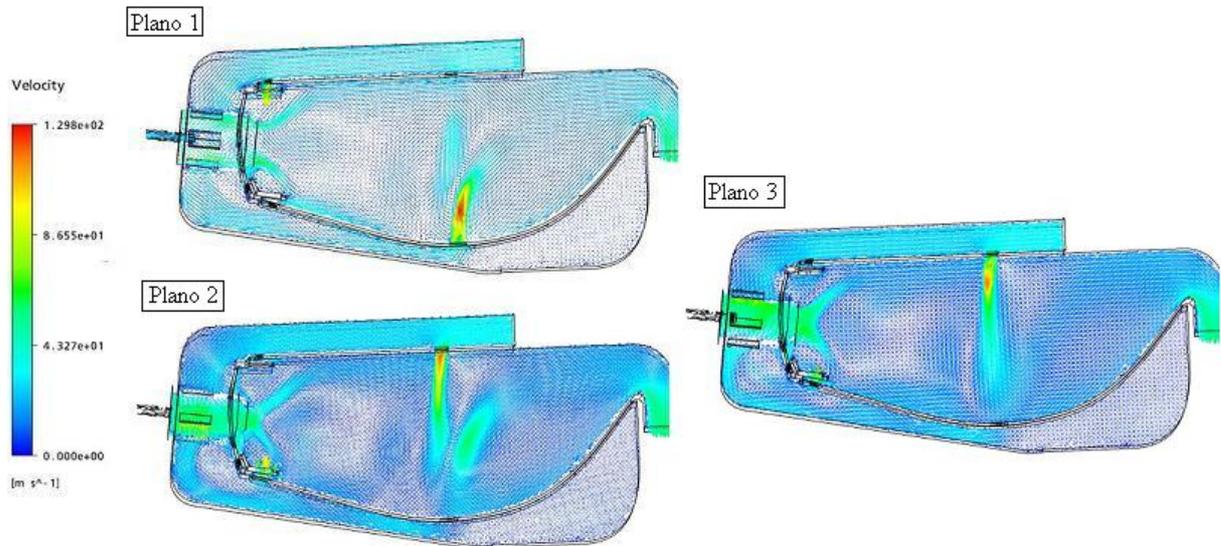


Figura 6. 30 Vetores e valores da velocidade ao longo de planos longitudinais

Na Figura 6.31 é mostrada a recirculação presente na câmara de pré-mistura, a qual é responsável pela mistura ar/combustível, anterior à região da zona primária, fazendo assim que a chama seja pré-misturada. Pode-se verificar que o ar entra na câmara de pré-mistura na direção axial e que o combustível entra na direção perpendicular, favorecendo assim uma mistura mais homogênea do ar e do combustível.

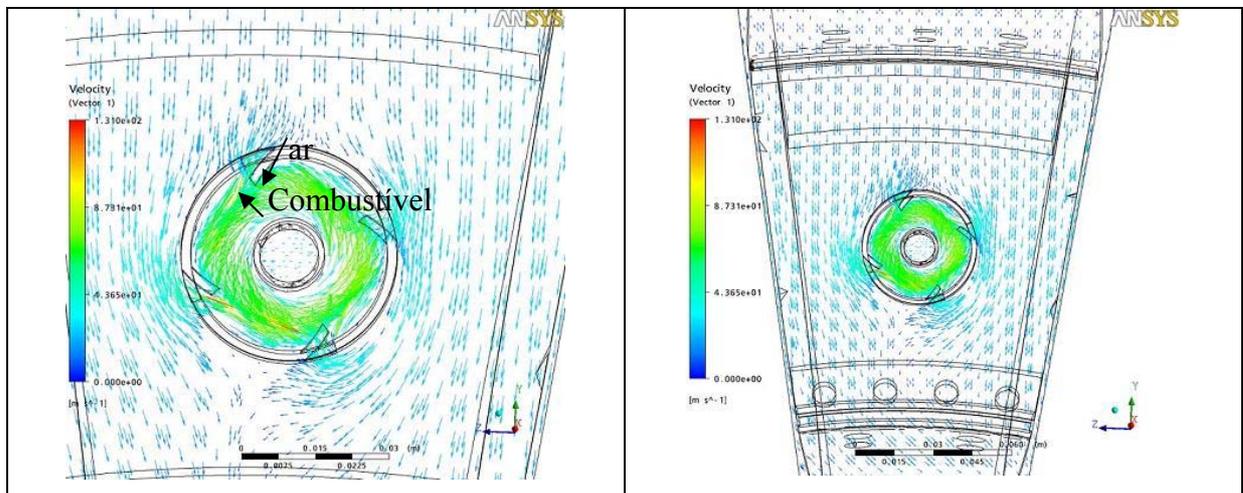


Figura 6. 31 Detalhes da recirculação presente no interior do injetor de ar

Através da Figura 6.32 pode-se verificar a rotação do combustível dentro do injetor de ar, a partir da análise das linhas de corrente, favorecendo a mistura do ar e do combustível antes da zona de combustão. Através das linhas de corrente pode-se ver o trajeto do escoamento no interior do domínio estudado, analisando o fluido partindo da entrada de ar e da entrada de combustível.

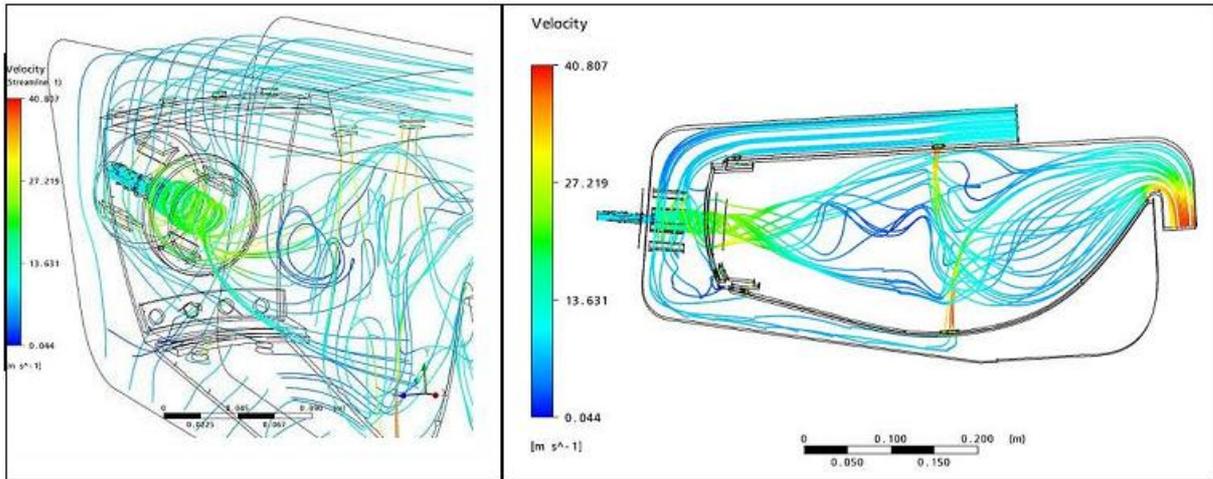


Figura 6. 32 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível

A perda de pressão em toda a câmara é de aproximadamente 1% da pressão de saída do compressor. Esse fato pode ser observado na Figura 6.33, onde é mostrada a distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1. Verifica-se que na entrada a pressão é de 4 bar e na saída é de 3,96 bar. Outra observação a ser feita é a diferença de pressão no interior do bico injetor de ar, devido a sua geometria.

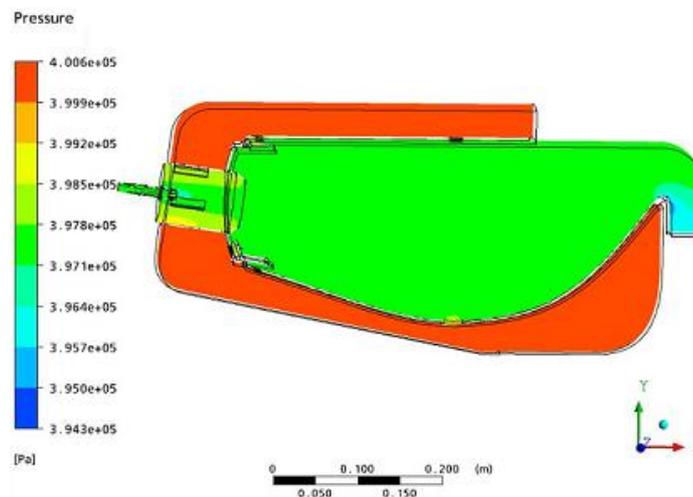


Figura 6. 33 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1

A análise dos perfis de temperatura é de grande importância nos estudos das câmaras de combustão, pois através deles pode-se verificar a posição e temperatura da chama, a temperatura nas proximidades da parede, a temperatura na entrada da turbina, como também a formação de CO e NO. A temperatura na entrada da turbina deve ser aproximadamente 850°C, conforme definido na análise dos parâmetros operacionais e de projeto da turbina. Na Figura 6.34, são mostrados os perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e

3. Pode-se verificar através destes perfis que a chama é ancorada na zona primária, porém pode ser observada uma temperatura na saída de aproximadamente 950 K, ou seja, o valor da temperatura na entrada da turbina está abaixo do esperado, que é 1123 K (850 °C). Este fato se deve a quantidade insuficiente de combustível utilizada para o caso analisado.

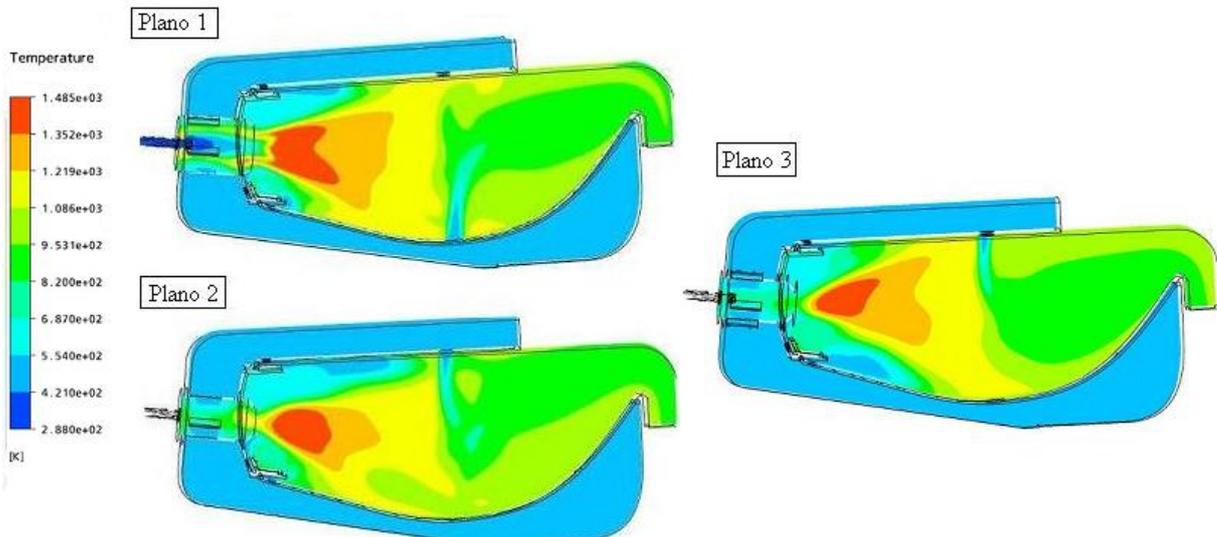


Figura 6. 34 Distribuição de temperatura nos planos longitudinais 1, 2 e 3

Na Figura 6.35 são apresentados os perfis de temperatura em vários planos transversais, o que possibilita uma visão mais abrangente do comportamento da chama ao longo do tubo de chama. Ainda na Figura 6.35 verifica-se a distribuição de temperatura na saída da câmara de combustão, ou seja, na entrada da turbina. Pode-se observar que a temperatura máxima na entrada da turbina é de 992 K aproximadamente, sendo o valor médio da mesma nesta região de 937,4 K (664 °C). O valor de 664 °C na entrada da turbina faz com que a sua potência seja menor que o valor esperado para uma turbina de pequeno porte. Para que a temperatura na entrada na turbina esteja em torno de 850°C, uma alternativa é alterar a razão de equivalência, para que a temperatura da chama seja elevada, aumentando assim o valor da temperatura na saída da câmara de combustão. Porém, esta mudança da razão de equivalência altera também a concentração de NO, CO, perfis de velocidade e pressão.

A velocidade do escoamento para essa simulação é de 29,88 m/s, enquanto a velocidade do escoamento na região da chama é 13,32 m/s. Essa diferença de velocidade associada à quantidade de combustível faz com que a chama se concentre na zona primária, formando um pequeno volume de chama.

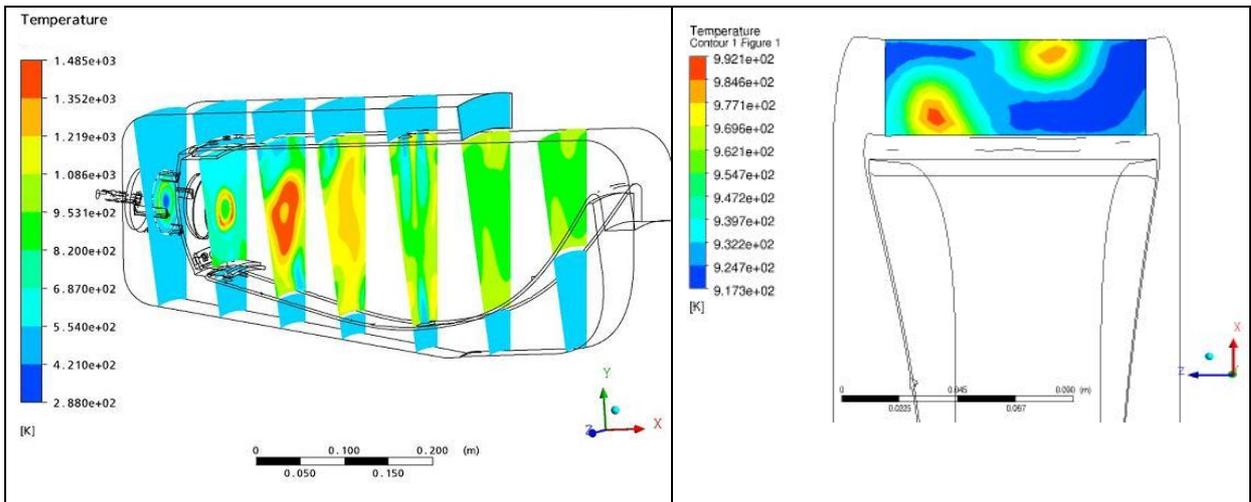


Figura 6. 35 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.35) é de 937 K, com um $\Delta T = 472$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,0125 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,016 para um ΔT de 662K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,016. Logo, considerando a eficiência da combustão de 0,98 (*Gatecycle*), o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018, valor acima de 0,016, conforme já foi esclarecido anteriormente.

Na Figura 6.35, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 11,2 %, sendo a temperatura máxima de 992 K, a temperatura média no plano de saída igual a 937 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

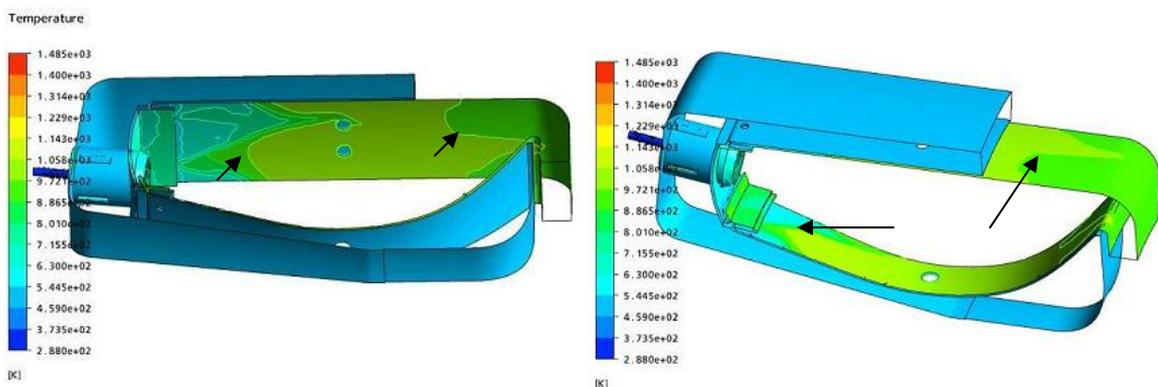


Figura 6. 36 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura

Outra análise importante que deve ser feita é com relação à temperatura nas paredes do tubo de chama, Figura 6.36.

Através da Figura 6.36 pode-se observar que a temperatura na parte superior e na parte inferior do tubo de chama é de aproximadamente 1200 K, ou seja, 927 °C, valores que estão razoáveis à integridade do material. Porém deve-se observar também o gradiente de temperatura nestas regiões.

Pode-se observar na Figura 6.37 que os perfis de concentração de NO são qualitativamente semelhantes aos perfis de distribuição de temperatura. Isso já era esperado, devido às temperaturas elevadas nas quais ocorrem a formação de óxido de nitrogênio. O importante é que o NO formado na região da chama seja recombinado até a saída da câmara de combustão. Pode-se verificar também que esta quantidade de NO vai diminuindo, à medida que os planos se aproximam da saída do combustor, conforme pode ser visto na Figura 6.37.

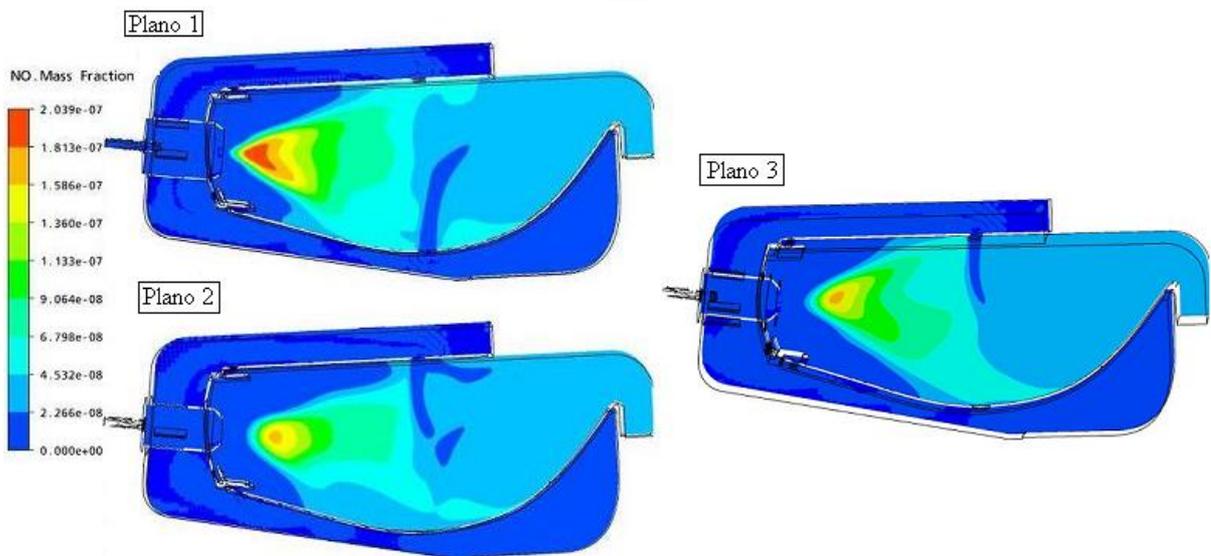


Figura 6. 37 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

A distribuição de NO no interior do tubo de chama foi analisada, porém a quantidade de NO emitido é o que realmente importa. Na Figura 6.38, vê-se o perfil de distribuição de NO na saída da câmara de combustão, cujo valor médio emitido foi de $3,16 \cdot 10^{-2}$ ppm. O valor máximo emitido foi $3,96 \cdot 10^{-2}$ ppm.

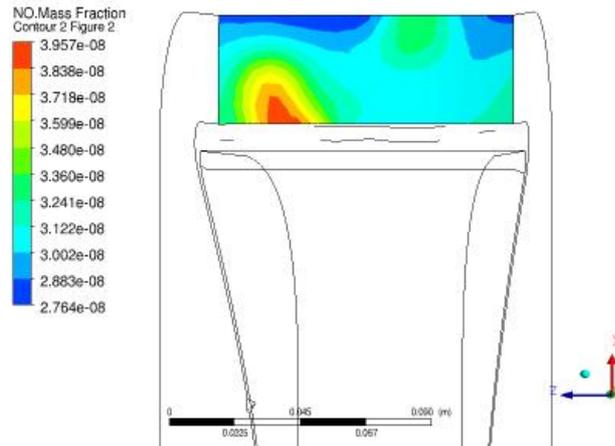


Figura 6. 38 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão

Da mesma forma que para a distribuição de NO, os perfis de concentração de CO ao longo dos planos longitudinais foram traçados e apresentados na Figura 6.39. Pode-se observar que a concentração de CO está diretamente ligada aos perfis de temperatura.

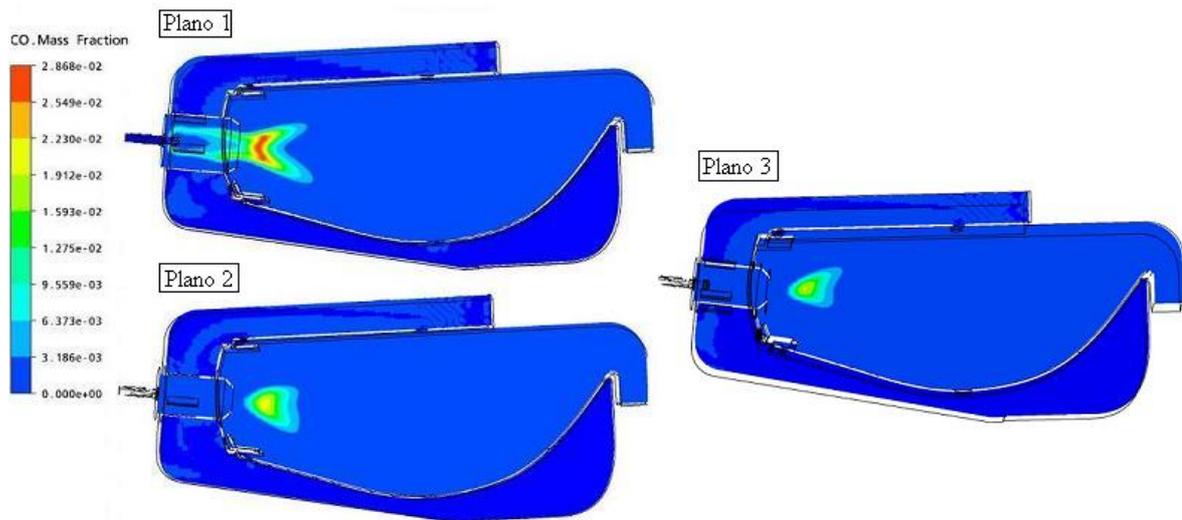


Figura 6. 39 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Como a emissão de CO deve ser analisada, a sua distribuição na saída da câmara de combustão foi traçada, Figura 6.40. Verifica-se que existe uma distribuição uniforme de CO no plano de saída do combustor, cujo valor médio foi 1,96 ppm. O valor máximo emitido foi de 2,82 ppm.

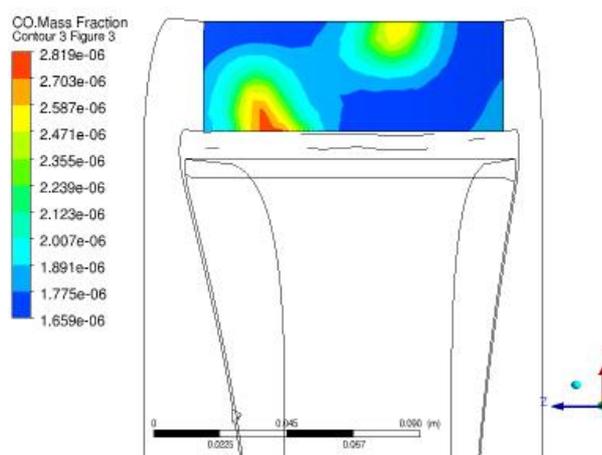


Figura 6. 40 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão

Os valores encontrados para NO e CO na saída câmara de combustão são valores baixos, assim, para que esses valores sejam confirmados, devem ser realizados experimentos, já que os modelos de emissões não foram validados.

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,00060$; $\text{CH}_4=0,011$; $\text{C}_2\text{H}_4=0,0016$ e $\text{H}_2\text{O}=0,042$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

Modificação na fração mássica de combustível

Conforme analisado, a temperatura média na saída da câmara de combustão é de 664 °C, valor inferior ao calculado na análise de ciclo (850 °C) para manter o desempenho. Para resolver este problema, foi então alterada a quantidade de combustível fornecida ao processo de combustão, para alterar a relação combustível/ar citada na análise da temperatura de saída da câmara de combustão deste item.

De acordo com o item 5.4.1, a vazão em massa utilizada inicialmente foi de 0,06 kg/s. Após realizar várias simulações, este valor foi alterado para 0,1 kg/s para que temperatura atingisse 850 °C. Com essa modificação na quantidade de combustível pode-se esperar temperaturas maiores na saída da câmara de combustão, porém eleva-se as temperaturas nas paredes do tudo de chama, como também eleva-se a quantidade de emissões na saída do combustor e altera a eficiência térmica do ciclo.

Através da Figura 6.41 pode-se observar uma região de chama no interior da câmara, sendo o valor máximo de temperatura na mesma 1500 K. Esse aumento da temperatura da

chama provoca regiões de temperaturas mais elevadas nas paredes do tubo de chama, uma maior formação de NO e de CO.

Com o aumento da quantidade de combustível, a velocidade de escoamento do combustível na zona primária também é aumentada, fazendo com que a chama se desloque em direção à saída da câmara da combustão. Este deslocamento da chama também gera uma maior quantidade de NO e CO emitido na saída do combustor. Neste caso, a velocidade do escoamento passou a ser 36,28 m/s e a velocidade da chama foi de 9,61 m/s.

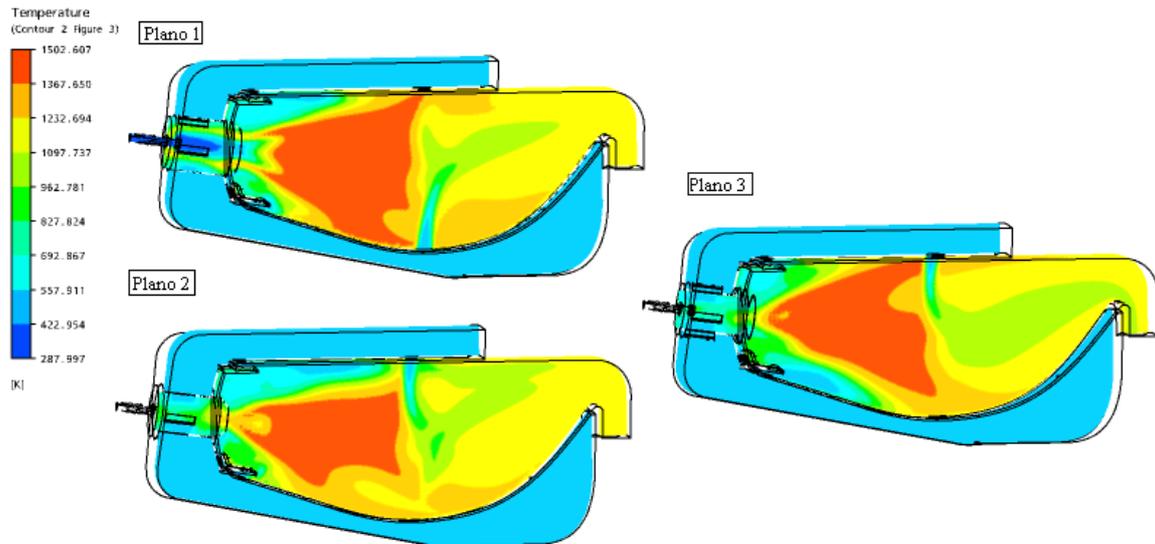


Figura 6. 41 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3
($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

De acordo com o mencionado, a temperatura na saída da câmara de combustão se eleva com o aumento da quantidade de combustível, sendo agora, seu valor médio igual a 1124 K, ou 850 °C, conforme estabelecido na análise do ciclo. Na Figura 6.42, pode-se observar a distribuição da chama ao longo dos vários planos transversais (esquerda), e também a distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão.

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.42) é de 1124 K, com um $\Delta T = 663 \text{ K}$, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,023 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662 \text{ K}$, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,023.

Na Figura 6.42, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 10,8 %, sendo a temperatura máxima de 1196 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1124 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

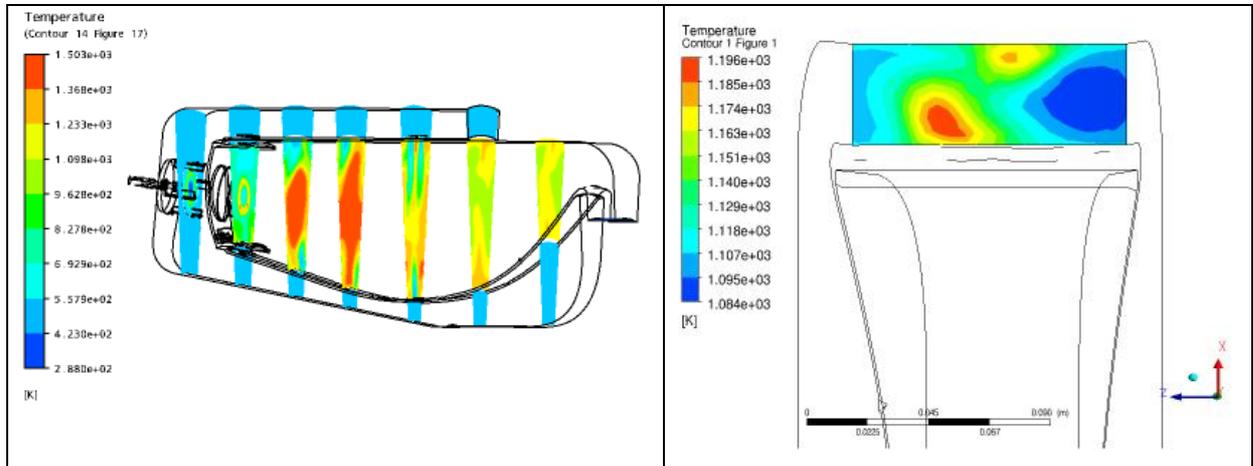


Figura 6. 42 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Como agora a chama tem um volume maior, se aproximando mais das paredes, pode-se observar que as mesmas estão sujeitas à temperaturas mais elevadas, e também a maiores gradientes de temperatura, conforme mostrado na Figura 6.43.

Como a combustão acontece a diferentes valores de temperatura, a formação e emissão de NO e de CO também se alteram com o aumento da quantidade de combustível. O valor médio de NO emitido no plano de saída da câmara de combustão passou de $3,16 \cdot 10^{-2}$ ppm para $2,64 \cdot 10^{-1}$ ppm, quando aumentada vazão em massa de combustível. Já para a emissão de CO, o valor passou de 1,91 ppm para 12,6 ppm. Uma das justificativas deste fato é a maior velocidade de entrada do combustível, proporcionada pelo aumento da vazão mássica do mesmo, deslocando e aumentando o volume da chama.

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,00099$; $\text{CH}_4=0,018$; $\text{C}_2\text{H}_4=0,0026$ e $\text{H}_2\text{O}=0,062$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

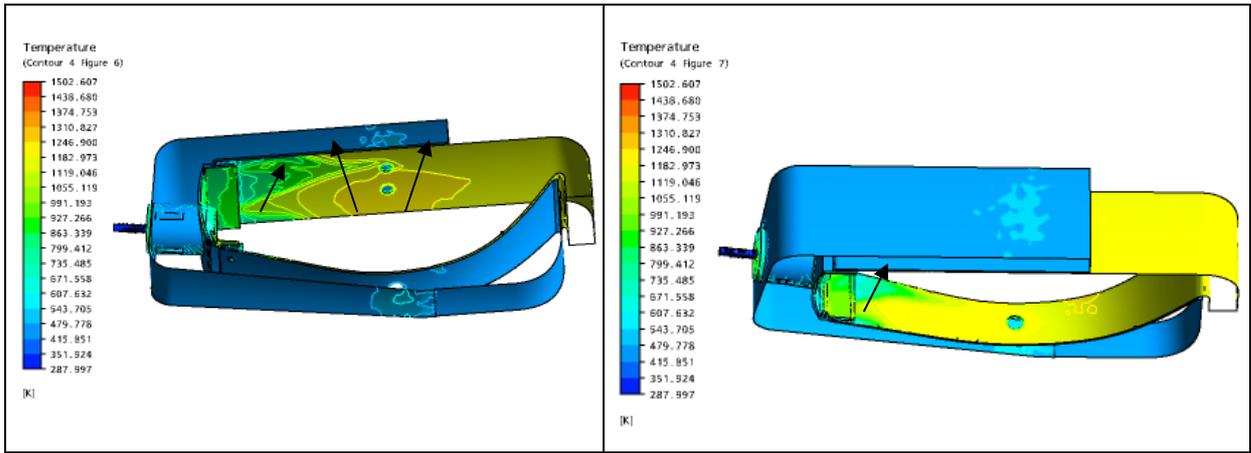


Figura 6. 43 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

6.3.2 Câmara com chama difusa com gás natural

Neste item serão apresentados os resultados obtidos nas simulações da câmara projetada utilizando como combustível o gás natural, sendo a chama difusa.

Inicialmente, a análise realizada refere-se à aerodinâmica da câmara de combustão, utilizando ar nas entradas de ar e de combustível, com os valores das vazões em massa calculados previamente.

Na Figura 6.44 são mostrados os vetores e valores da velocidade ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3. Através do estudo aerodinâmico, observa-se a ancoragem da chama na zona primária, possibilitando a recombinação dos elementos poluentes formados na região da chama, a valores permitidos de emissão dos mesmos. Pode-se observar as recirculações próximas à parede, criando um filme de resfriamento, evitando assim que as paredes sejam submetidas a temperaturas elevadas. Maiores detalhes da distribuição dos vetores velocidade podem ser vistos no Apêndice A.

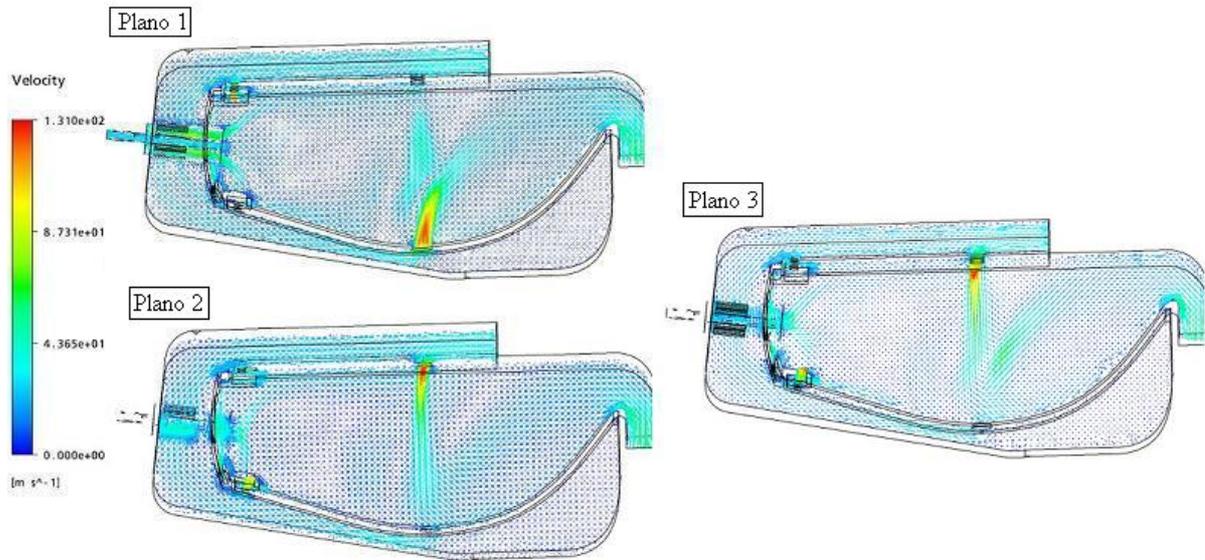


Figura 6. 44 Vetores e intensidade da velocidade ao longo de planos longitudinais

Através das análises das linhas de corrente, representativas do escoamento presentes na Figura 6.45, pode-se observar a concentração da chama no centro da região de combustão, ou zona primária, sendo o ar e o combustível misturados nesta região. Espera-se uma chama com volume maior e com valores mais altos de temperatura, quando comparados com a chama pré-misturada.

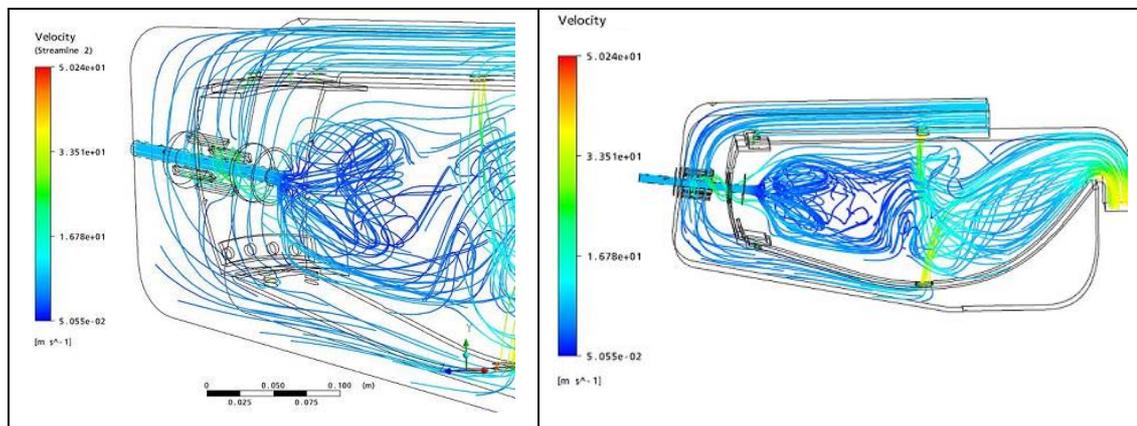


Figura 6. 45 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível

Observa-se através da Figura 6.46, que mostra o perfil de distribuição de pressão no interior da câmara de combustão, que a perda de pressão total é realmente baixa (cerca de 1 %), sendo a pressão na entrada da câmara igual a 4 bar. Observa-se uma maior diferença de pressão no injetor de ar, devido a sua geometria.

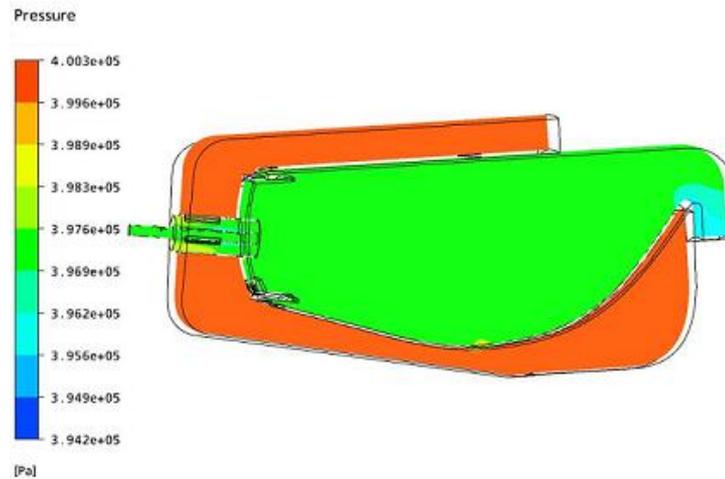


Figura 6. 46 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1

A Figura 6.48 apresenta os perfis de distribuição de temperatura ao longo dos três planos longitudinais estudados neste trabalho. Pode-se observar na Figura 6.48 que a região de alta temperatura é bem maior que a obtida para a chama pré-misturada, confirmando as observações feitas nas Figuras 6.44 e 6.45. Observa-se também que o valor máximo da temperatura é o mesmo para as chamas pré-misturada e difusa, sendo a primeira com 80 % de excesso de ar e a segunda para 2 % de excesso de ar.

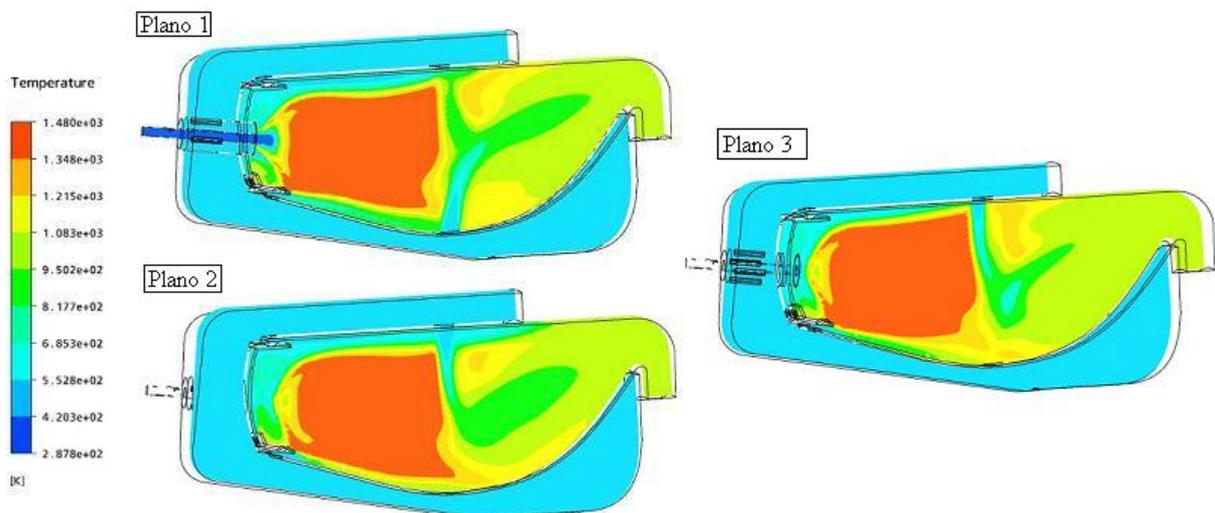


Figura 6. 47 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Na Figura 6.48 são apresentados os perfis de temperatura para os planos transversais estudados neste trabalho, como também o perfil de temperatura no plano de saída da câmara de combustão. Observa-se que tem-se um perfil uniforme de temperatura na saída câmara, sendo seu valor médio igual a 991 K, ou seja, 718 °C. Deve-se verificar este valor, pois valores inferiores a 850°C na entrada da turbina diminuem o rendimento do ciclo.

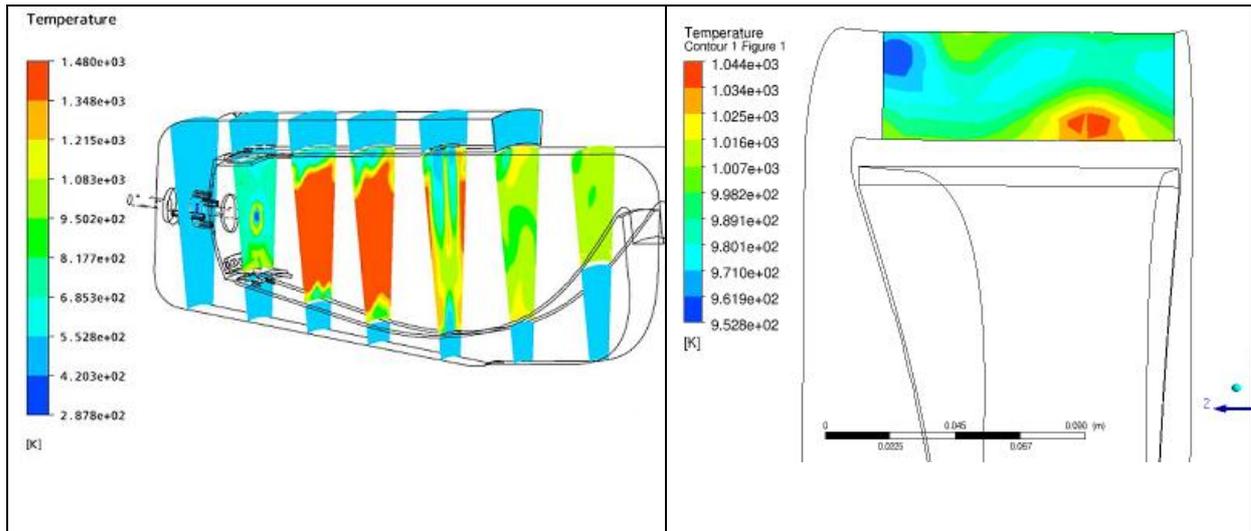


Figura 6. 48 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.48) é de 991 K, com um $\Delta T = 530$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,014 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,016 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,016.

Na Figura 6.48, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 10,0 %, sendo a temperatura máxima de 1044 K, a temperatura média no plano de saída igual a 991 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

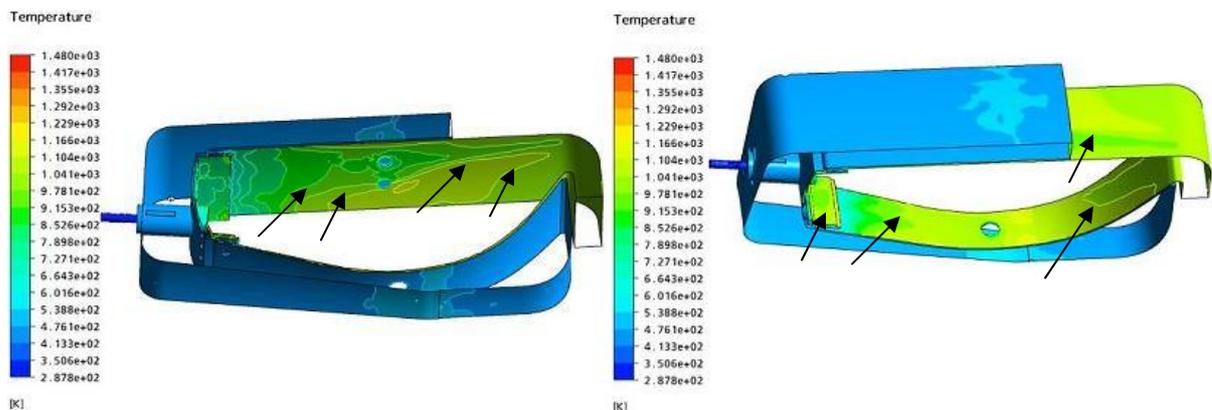


Figura 6. 49 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura

Analisando a distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama na Figura 6.49, nota-se que o valor máximo é igual a 1000 °C, aproximadamente. O gradiente de temperaturas nas paredes também deve ser analisado, pois a fadiga térmica pode causar danos irreversíveis no material.

Pode-se observar na Figura 6.50, que a maior concentração de NO está na região de altas temperaturas, como esperado, e esta concentração vai diminuindo à medida que se aproxima da saída da câmara, mostrando a recombinação do NO formado com o ar de diluição.

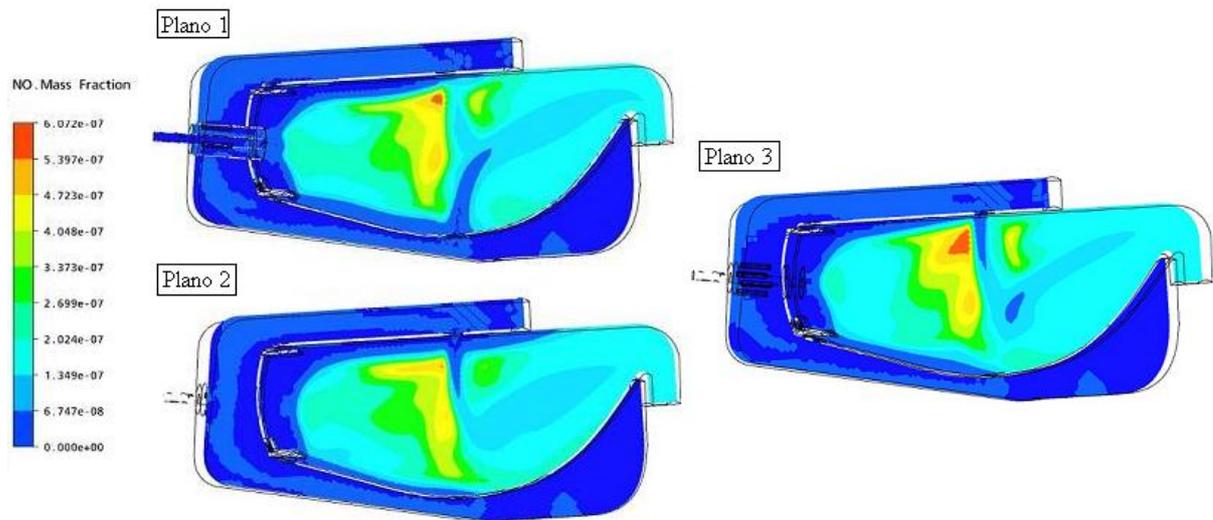


Figura 6. 50 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Na Figura 6.51 é analisada a distribuição de NO no plano de saída do combustor, buscando o valor de NO que realmente é emitido após o processo de combustão. No caso da câmara em estudo, o valor médio emitido na saída da câmara de combustão foi de 14,3 ppm, e o valor máximo emitido foi de 17,8 ppm.

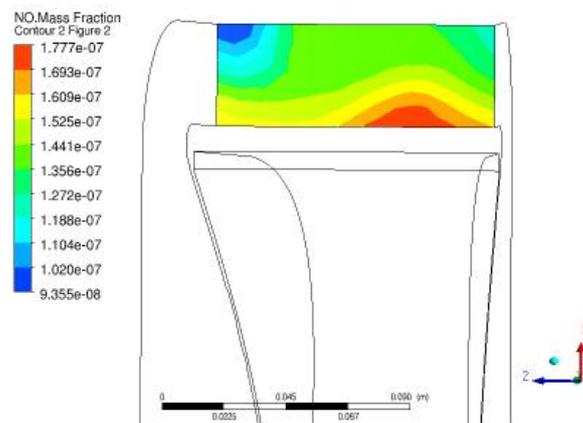


Figura 6. 51 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão

Observa-se através da Figura 6.52 que mostra os perfis de concentração de CO ao longo dos planos longitudinais estudados, que a formação de CO também se concentra na região da chama, porém mais dispersa que a formação de NO, isso se justifica pelas temperaturas as quais os dois elementos são formados. Observa-se também que próximo da saída da câmara tem-se reduzidos valores de CO.

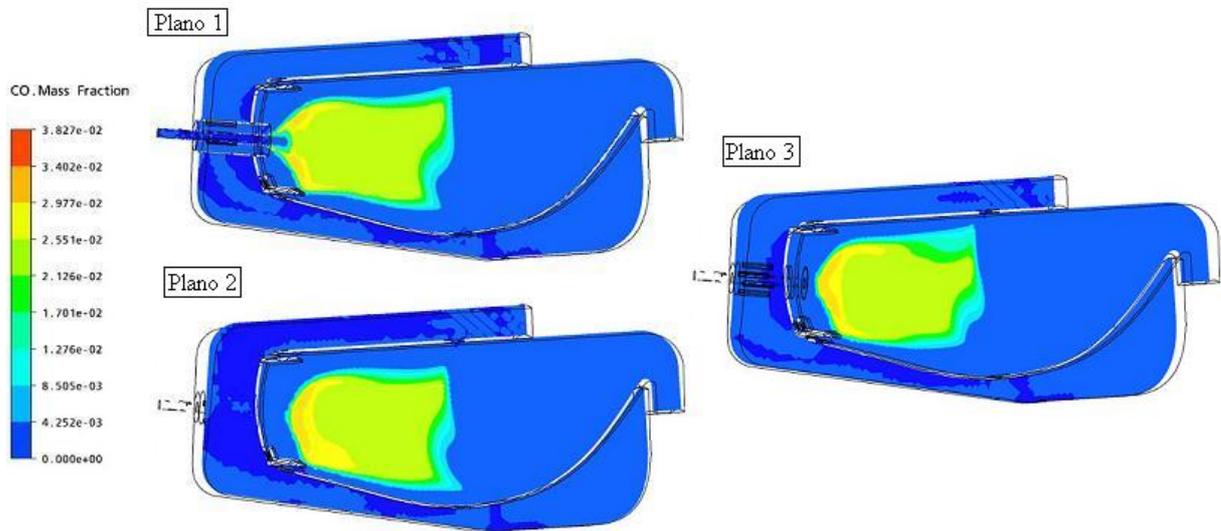


Figura 6. 52 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Em relação à quantidade de CO emitido na saída da câmara de combustão, mostrada na Figura 6.53, o valor médio foi de 2,7 ppm. O valor máximo emitido foi de 5 ppm.

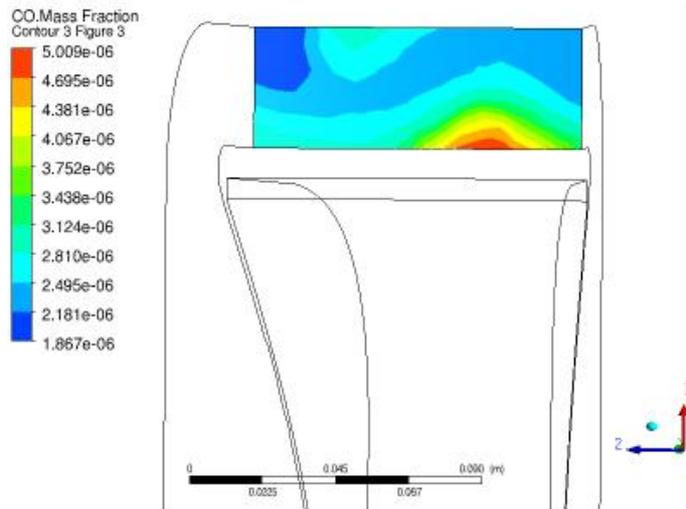


Figura 6. 53 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,00070$; $\text{CH}_4=0,013$; $\text{C}_2\text{H}_4=0,0018$ e $\text{H}_2\text{O}=0,047$. Estes valores

mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

Modificação na fração mássica de combustível

Conforme analisado, a temperatura média na saída da câmara de combustão é de 718 °C, valor inferior ao calculado na análise de ciclo (850 °C) para manter o desempenho. Para resolver este problema, foi então alterada a quantidade de combustível fornecida ao processo de combustão, para alterar a relação combustível/ar citada na análise da temperatura de saída da câmara de combustão deste item.

Através de alguns testes, a vazão em massa foi alterada de 0,07 kg/s para 0,1 kg/s para que temperatura chegasse a aproximadamente 850 °C.

Através da Figura 6.54 pode-se observar uma região de chama para essa alteração de combustível, sendo seu valor máximo em torno de 1490 K. O aumento da temperatura da chama provoca alterações na formação e emissão de NO e formação de CO. Como a velocidade do escoamento é de 28,74 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é 4,26 m/s, era de se esperar que a chama se estendesse em direção à entrada da turbina, aumentando a emissão de poluentes, como também de combustível não queimado.

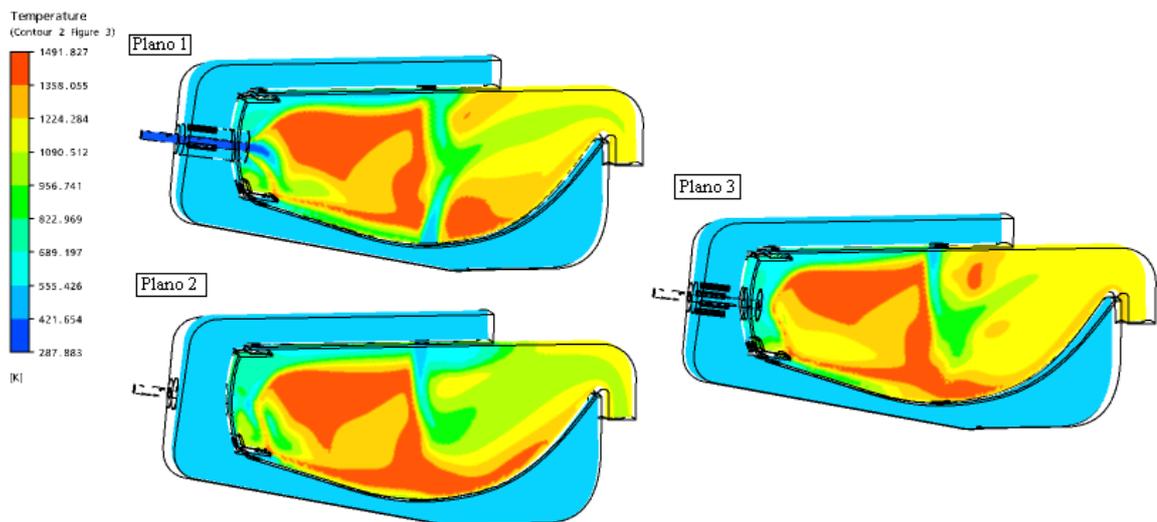


Figura 6. 54 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3
($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Como a temperatura na saída da câmara de combustão se eleva com o aumento da quantidade de combustível, agora o valor médio da temperatura é igual a 1129 K, ou 856 °C, próximo ao valor calculado pelo ciclo.

Na Figura 6.55, pode-se observar a distribuição da chama ao longo dos vários planos transversais (esquerda), e também a distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão. Como agora a temperatura dos gases aumentou, os jatos de diluição não são suficientes, fazendo com que o comprimento da chama ultrapasse os orifícios de diluição. Além disso, as paredes do tubo de chama estão sujeitas a temperaturas mais elevadas, inclusive na região de diluição dos gases de combustão da zona primária, conforme mostrado na Figura 6.56, onde são destacados os gradientes de temperaturas.

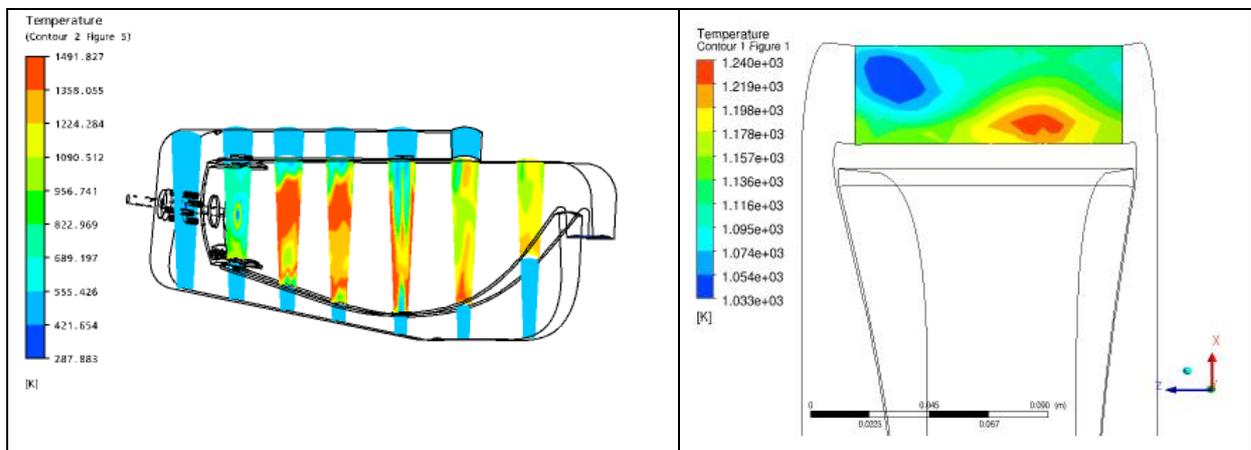


Figura 6. 55 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.55) é de 1129 K, com um $\Delta T = 668 \text{ K}$, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,0181 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,023 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662 \text{ K}$, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,023.

Na Figura 6.55, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 16,6 %, sendo a temperatura máxima de 1240 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1129 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

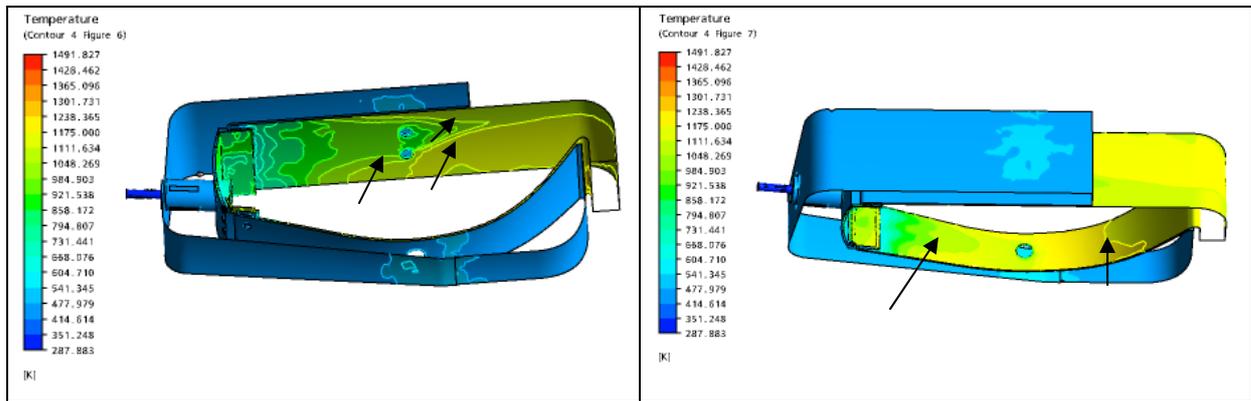


Figura 6. 56 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1\text{kg/s}$)

O valor médio de NO emitido no plano de saída da câmara de combustão passou de $1,42 \cdot 10^{-7}$ ppm para 0,188 ppm, quando aumentada a vazão em massa de combustível. Já para a emissão de CO, o valor passou de 2,71 ppm para 23,4 ppm, com o aumento da quantidade de combustível. Os acréscimos das emissões de NO e CO, podem ser justificados pelo comprimento da chama e maior quantidade de combustível.

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,00010$; $\text{CH}_4=0,020$; $\text{C}_2\text{H}_4=0,0027$ e $\text{H}_2\text{O}=0,063$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

6.3.3 Câmara com chama pré-misturada com biogás

Neste item será analisado o comportamento da combustão, utilizando-se a mesma geometria anterior, porém com a utilização do biogás. Através dessas análises é possível observar as consequências da troca de combustível sem a alteração da geometria da câmara.

O número de Wobbe do gás natural é $55,62\text{ kJ/m}^3$ e para o biogás é $24,8\text{ kJ/m}^3$. Como a diferença entre os números de Wobbe é muito superior à 5 %, verifica-se que estes dois gases não são intercambiáveis. Utilizando o método dos múltiplos índices, a não intercambiabilidade também é verificada, sendo que os índices referentes ao aporte térmico ($J_H=0,43$) e ao retorno da chama ($J_F = 2,72$) estão fora da faixa especificada ($0,95 < J_H < 1,05$ e $J_F \leq 0,08$). A não intercambiabilidade entre o gás natural e o biogás será verificada também, com a análise dos resultados.

Na Figura 6.57, pode-se ver a diferença da vazão em massa de ar e de combustível, sendo a vazão em massa de combustível mais que o dobro da quantidade utilizada com o gás natural. Observa-se na Figura 6.57 uma alta velocidade do escoamento do combustível, devido ao aumento da vazão em massa, fato que leva a um deslocamento do volume da chama em direção a saída da câmara de combustão. Pode-se verificar que a velocidade máxima na saída câmara de combustão mostrada na Figura 6.57 está próxima de 62 m/s, e para o gás natural, de 40 m/s, Figura 6.32.

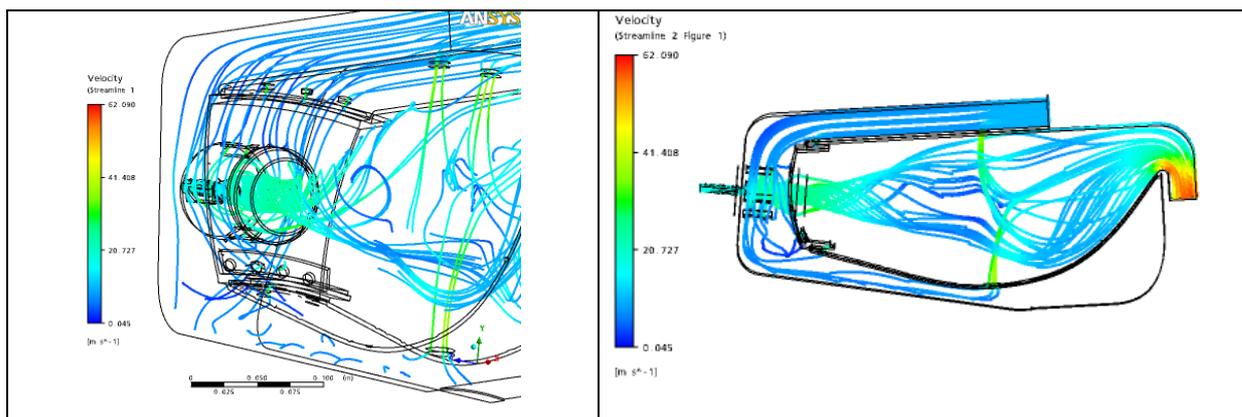


Figura 6. 57 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível

Na Figura 6.58 é mostrada a distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1, fazendo uma comparação entre as distribuições de pressão para os dois combustíveis analisados. Pode-se observar que a pressão na entrada subiu e na saída diminuiu, quando comparada com a distribuição de pressão para a simulação com o gás natural, ou seja, a perda em toda a câmara de combustão aumentou. Isto por causa da vazão em massa adicional de combustível.

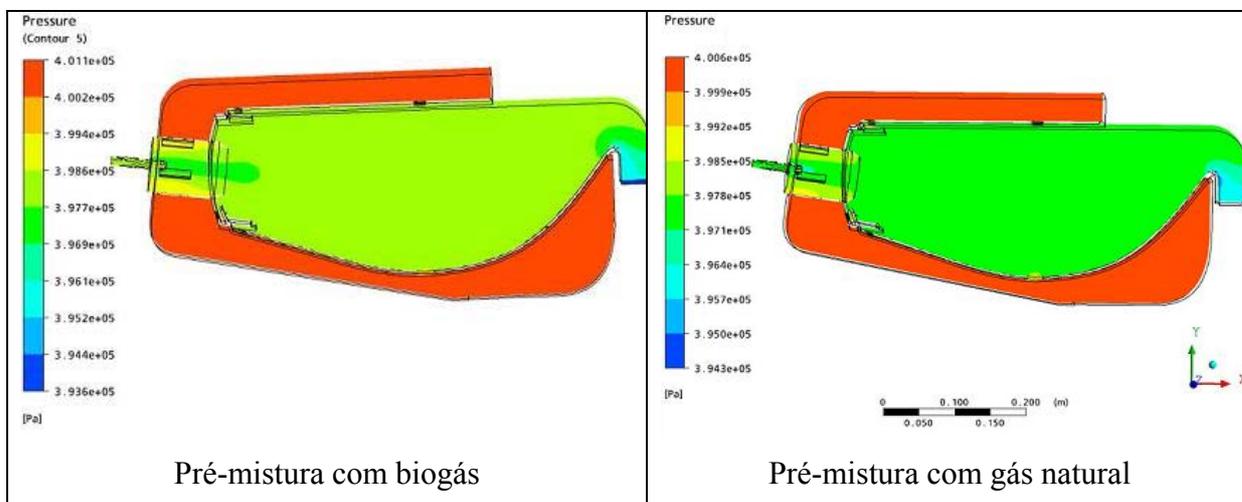


Figura 6. 58 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1

A distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3, Figura 5.59, mostra uma chama maior, cujas temperaturas elevadas atingem as paredes do tubo de chama. Verifica-se que a quantidade de ar destinado à diluição e resfriamento dos gases quentes produtos da combustão, não é suficiente, fazendo com que a chama se propague para a região de saída da câmara. Esse comportamento da chama é fortemente influenciado pela massa adicional de combustível, que aumenta a velocidade da injeção do combustível no interior do tubo de chama. Através da distribuição de temperatura no plano 1, pode-se ver a existência de chama na entrada da turbina, alterando o perfil de temperatura na entrada da mesma. Isto indica que a câmara de combustão deverá sofrer alterações em sua geometria.

A velocidade do escoamento é de 30,21 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é de 9,26 m/s, o que justifica a chama se estender em direção a entrada da turbina.

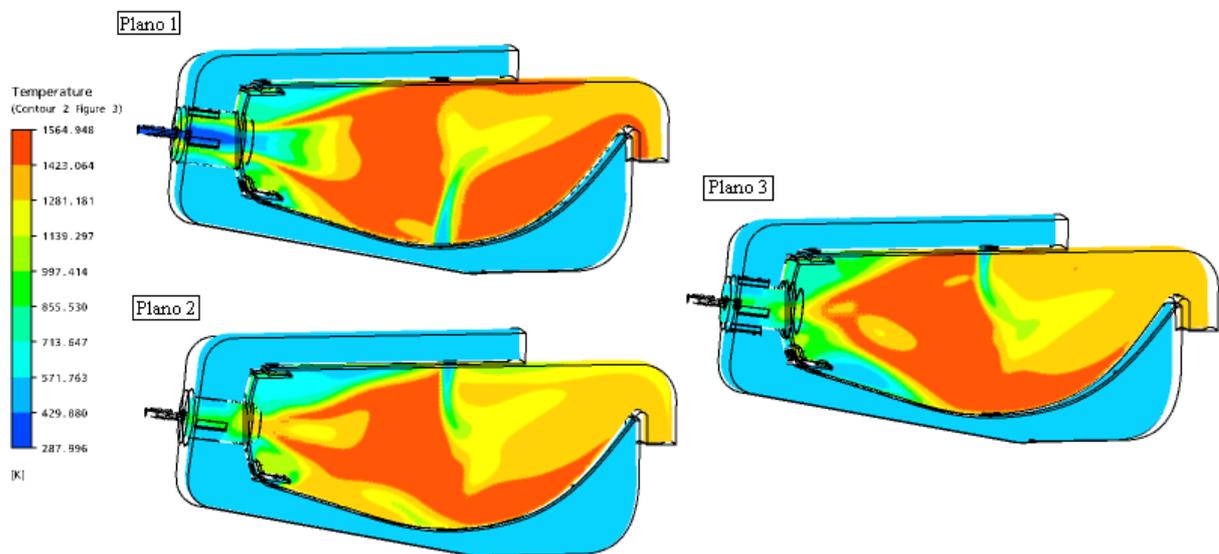


Figura 6. 59 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

A existência da chama na saída da câmara evidenciada no plano longitudinal 1 da Figura 6.59, pode ser melhor visualizada através da distribuição de temperatura nos planos transversais mostrados na Figura 6.60 (esquerda) e confirmada através da Figura 6.60 (direita), onde uma região significativa no plano de saída da câmara está submetida a uma temperatura de 1564 K, ou 1291 °C. Fica evidenciada a inadequação da utilização deste combustível para a geometria analisada, reforçando a necessidade de modificação na geometria. Pode-se observar que a área do bico injetor não é suficiente para injetar esta nova quantidade de combustível, fazendo com que a velocidade de injeção seja muito alta, alterando as condições da chama.

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.60) é de 1348 K, com um $\Delta T = 887$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,025 (Cohen

1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,037 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,037.

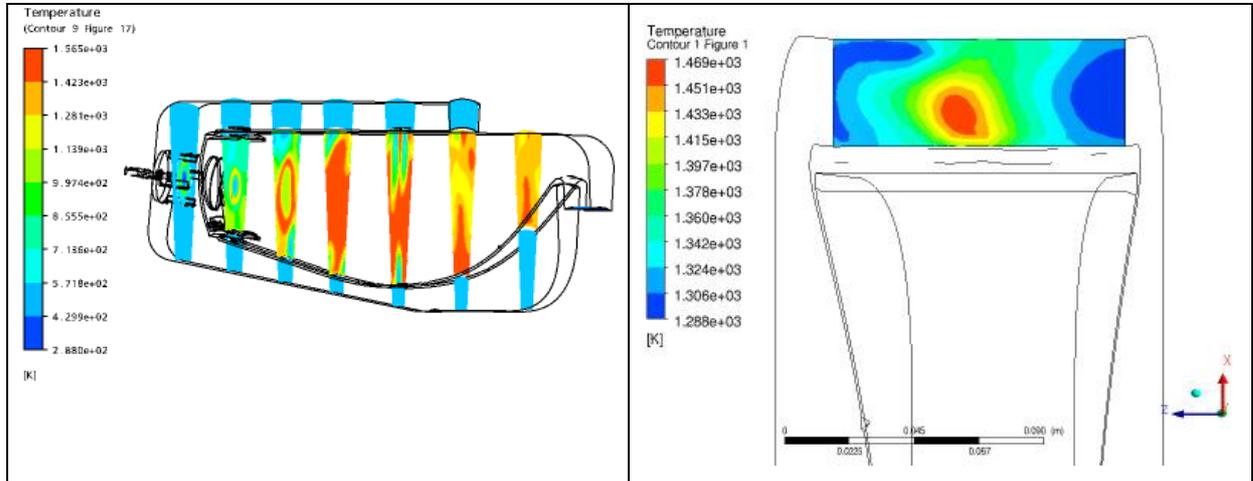


Figura 6. 60 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão

Na Figura 6.60, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 13,6 %, sendo a temperatura máxima de 1469 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1348 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

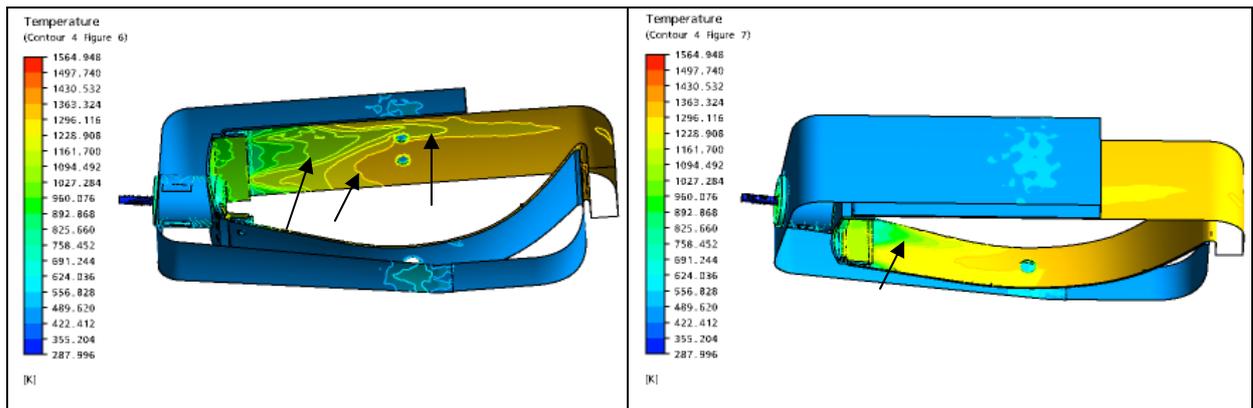


Figura 6. 61 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura

Como a distribuição não é uniforme no interior da câmara, pode-se esperar resultados negativos quanto a emissão de poluentes, como também em relação às temperaturas nas paredes, conforme citado anteriormente. Na Figura 6.61, pode-se notar temperaturas nas

paredes de aproximadamente 1150 °C, valores que podem afetar a integridade dos materiais câmara de combustão, como também na entrada da turbina.

Esses valores de temperatura podem ser observados tanto nas paredes superiores como inferiores da câmara de combustão, sendo os gradientes de temperatura destacados na Figura 6.61.

A formação de NO está ligada à temperatura que a mistura está submetida, como também à composição do combustível. Observa-se que há uma concentração de NO próximo à saída do combustor, devido ao longo comprimento da chama, Figura 6.63.

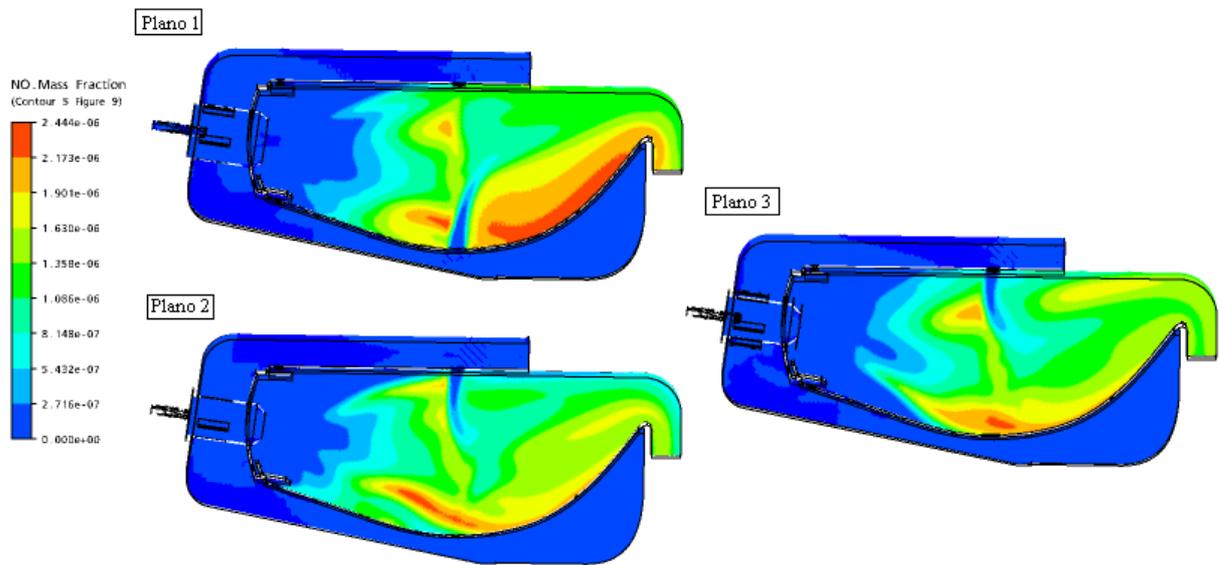


Figura 6. 62 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Para verificar a quantidade de NO emitida, utiliza-se a distribuição de NO no plano de saída da câmara de combustão mostrada na Figura 6.64, onde pode-se observar que a distribuição do mesmo não é uniforme, sendo seu valor máximo, aproximadamente 2,03 ppm. A média de NO emitido neste plano foi de 1,39 ppm.

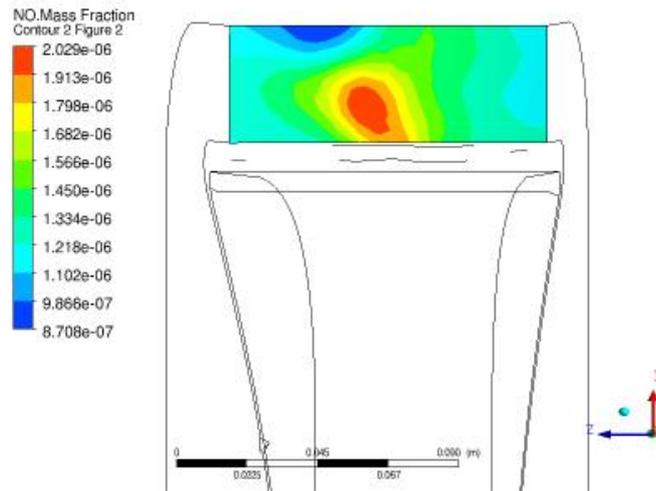


Figura 6. 63 Distribuição de NO no plano de saída da câmara de combustão

A formação de CO é analisada através da distribuição de CO nos planos longitudinais 1, 2 e 3, Figura 6.64, onde pode-se verificar a maior concentração de CO na região da zona primária e vai diminuindo em direção a saída da câmara. Porém, pode-se observar que se trata de valores elevados.

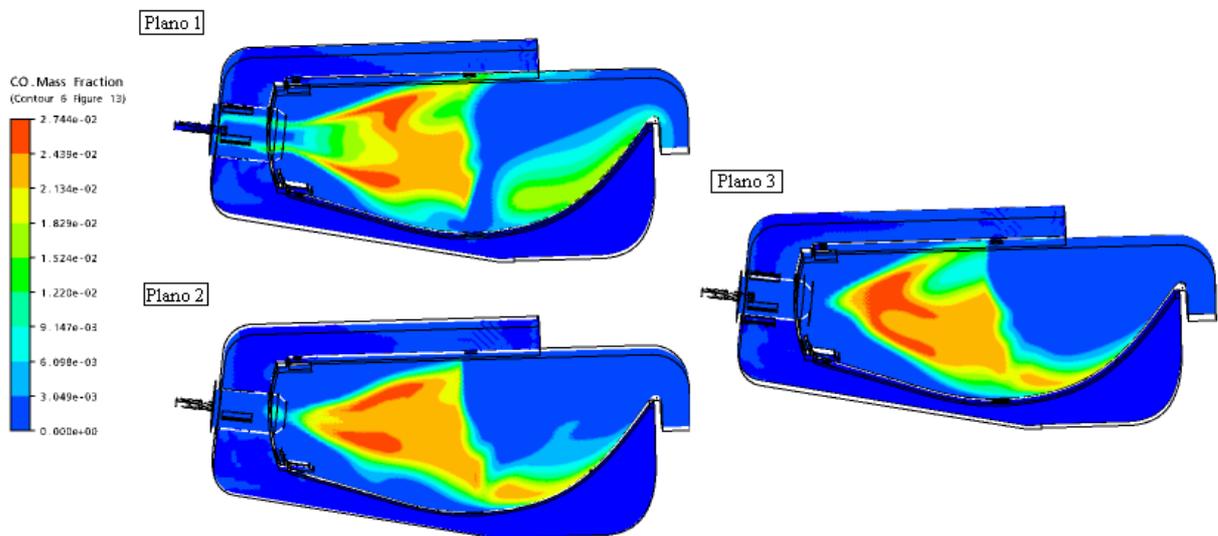


Figura 6. 64 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

A quantidade de CO emitido pode ser vista através na Figura 6.65, onde é mostrada distribuição de sua concentração no plano de saída da câmara de combustão. Observa-se uma quantidade de CO maior concentrada em uma região deste plano, sendo seu valor máximo igual a 6723 ppm, valor muito superior a 25 ppm. O valor médio emitido nesta região foi de 916 ppm, também muito superior à 25 ppm. Este fato se deve a extensão da chama, que se aproxima da saída da câmara de combustão.

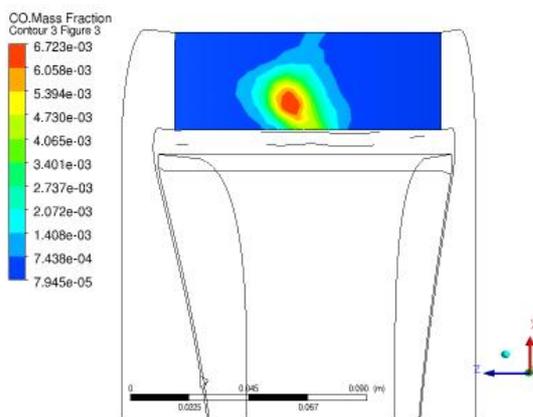


Figura 6. 65 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,020$; $\text{CH}_4=0,0167$ e $\text{H}_2\text{O}=0,086$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

Modificação na fração mássica de combustível

Neste caso, a temperatura média na saída da câmara de combustão é de $1075\text{ }^\circ\text{C}$, valor superior a $850\text{ }^\circ\text{C}$, porém acompanhado de uma má distribuição de temperaturas em todo o interior do tubo de chama. Para resolver este problema, foi então alterada a quantidade de combustível fornecida ao processo de combustão, para alterar a relação combustível/ar citada na análise da temperatura de saída da câmara de combustão deste item.

A vazão massa utilizada inicialmente foi de $0,16\text{ kg/s}$ e após vários testes, foi alterada para $0,1\text{ kg/s}$ para que temperatura chegasse ao valor desejado ($850\text{ }^\circ\text{C}$).

Através da Figura 6.66 pode-se observar uma região de chama, cujo valor máximo está em torno de 1500 K . Verifica-se também que a chama está ancorada na região primária, porém com elevada temperatura próximo da parede inferior.

Como a velocidade do escoamento é de $36,23\text{ m/s}$ e a velocidade do escoamento na região da chama é $8,93\text{ m/s}$, pode-se verificar uma chama mais concentrada na região primária.

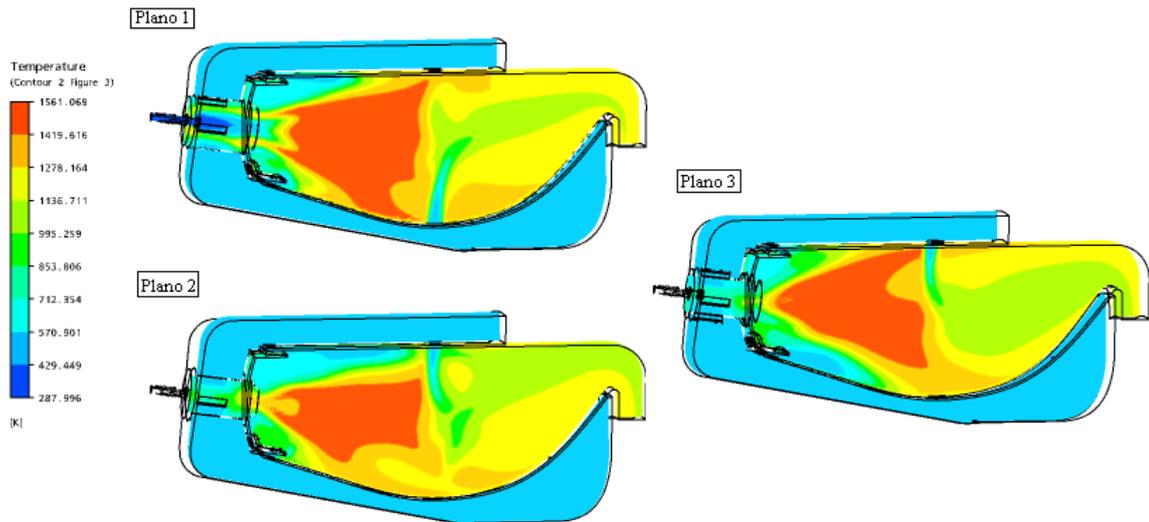


Figura 6. 66 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3
($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Com a redução da vazão em massa de combustível, a temperatura na saída da câmara de combustão também se reduz. Isso se deve à redução do volume de gás e à redução na velocidade do escoamento do combustível. Na Figura 6.67, pode-se observar a distribuição da chama ao longo dos vários planos transversais (esquerda), e também a distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão. A temperatura média no plano de saída da câmara de combustão é 1139 K, ou 866 °C, valor próximo de 850 °C.

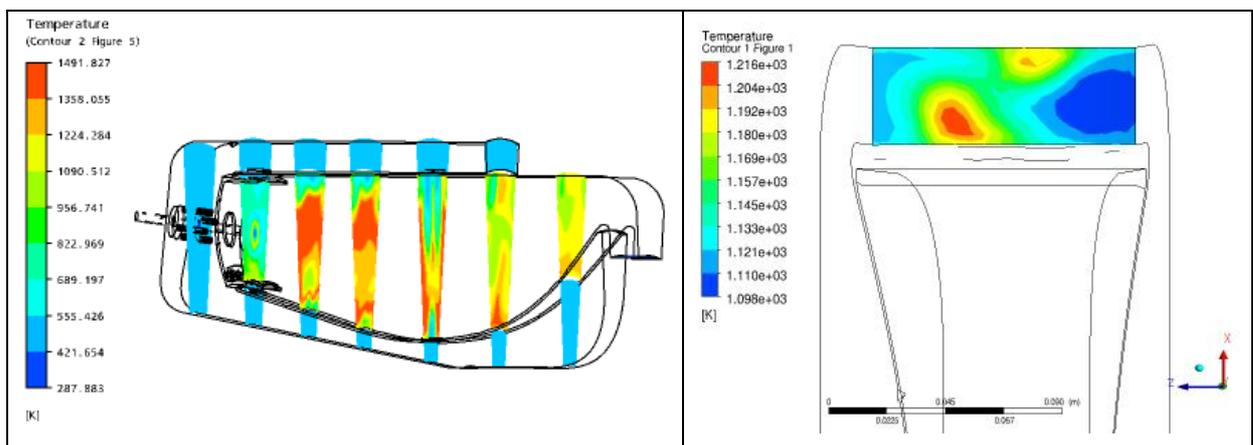


Figura 6. 67 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Como agora a chama está ancorada na região primária, ou seja, há a possibilidade de uma maior diluição e recombinação dos gases produtos da combustão, pode-se esperar menores formações e emissões de NO e CO, como também, paredes do tubo de chama

sujeitas a temperaturas menores. A redução de NO e CO também são devidas à redução do combustível.

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.67) é de 1139 K, com um $\Delta T = 678$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,0185 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,023 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,023.

Na Figura 6.67, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 11,2 %, sendo a temperatura máxima de 1215 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1139 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

Pode-se observar na Figura 6.68 que a temperatura máxima que a parede do tubo de chama está submetida é de 1000 °C. Outra observação é o pequeno gradiente de temperatura nessas paredes, destacados na Figura 6.68.

Com a redução da vazão em massa de combustível, não só a temperatura e distribuição da chama se alteram, como também a quantidade de emissão. O valor médio de NO emitido no plano de saída da câmara de combustão passou de 1,39 ppm para 0,55 ppm, e de 916 ppm para 12,5 ppm para a emissão de CO.

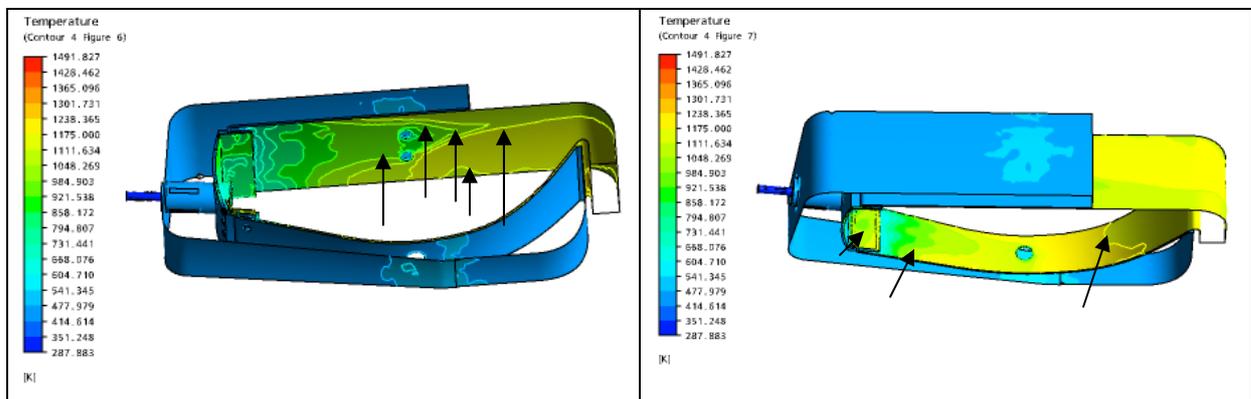


Figura 6. 68 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1$ kg/s)

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $CO_2=0,0125$; $CH_4=0,0105$ e $H_2O=0,061$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

6.3.4 Câmara com chama difusa com biogás

Neste item será analisado o comportamento da combustão, utilizando-se a mesma geometria utilizada para chama difusa utilizando gás natural, porém com a utilização do biogás.

Através dessas análises é possível verificar as consequências da troca de combustível sem a alteração da geometria da câmara.

Na Figura 6.69, pode-se ver a diferença da vazão em massa de ar e de combustível, sendo a vazão em massa de biogás mais que o dobro da quantidade utilizada com o gás natural. Pode-se verificar que a velocidade máxima na saída câmara de combustão mostrada na Figura 6.69 é de aproximadamente 50 m/s, e para o gás natural é de aproximadamente 35 m/s, Figura 6.45.

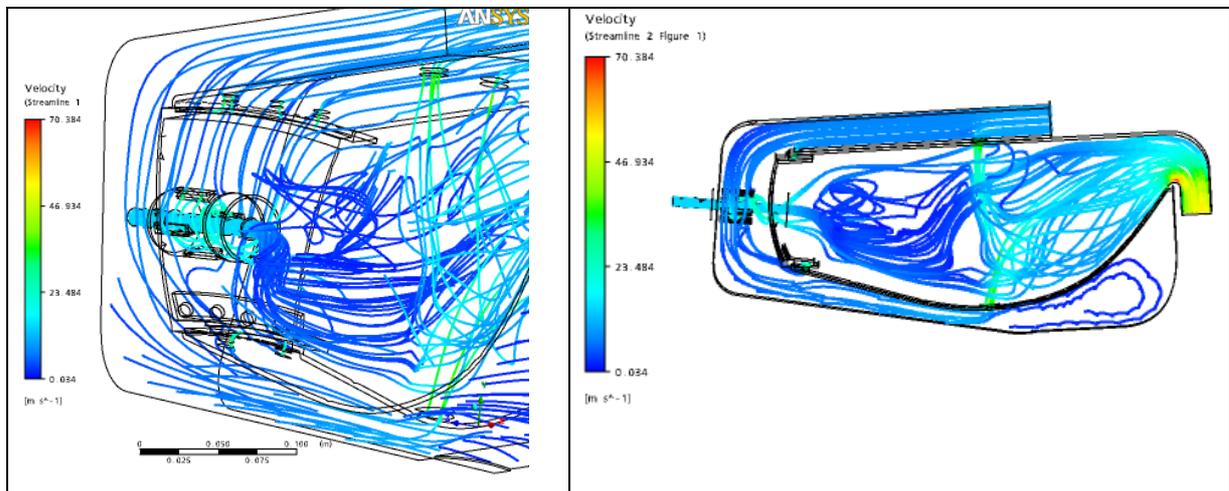


Figura 6. 69 Linhas de corrente partindo da entrada de ar e de combustível

Observa-se na Figura 6.70, que faz uma comparação entre as distribuições de pressão para o gás natural e biogás, que a pressão na entrada subiu e na saída diminuiu, quando comparada com a distribuição de pressão para a simulação com o gás natural para chama difusa, ou seja, a perda em toda a câmara de combustão aumentou, justificada pelo acréscimo da vazão em massa de combustível.

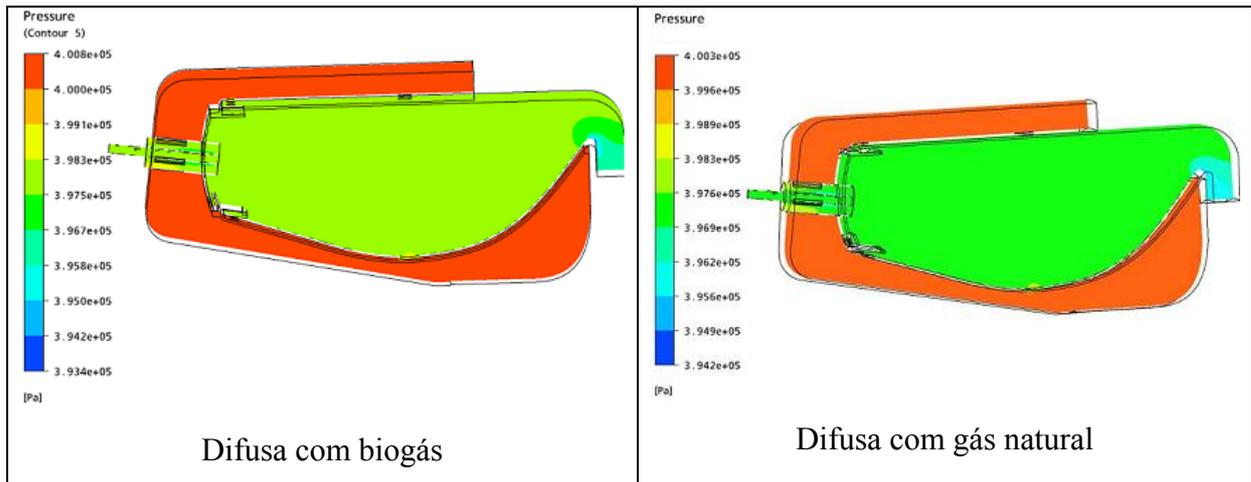


Figura 6. 70 Distribuição de pressão ao longo do plano longitudinal 1

Através da Figura 6.71, que mostra a distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3, pode-se observar que quando utilizado o biogás como combustível o formato da chama mudou significativamente. Utilizando o gás natural a chama era ancorada na zona primária, o que não acontece quando utilizado o biogás. Neste caso, conforme a Figura 6.59, a chama tem um comprimento maior no interior do tubo de chama, se estendendo até a saída da câmara de combustão. Outro ponto a ser analisado são as altas temperaturas nas paredes do tubo de chama, tanto na parte superior como na inferior. Como há temperaturas elevadas próximo à entrada da turbina, há possibilidade de danos ao material das pás da mesma, como também a formação de elementos poluentes não recombinados no interior da câmara.

A velocidade do escoamento é de 19,23 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é 7,31 m/s, o que justifica toda a extensão do comprimento da chama.

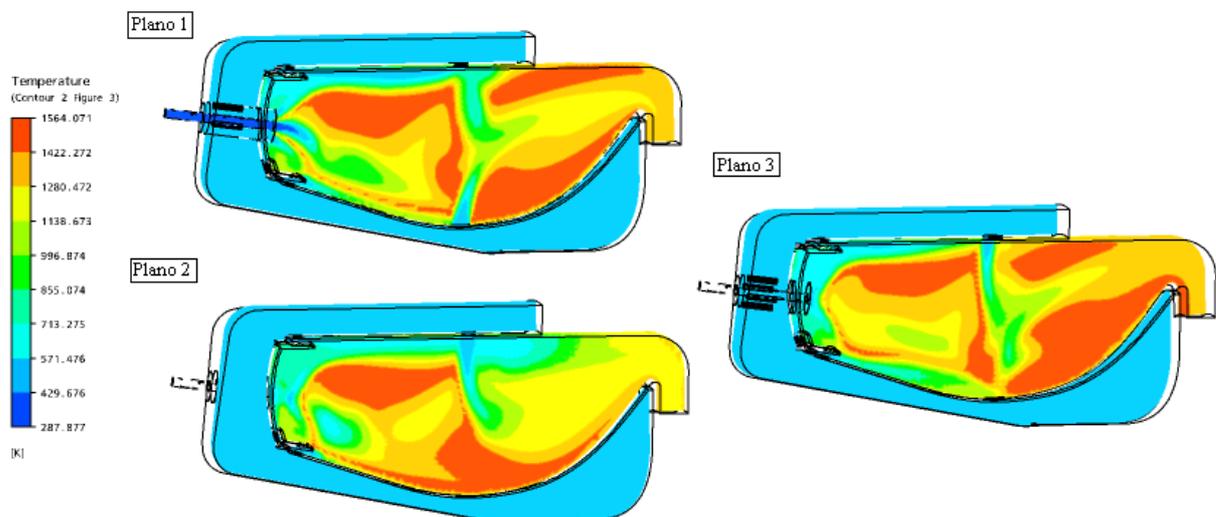


Figura 6. 71 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Através dos planos transversais ao longo da câmara, Figura 6.72, observa-se que no plano mais próximo da saída (Figura 6.72, esquerda), observa-se ainda temperaturas de aproximadamente 1500 K, conforme já citado anteriormente.

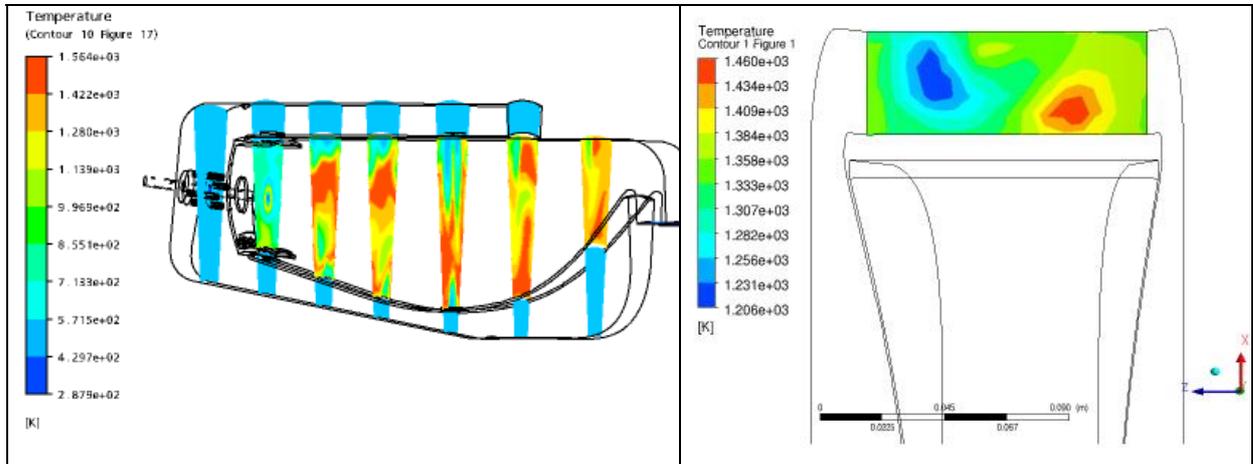


Figura 6. 72 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão

Na Figura 6.72 (direita) observa-se um plano mais aquecido na saída da câmara de combustão, onde há uma região de concentração de temperatura igual a 1460 K, temperatura elevada para o material da entrada da turbina. A temperatura média no plano na saída dessa câmara de combustão que utiliza o biogás como combustível é de 1336 K, ou 1063 °C.

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.72) é de 1136 K, com um $\Delta T = 875$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,0242 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,037 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,037.

Na Figura 6.72, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 48,0 %, sendo a temperatura máxima de 1460 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1136 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K. Isso significa que há um alto gradiente de temperatura nessa região, comprometendo a integridade do material da palheta da entrada da turbina.

Conforme já observado nas Figuras 6.71 e 6.72, as temperaturas nas paredes do tubo de chamas são elevadas, quando utilizado o biogás, devido a um maior volume da chama no interior do tubo de chama.

A Figura 6.73, mostra a distribuição de temperatura nas paredes de todo o domínio estudado, tendo como foco, o tubo de chama.

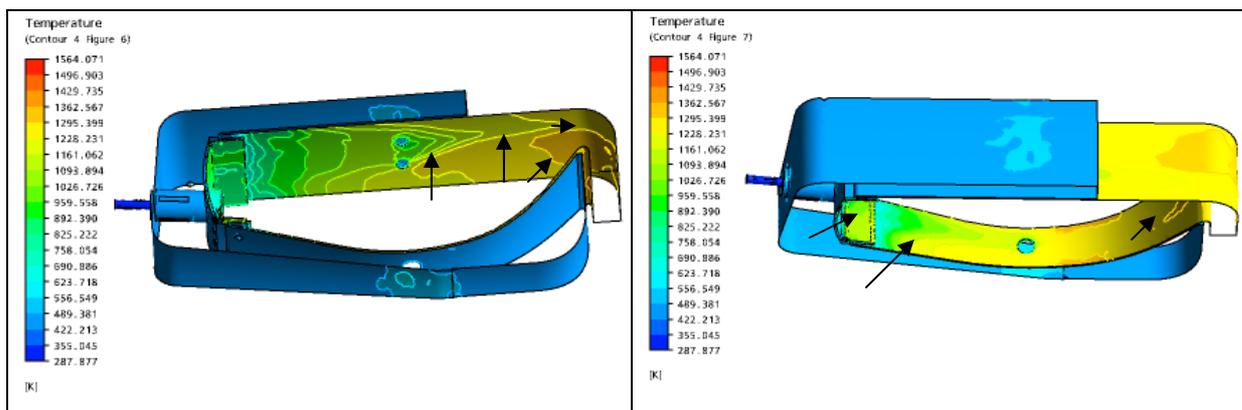


Figura 6. 73 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura

Na Figura 6.73 (esquerda), observa-se as temperaturas a que está submetida a parede superior do tubo de chama, sendo o máximo valor observado de 1156 °C, sendo observado também um maior gradiente de temperatura nesta parede. Já na parede inferior, Figura 6.73 (direita) observa-se um gradiente de temperatura menor, com valor máximo igual a 1017 °C. Na Figura 6.73 são destacados alguns gradientes de temperatura.

A concentração de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3, pode ser observada na Figura 6.74, a qual se verifica uma formação não uniforme de NO, da mesma forma que a temperatura.

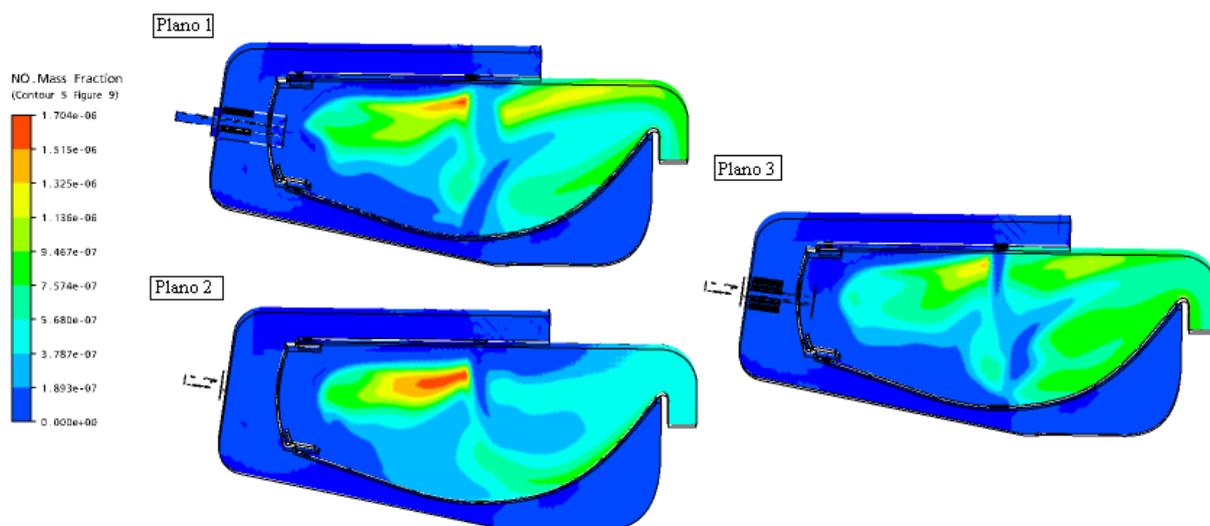


Figura 6. 74 Distribuição de NO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Após analisar os perfis longitudinais de formação de NO ao longo da câmara de combustão, será analisado o plano de saída que é o que realmente interessa, ou seja, o importante é o que realmente é emitido na saída da câmara e não o que é formado no interior do tubo de chama. Isso porque, pode haver uma grande formação desse elemento, e um grande potencial de recombinação ainda no interior do tubo de chama, fazendo que o valor emitido seja baixo. Na Figura 6.75, que mostra a distribuição de NO no plano de saída do combustor, verifica-se que o mesmo não é uniforme e que seu valor médio é de 0,64 ppm, sendo o valor máximo igual a 0,89 ppm.

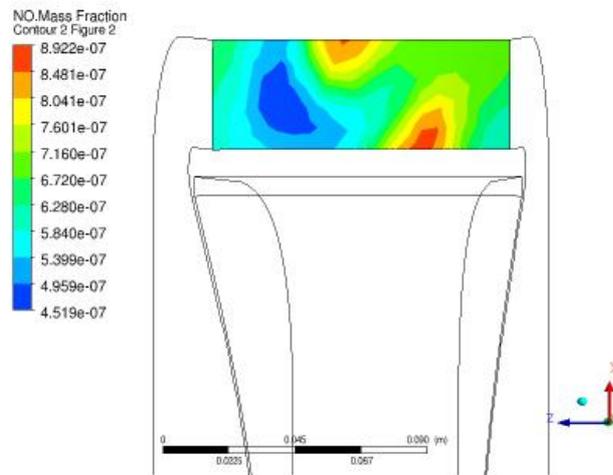


Figura 6. 75 Distribuição de NO na saída da câmara de combustão

Na Figura 6.76, é realizada a mesma análise com a concentração de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3, onde observa-se a mesma não uniformidade na formação de CO nos três planos analisados, sendo que na saída essa quantidade é reduzida.

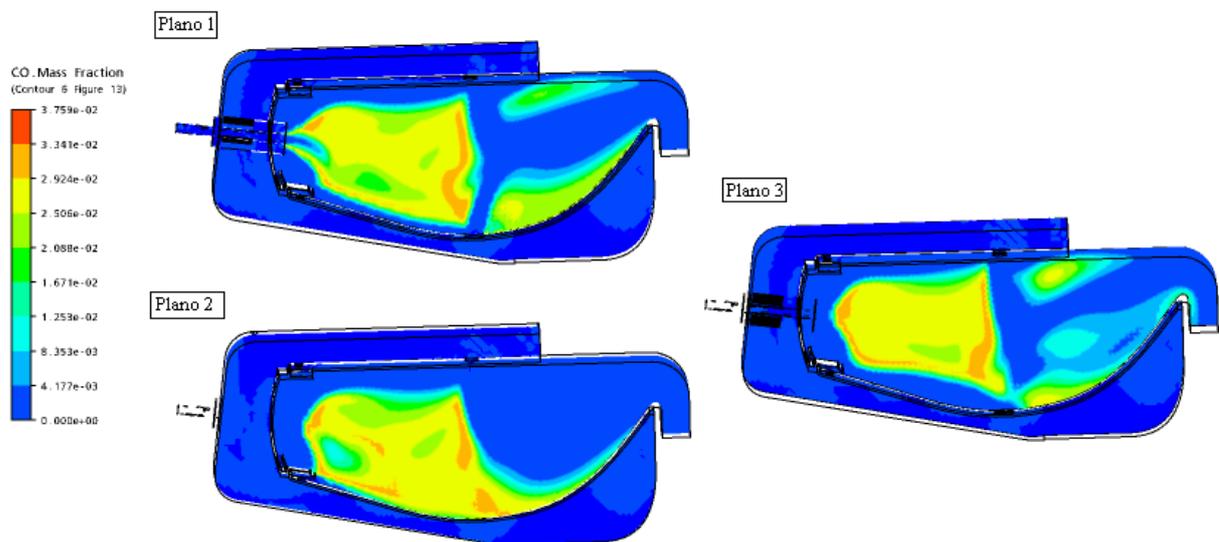


Figura 6. 76 Distribuição de CO ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3

Através da distribuição de CO no plano de saída da câmara de combustão estudada, mostrada na Figura 6.77, pode-se observar uma distribuição mais uniforme com uma pequena região de maior intensidade. O valor médio de CO emitido no plano de saída do combustor é de 727 ppm, valor justificado pela velocidade e extensão da chama.

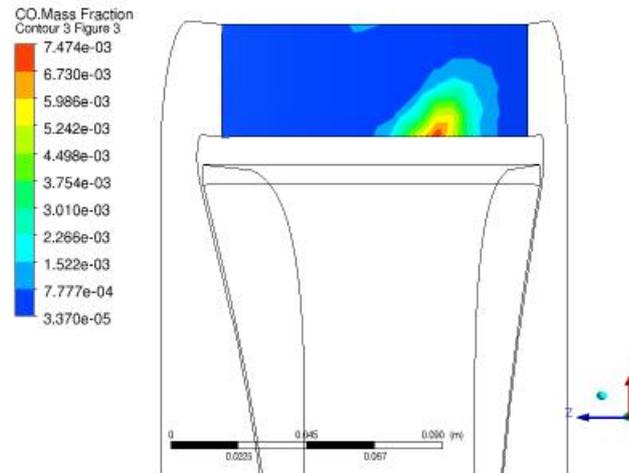


Figura 6. 77 Distribuição de CO na saída da câmara de combustão

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $\text{CO}_2=0,019$; $\text{CH}_4=0,016$ e $\text{H}_2\text{O}=0,084$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

Modificação na fração mássica de combustível

Uma alteração da quantidade de combustível será realizada para aproximar a temperatura na saída da câmara de combustão de 850°C e melhorar a distribuição de temperaturas em todo o interior do tubo de chama. Porém, esta redução na quantidade de combustível implica numa redução da potência do ciclo, pois menos energia é adicionada ao fluido de trabalho.

A vazão em massa de combustível foi alterada de $0,16 \text{ kg/s}$ para $0,1 \text{ kg/s}$, para que temperatura se aproximasse do valor desejado (850°C).

Pode-se observar na Figura 6.78, uma região de chama mais concentrada, cujo valor máximo de temperatura está em torno de 1500 K . Conforme a Figura 6.78, verifica-se que a chama está um pouco mais ancorada na região primária, podendo-se observar regiões após a

zona de combustão com temperaturas elevadas próximas as paredes, porém bem menores que quando utilizado a vazão em massa igual a 0,16 kg/s. A parede inferior do tubo de chama está sujeita à temperaturas maiores que a parede superior.

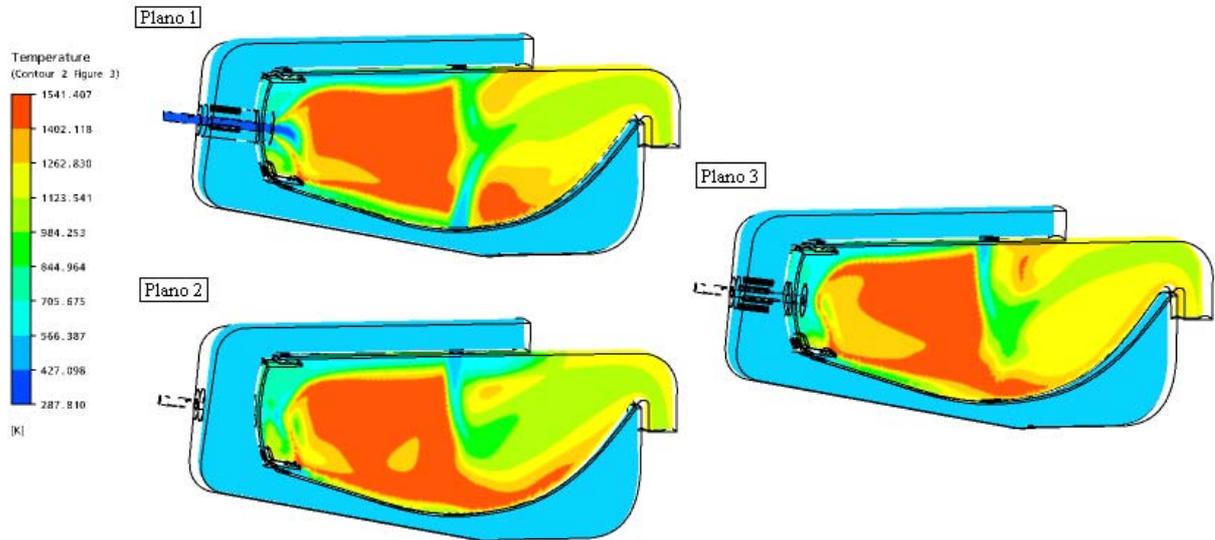


Figura 6. 78 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais 1, 2 e 3
($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Na Figura 6.79, pode-se observar a distribuição da chama ao longo dos vários planos transversais (esquerda), e também a distribuição da temperatura no plano de saída da câmara de combustão. A temperatura média no plano de saída da câmara de combustão é 1144 K, valor próximo a 850 °C, redução esperada devido à diminuição da vazão em massa de combustível.

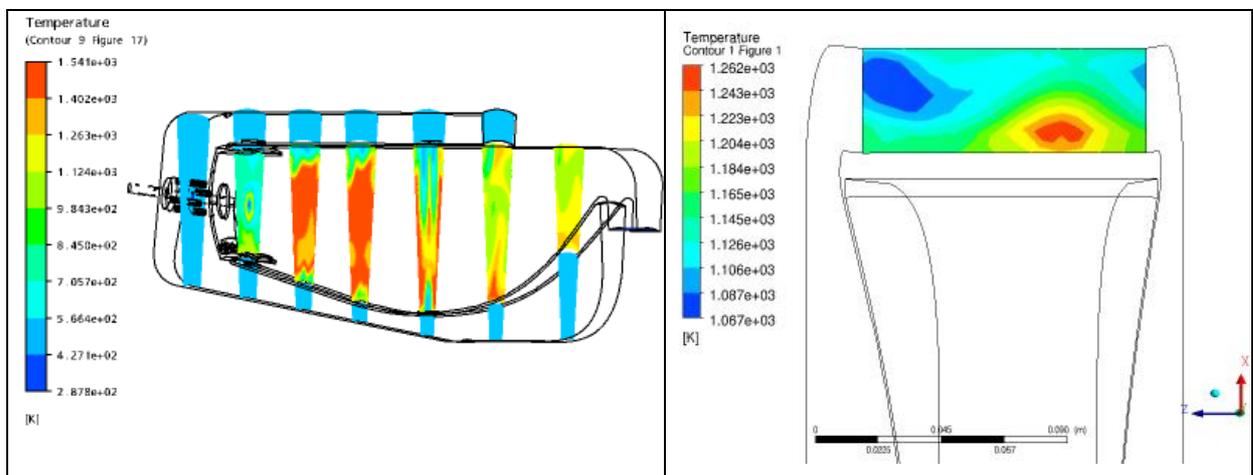


Figura 6. 79 Distribuição de temperatura ao longo dos planos transversais e na saída da câmara de combustão ($m_c = 0,1 \text{ kg/s}$)

Observa-se que a temperatura média na saída câmara de combustão (Figura 6.79) é de 1144 K, com um $\Delta T = 683$ K, cujo valor da relação combustível/ar teórico é de 0,0184 (Cohen 1988, ver Apêndice A). O valor da relação combustível/ar real calculado pelo *Gatecycle* é de 0,023 para um ΔT de 662 K, isto é, para uma temperatura de saída da câmara de combustão de 1123 K. Entretanto, para o $\Delta T = 662$ K, o valor da relação combustível/ar teórico é de 0,018 (Cohen 1988, ver Apêndice A) e não 0,023.

Na Figura 6.79, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 17,2 %, sendo a temperatura máxima de 1262 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1144 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

Com a chama ancorada na região primária, há a possibilidade de uma maior diluição e recombinação dos gases produtos da combustão, podendo-se esperar menores formações e emissões de NO e CO, como também, paredes do tubo de chama sujeitas a temperaturas menores. Pode-se observar na Figura 6.80 que a temperatura máxima que a parede do tubo de chama está submetida é de 1100 °C. Outra observação é o gradiente de temperatura na parede superior, maior que na parede inferior do tubo de chama. Na Figura 6.80 são destacados alguns gradientes de temperatura.

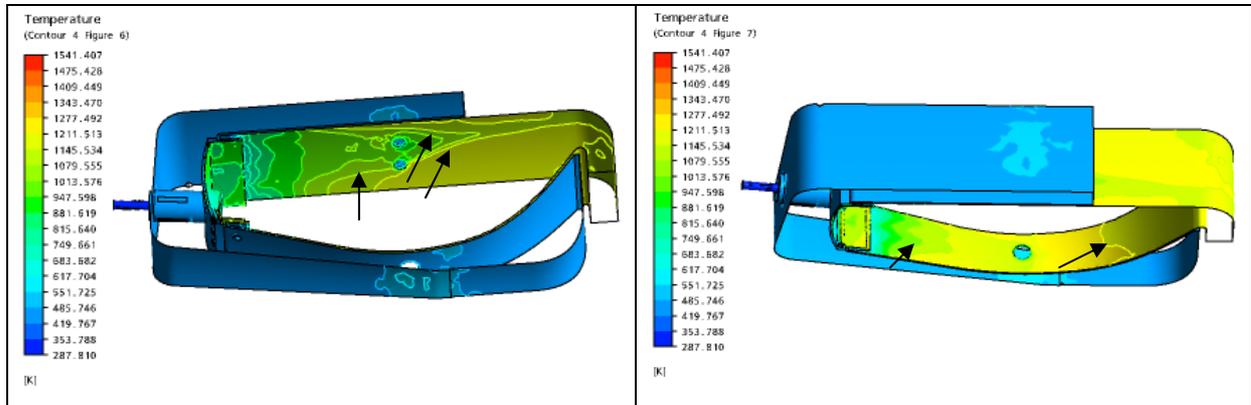


Figura 6. 80 Distribuição de temperatura nas paredes do tubo de chama. Destaque aos gradientes de temperatura ($m_c = 0,1$ kg/s)

Com a alteração da quantidade de combustível todo o comportamento da chama no interior câmara se altera, inclusive quimicamente. O valor médio de NO emitido no plano de saída da câmara de combustão passou de 0,64 ppm para 0,42 ppm, quando reduzida a quantidade de combustível, e o CO passou de 72,7 ppm para 22,6 ppm.

Na saída câmara de combustão, além das quantidades já citadas de NO e CO, tem-se em frações mássicas: $CO_2=0,013$; $CH_4=0,011$ e $H_2O=0,063$. Estes valores mostram que na saída da câmara de combustão ainda há combustível não queimado, ou seja, a eficiência da

combustão é reduzida e mudanças são requeridas no projeto a fim de possibilitar a queima completa do combustível.

6.3.5 Câmara modificada com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com gás natural

Através dos itens de 6.2.1 até 6.2.4, pode-se observar que a velocidade do escoamento e a velocidade da chama influenciam diretamente no posicionamento da chama, como também na sua temperatura e, por consequência na quantidade de NO e de CO emitido.

Visando obter a temperatura de 850 °C na saída da câmara de combustão e um valor adequado de emissão de poluentes, foi realizada uma modificação na geometria da câmara estudada nos itens anteriores, mais especificamente nos bicos injetores de combustível. A quantidade de ar fornecido pelo compressor permaneceu a mesma, porém a quantidade de combustível variou, por isso a mudança no injetor de combustível. Essa modificação, para a câmara pré-misturada foi apresentada no item 5.4.5. O bico injetor de combustível foi modificado, pois a vazão em massa de combustível necessária para se obter a temperatura de 850 °C, foi aumentada. Com o aumento da vazão em massa do combustível, mantendo-se constante a geometria do bico injetor, tem-se um aumento na velocidade do escoamento, fazendo com que chama se prolongue em direção à saída da câmara de combustão. Como têm-se regiões de alta temperatura mais próximas da saída do combustor, o valor médio da temperatura na entrada da turbina é elevado, como também o valor da emissão de poluentes, pois não há espaço e tempo o suficientes para que o NO e o CO formado na região da chama se recombinar em elementos não poluentes.

Os resultados das distribuições de temperaturas nos 3 planos estudados para a nova geometria utilizando o gás natural como combustível, pode ser observado na Figura 6.81. Observa-se uma maior ancoragem da chama na região primária, como também algumas regiões próximas às paredes com temperaturas de aproximadamente 1200 K, pois agora a velocidade do escoamento é menor. A velocidade do escoamento diminuiu pois a área pela qual o escoamento flui foi aumentada.

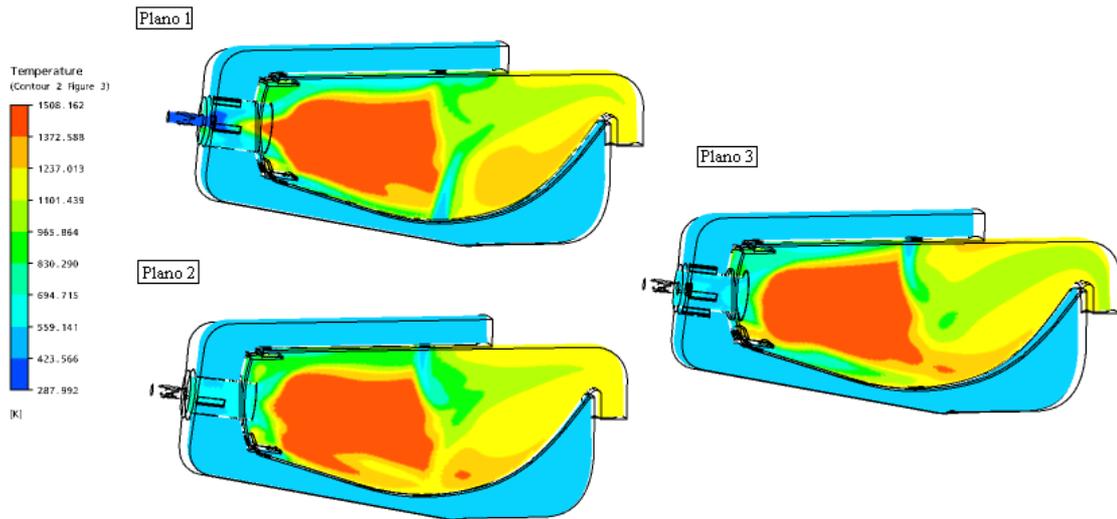


Figura 6. 81 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para câmara de combustão modificada com chama pré-misturada

A Figura 6.82 mostra os perfis de temperatura, emissão de NO e de CO no plano de saída da câmara de combustão. Na Figura 6.82 observa-se que tem-se um gradiente de temperatura no plano de saída do combustor, sendo que o valor médio da temperatura neste plano é igual a 852 °C. Para a análise da emissão de NO tem-se neste plano um valor médio igual a 0,215 ppm e como valor máximo 0,344 ppm. Já para a emissão de CO, tem-se um valor médio igual a 16,6 ppm e como valor máximo 94,8 ppm.

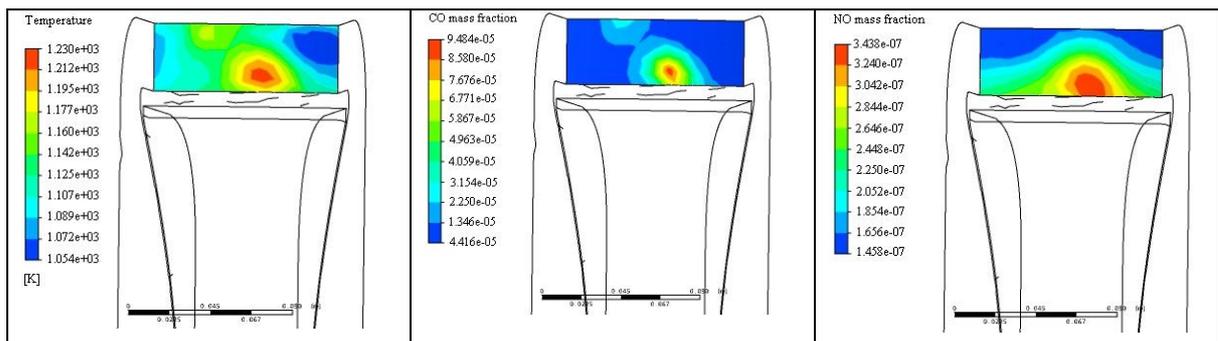


Figura 6. 82 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama pré-misturada

Na Figura 6.82, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 15,8 %, sendo a temperatura máxima de 1230 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1125 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

A velocidade do escoamento, com a nova geometria, é de 15,85 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é 6,21 m/s.

6.3.6 Câmara modificada com chama difusa com gás natural

Da mesma forma que no item 6.2.5, a câmara com chama difusa também foi modificada, sendo esta modificação pelos mesmos motivos citados anteriormente. Essa modificação, para a câmara difusa foi apresentada no item 5.4.6. O bico injetor de combustível foi modificado, pois a massa de combustível necessária para se obter a temperatura de 850 °C, também foi aumentada.

Para essa nova geometria, Figura 6.83, observa-se uma ancoragem da chama na região primária, porém há uma região de alta temperatura após os orifícios de diluição que podem comprometer a emissão de poluentes, como também a temperatura média na saída do combustor. Outro ponto a ser observado é o comprometimento das paredes da câmara de combustão, consequência dessa alta temperatura muito próximas do material da câmara de combustão.

A velocidade do escoamento é de 17,58 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é 6,20 m/s, valores que proporcionam uma chama mais concentrada na região primária.

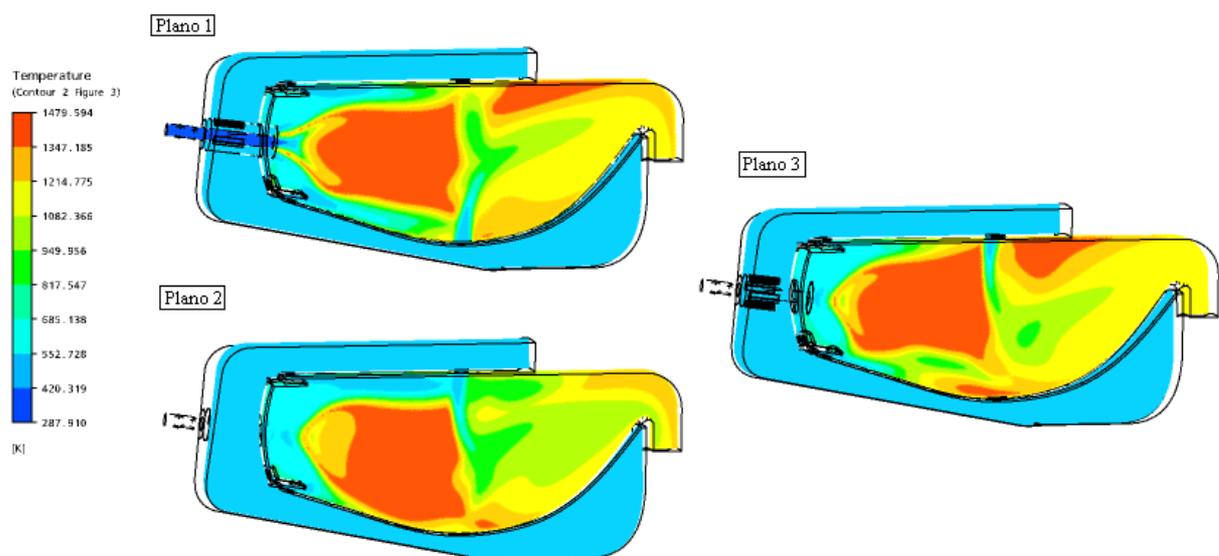


Figura 6. 83 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama difusa

Através dos perfis de temperatura e de emissão de CO e NO, Figura 6.84, na saída da câmara de combustão, pode-se analisar se o objetivo da mudança da geometria foi atingido. Para a temperatura média na saída da câmara de combustão encontrou-se o valor de 841 °C, valor próximo ao desejado que é de 850°C. Para a análise das emissões, tem-se um valor médio de emissão de NO igual a 0,359 ppm e como valor máximo emitido nesta região o valor de 0,599 ppm. Para a emissão de CO tem-se o valor médio de 23,8 ppm.

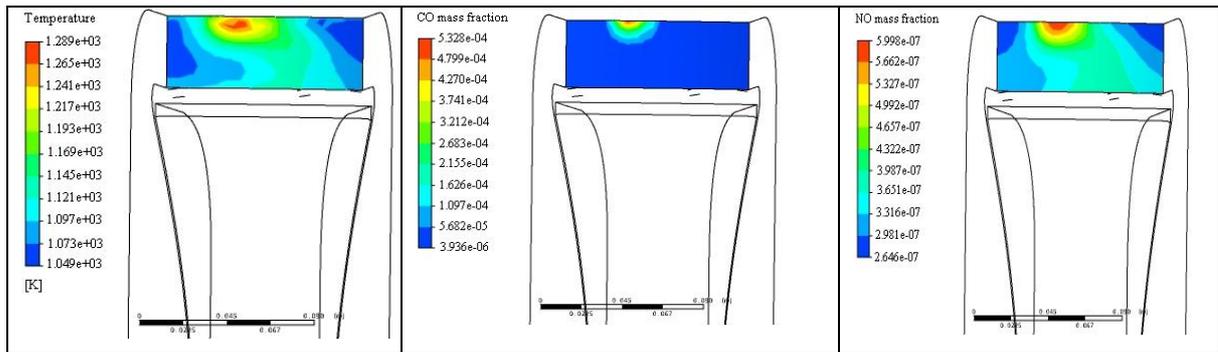


Figura 6. 84 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama difusa

Na Figura 6.84, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 26,7 %, sendo a temperatura máxima de 1289 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1114 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

6.3.7 Câmara modificada com chama pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com biogás

Utilizando a mesma geometria do item 6.2.5, devido ao valor da vazão em massa ser a mesma, ou seja, a modificação do bico injetor de combustível não se alterou para o biogás.

Com essa modificação, Figura 6.85, observa-se uma chama mais ancorada, porém mais próxima do bico injetor, devido à diminuição da velocidade do escoamento, que agora é de 15,86 m/s e na região da chama que passou a ser 6,37 m/s. Essa localização da chama aumenta a probabilidade de encontrar um gradiente menor de temperatura na saída da câmara como também um menor valor de poluentes emitidos.

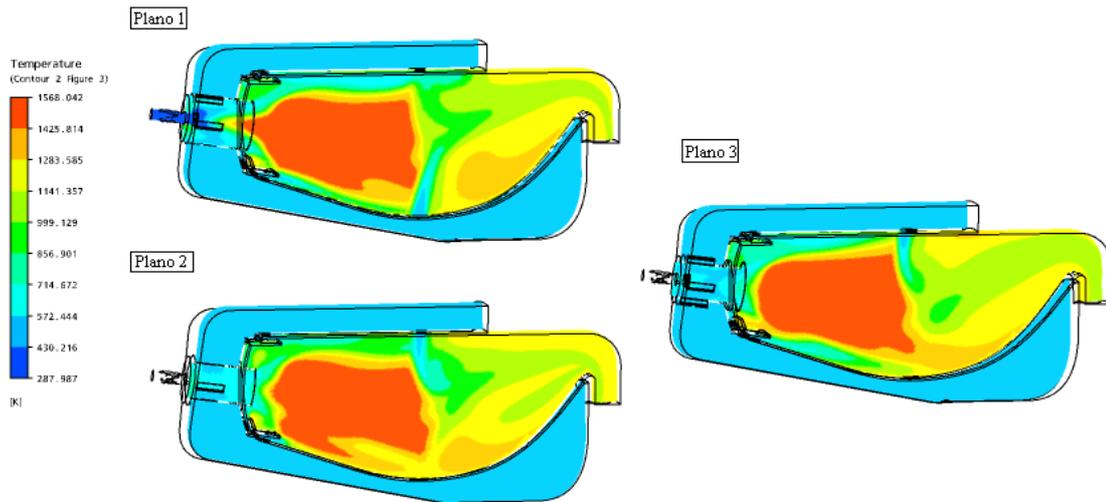


Figura 6. 85 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama pré-misturada

Para verificar o que foi citado no parágrafo anterior, observa-se a Figura 6.86, onde são mostrados os perfis de temperatura na saída do combustor e também as emissões de CO e de NO.

Para a saída desta câmara de combustão modificada tem-se um valor médio de temperatura igual a 867 °C, ou seja, o valor está conforme desejado.

Para os valores de poluentes emitidos, tem-se para o NO um valor médio igual a 0,438 ppm e como valor máximo emitido nesta região o valor de 0,709 ppm. Já para a emissão de CO, tem-se em média 17,6 ppm.

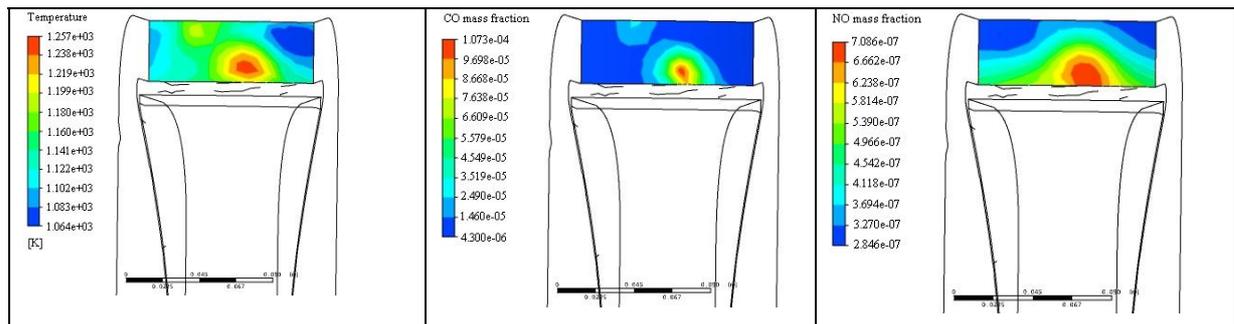


Figura 6. 86 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada com chama pré-misturada

Na Figura 6.86, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 17,2 %, sendo a temperatura máxima de 1257 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1140 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

6.3.8 Câmara modificada com chama difusa com biogás

Analogamente aos itens anteriores, pode-se observar na Figura 6.87, os perfis de temperatura ao longo dos planos longitudinais, para a verificação da localização da chama. Observa-se na Figura 6.87 que a chama se encontra em sua maioria na região primária, comportamento parecido para a chama difusa com gás natural, porém há uma região com temperaturas mais elevadas próximas às paredes que se situam após os orifícios de diluição podendo comprometer a temperatura e as emissões na saída do combustor.

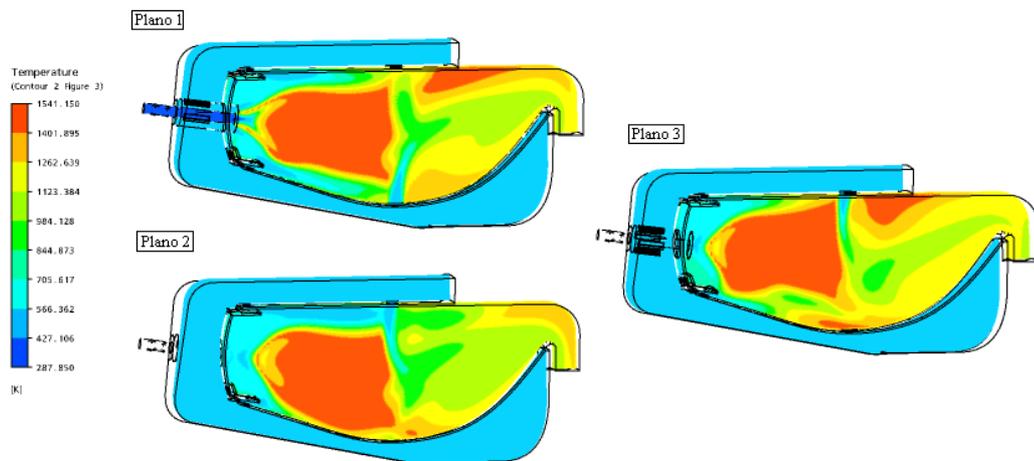


Figura 6. 87 Distribuição de temperatura ao longo dos planos longitudinais para a câmara de combustão modificada com chama difusa

Como agora a velocidade do escoamento é de 17,53 m/s e a velocidade do escoamento na região da chama é 5,64 m/s, a chama se concentra mais na zona primária, fazendo com a temperatura na saída seja menor, como também as emissões de poluentes.

Através da Figura 6.88, pode-se verificar o gradiente de temperatura no plano de saída do combustor, sendo que a temperatura média neste plano é de 857°C. A quantidade NO médio emitido no plano de saída é de 0,813 ppm sendo o valor máximo emitido nesta região igual a 1,37 ppm. Para a análise de CO foi encontrado um valor médio emitido de 24,2 ppm.

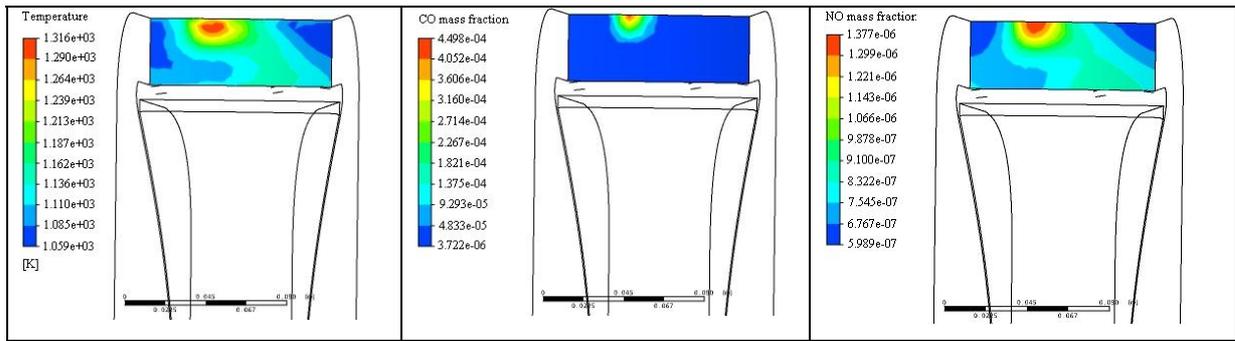


Figura 6. 88 Distribuição de temperatura, NO e CO no plano de saída da câmara de combustão modificada

Na Figura 6.88, a qualidade do perfil de temperatura na saída, conforme Equação 3.9 é de 27,8 %, sendo a temperatura máxima de 1316 K, a temperatura média no plano de saída igual a 1130 K e a temperatura na entrada da câmara de combustão de 461 K.

6.3.9 Resumo das simulações realizadas

A Tabela 6.3 mostra de forma resumida as simulações realizadas, com diferentes vazões mássicas de combustíveis. A Simulação 1, se refere à simulação realizada com os dados de entrada da vazão em massa de combustível fornecidos pelo Gatecycle, a Simulação 2 se refere à variação da vazão em massa de combustível necessária para se obter a temperatura na entrada da turbina de aproximadamente 850 °C sem alteração da geometria da simulação . A Simulação 3 se refere à mudança da geometria do bico injetor de combustível para adequação ao novo valor da vazão em massa de combustível.

Através da Tabela 6.3 pode-se observar a variação da temperatura, da emissão de CO e NO, como também da velocidade média na saída da câmara de combustão, quando são alteradas as vazões em massas de combustíveis utilizados, como também quando se altera o tipo de combustível.

Pode-se observar na Tabela 6.3, que quando utilizado o gás natural como combustível na câmara com chama difusa, o aumento da quantidade de NO emitido na saída da câmara de combustão é bem menor, quando comparado com o aumento do mesmo elemento, para a câmara pré-misturada, sendo pequena a variação da vazão em massa de combustível acrescentada aos dois tipos de câmaras.

Observa-se também que, quando utilizado o biogás como combustível na câmara pré-misturada, a quantidade de CO na saída da câmara de combustão com a vazão em massa de combustível de 0,16 kg/s, indicada pelo *Gatecycle*, é significativamente superior à faixa citada

por Lefebvre(1983) e a redução da vazão em massa de combustível, resulta numa significativa redução do valor de CO emitido.

Através da Tabela 6.3, também pode-se verificar que a variação das vazões em massas de combustível, para se obter uma temperatura da saída da câmara de combustão em torno de 850 °C, causa menores variações nas emissões, quando o combustível utilizado é o biogás, com exceção da variação de CO emitido para a câmara pré-misturada.

Quando realiza a modificação na geometria do bico injetor de combustível, visando uma melhora na velocidade do escoamento versus velocidade da chama, pode-se observar que não houve mudanças muito significativas para as emissões de NO e de CO, porém tem-se para todos os casos estudados chamadas mais ancoradas na região primária.

Um fato a ser comentado é que para se obter perfis de temperaturas sem grandes gradientes, associados à baixos valores de emissão de CO e de NO, e também baixas temperaturas próximas às paredes, deve-se fazer novas modificações na geometria, para atender os requisitos desejados.

Para auxiliar na análise de todos os casos foi criada a Tabela 6.4, onde são apresentadas as velocidades do escoamento, da chama e também da injeção de combustível.

A Tabela 6.4 serviu como base para a redução no número de Mach e também para a adequação do novo bico injetor de combustível.

Tabela 6. 3 Resumo das simulações realizadas

Câmara pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com Gás natural Item 6.3.1					
Parâmetros	Unidade	Simulação 1	Simulação 2	Aumento (%)	Simulação 3
Vazão mássica de ar	kg/s	0,2144	0,2144	0,2144	0,2144
Vazão mássica de combustível	kg/s	0,06	0,1	1,67	0,1
Temperatura média na saída	°C	664	851	1,28	852
NO médio na saída	ppm	0,0315	0,264	8,38	0,215
CO médio na saída	ppm	1,91	12,6	6,60	16,6
Velocidade média na saída do combustor	m/s	32,97	40,2	1,22	39,9
Câmara não pré-misturada (difusa) com Gás natural – Item 6.3.2					
Parâmetros	Unidade	Simulação 1	Simulação 2	Aumento (%)	Simulação 3
Vazão mássica de ar	kg/s	0,2144	0,2144	0,2144	0,2144
Vazão mássica de combustível	kg/s	0,07	0,1	1,43	0,1
Temperatura média na saída	°C	718	856	1,19	841
NO médio na saída	ppm	0,142	0,188	1,32	0,359
CO médio na saída	ppm	2,71	23,4	8,63	23,8
Velocidade média na saída do combustor	m/s	34,47	39,79	1,15	39,71
Câmara pré-misturada (ou parcialmente pré-misturada) com Biogás – Item 6.3.3					
Parâmetros	Unidade	Simulação 1	Simulação 2	Redução (%)	Simulação 3
Vazão mássica de ar	kg/s	0,2144	0,2144	0,2144	0,2144
Vazão mássica de combustível	kg/s	0,16	0,1	1,60	0,1
Temperatura média na saída	°C	1075	866	1,24	867
NO médio na saída	ppm	1,39	0,549	2,53	0,438
CO médio na saída	ppm	916	12,5	73,28	17,6
Velocidade média na saída do combustor	m/s	49,15	40,34	1,22	40,05
Câmara não pré-misturada (difusa) com Biogás – Item 6.3.4					
Parâmetros	Unidade	Simulação 1	Simulação 2	Redução (%)	Simulação 3
Vazão mássica de ar	kg/s	0,2144	0,2144	0,2144	0,2144
Vazão mássica de combustível	kg/s	0,16	0,1	1,60	0,1
Temperatura média na saída	°C	1063	871	1,22	857
NO médio na saída	ppm	0,64	0,419	1,53	0,813
CO médio na saída	ppm	72,7	22,6	3,22	24,2
Velocidade média na saída do combustor	m/s	48,23	39,97	1,21	39,86

Tabela 6. 4 Comparação das velocidades do escoamento, da chama e da injeção de combustível

Câmara pré-misturada com Gás natural – Item 6.3.1				
Parâmetros	Unidade	Simul. 1	Simul. 2	Simul. 3
Velocidade da chama (direção axial)	m/s	13,32	9,61	6,21
Velocidade média do escoamento na saída do bico	m/s	29,88	36,28	15,85
Velocidade de entrada do combustível	m/s	9,23	15,26	7,02
Câmara não pré-misturada (difusa) com Gás natural – Item 6.3.2				
Velocidade da chama (direção axial)	m/s	4,42	4,23	6,2
Velocidade média do escoamento na saída do bico	m/s	23,23	28,74	17,58
Velocidade de entrada do combustível	m/s	8,6	12,28	6,95
Câmara pré-misturada com Biogás – Item 6.3.3				
Velocidade da chama (direção axial)	m/s	9,26	8,93	6,37
Velocidade média do escoamento na saída do bico	m/s	30,21	36,23	15,86
Velocidade de entrada do combustível	m/s	17,66	11,06	5,08
Câmara não pré-misturada (difusa) com Biogás – Item 6.3.4				
Velocidade da chama (direção axial)	m/s	7,31	5,31	5,64
Velocidade média do escoamento na saída do bico	m/s	19,36	26,31	17,53
Velocidade de entrada do combustível	m/s	14,22	8,9	5,03

Capítulo 7

CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho teve como objetivo principal, realizar a análise paramétrica de uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás, através de simulação numérica em CFD, para o regime permanente e em condição nominal de operação, considerando a utilização de gás natural e biogás.

A análise foi realizada em uma câmara de combustão anular de uma turbina a gás projetada para produzir 600 kW.

Para o projeto da câmara de combustão da turbina a gás de 600 kW, foi tomada como progenitora, a câmara de combustão da Solar Turbines, como base para o escalonamento. Esta técnica permitiu projetar a câmara de combustão com reduzido número de experimentos, pois a maioria dos ensaios foi realizada na câmara progenitora, evitando assim, um novo projeto.

Como resultado do trabalho foi necessário desenvolver um novo bico injetor de combustível para chama pré-misturada e difusa. O desempenho aerodinâmico alcançado com o novo bico injetor foi satisfatório e suas eficiências foram comprovadas através dos resultados obtidos.

Para as simulações numéricas, é importante que sejam realizadas validações dos modelos utilizados. Os modelos aerodinâmicos de turbulência foram validados utilizando a câmara de combustão do projeto da Floxcom, do *Israel Institute of Technology* (2003). O modelo de turbulência que representou melhor o escoamento em câmaras de combustão foi o Shear Stress Tensor (SST), devido à sua suficiente robustez. O resultado utilizando este

modelo teve um desvio máximo na velocidade de 4%, quando comparado aos modelos K- ϵ e RNG- K- ϵ .

Os modelos de combustão para chama difusa foram validados, utilizando uma câmara de combustão tubular presente na UNIFEI, onde o modelo *Flamelet* (FM), se mostrou mais adequado para este tipo de chama, apresentando um desvio térmico inferior a 1%.

Foram realizadas várias simulações, buscando o melhor comportamento aerodinâmico no interior da câmara de combustão, visando um adequado posicionamento da chama, ou seja, uma chama ancorada na zona primária. Esse processo consome bastante tempo, pois a geometria é desenvolvida no software *Solidworks*, para então ser importado no Icem CFD. No Icem CFD a geometria é trabalhada até que esteja preparada para receber a malha, ou seja, o domínio é discretizado para receber as condições de contorno. Logo, verificou-se que existe uma grande dificuldade e é preciso desenvolver métodos adequados para agilizar o processo, isto é um fator importante na preparação da geometria.

A simulação numérica com o CFX mostrou ser uma ferramenta útil, permitindo realizar mudanças na geometria da câmara de combustão projetada para adequar as perdas de pressão, como também para melhorar a diluição dos gases produtos do processo de combustão e a ancoragem da chama, através da visualização e dos valores obtidos na simulação.

Para o projeto dos bicos injetores de combustível foi utilizada uma relação de equivalência de 0,55. Para esta relação de equivalência, a temperatura da chama fica em torno de 1800 K, cujos valores de CO e NO permitidos são 25 ppm e 14 ppm, respectivamente. Para a câmara pré-misturada com gás natural, os valores obtidos de CO e NO, foram respectivamente foi de 16,6 ppm e 0,215 ppm. Para Chama difusa com gás natural, os valores CO e NO, foram respectivamente 23,8 ppm e 0,353 ppm. Para o biogás, com chama pré-misturada o valor obtido de CO foi de 17,6 ppm e de NO foi de 0,438 ppm. Para o biogás com chama difusa, o valor obtido de CO foi de 24,2 ppm e de NO foi de 0,813 ppm. Ou seja, todos os resultados obtidos para a emissão de CO e NO estão dentro da faixa permissível.

A análise aerodinâmica para a câmara de combustão projetada, com base no escalonamento, mostrou que os orifícios de diluição não produziram uma uniformização da temperatura na saída do combustor, sendo necessárias modificações (abertura de outros orifícios mantendo a mesma perda de pressão total da câmara de combustão) para que esta temperatura atingisse uma melhor uniformidade e menor gradiente de temperatura.

As análises dos perfis de temperatura na saída da câmara de combustão mostraram os seguintes fatores de distribuição de temperatura: câmara pré-misturada com gás natural de 10,8 % (15,8 % com modificação do bico injetor de combustível), câmara difusa com gás natural de 16,6 % (26,7 % com modificação do bico injetor de combustível) e câmara pré-

misturada com biogás de 11,2 % (17,2 % com modificação do bico injetor de combustível), câmara difusa com biogás 17,2 % (27,8 % com modificação do bico injetor de combustível). Para máquinas industriais é indicado que o fator de distribuição de temperatura esteja abaixo de 10 % visando uma maior vida útil dos equipamentos, por isso, apesar da temperatura média na saída da câmara de combustão estar adequada (850 °C), existem concentrações de altas temperaturas fazendo com que este fator esteja acima do desejado.

As análises aerodinâmicas, térmicas e de emissão de poluentes (temperatura, pressão, velocidade, formação de CO e NO ao longo da câmara de combustão, como também na saída do combustor) foram realizadas para câmara pré-misturada e não pré-misturada com gás natural e também utilizando biogás como combustível. Através das simulações numéricas pode-se verificar que:

- Para a câmara de combustão não pré-misturada, a temperatura e a emissão de CO e NO na saída é maior que na câmara de combustão pré-misturada, conforme mostrado na Tabela 6.3.

- A mudança do combustível gás natural para biogás, sem alteração da geometria do combustor, altera significativamente o comportamento aerodinâmico e térmico da chama, devido à vazão mássica deste combustível ser maior que a do gás natural, consequência do seu menor poder calorífico, e também à composição química;

- Os valores de vazão em massa de combustível fornecida pelo *Gatecycle*, para atingir a temperatura de 850 °C ($\Delta T = 662$ K), não foram atingidos. Para essa variação de temperatura (como aproximação), valor da relação combustível/ar teórica é de 0,0018, conforme Cohen (1988). Os valores fornecidos pelo *Gatecycle*, para as relações combustível/ar para o gás natural é de 0,016 e para o biogás é de 0,037, valores não adequados para atingir a variação de temperatura desejada (662 K). Assim, foi necessário alterar as vazões em massa de combustível, para ajustar melhor a relação combustível/ar. Para o gás natural foi necessário um aumento de 42 % na quantidade de combustível; o valor passou de 0,06 kg/s para 0,1 kg/s, visando aproximar a variação de temperatura de 662 K. Para o biogás foi necessário uma redução de 60% na quantidade de combustível; o valor passou de 0,16 kg/s para 0,1 kg/s, implicando em alterações no rendimento do ciclo. Com o valor proposto pelo *Gatecycle* (0,16 kg/s), o comprimento da chama se entendia até a entrada da turbina, pois foi mantida a geometria projetada para o gás natural. É recomendado que seja feita uma investigação no *Gatecycle* para verificar o cálculo da relação combustível/ar.

- Outro fator importante para que a temperatura na saída da câmara de combustão não tenha sido atingida é a quantidade elevada de combustível não queimado nesta região. Para câmara pré-misturada com gás natural a fração mássica de 0,018 de CH₄ e 0,0026 de C₂H₄

não foram queimados. Para a câmara de combustão difusa, a fração mássica de 0,019 de CH_4 e 0,0027 de C_2H_4 não foram queimados. Para o biogás, na câmara de combustão com chama pré-misturada e difusa, tem-se as quantidades de 0,011 de CH_4 não queimados e para CO de 0,000012 e 0,000023. Mais um fator que contribui para esse baixo rendimento da câmara de combustão, é que esse projeto foi baseado em uma câmara de combustão progenitora que também possui uma baixa eficiência de combustão.

- As emissões de CO e NO, para a câmara de combustão pré-misturada, são maiores para o biogás do que para o gás natural, mesmo quando aumentada a quantidade de combustível para se obter a temperatura na entrada da turbina de 850 °C. Quando utilizado a quantidade de biogás fornecida pela simulação no *Gatecycle* (Simulação 1, Tabela 3.1), a temperatura na saída da câmara de combustão, assim como as emissões de CO e NO, são muito superiores do que a simulação utilizando o gás natural. O mesmo comportamento acontece para a câmara de combustão com chama não pré-misturada. Este fato se deve ao comprimento da chama, às quantidades de combustível não queimado e à composição do combustível.

- Através das Simulações 1 e 2 (Tabela 3.3), pode-se verificar que a comparação entre velocidade da chama e velocidade do escoamento, é de extrema importância para a análise do processo de combustão, pois estes parâmetros interferem no comportamento da chama, como também na quantidade de CO e NO emitidos. O ajuste da geometria do bico injetor de combustível (Simulação 3, Tabela 3.4), permitiu adequar a velocidade do escoamento com a velocidade da chama, fazendo com que se tenha uma chama estabilizada na zona primária. Baixas velocidades de chama associadas às altas velocidades de escoamento fazem a chama se estender em direção a entrada da turbina, e por conseqüência, tem-se temperaturas e emissões de NO e CO elevadas nesta região, o que não é desejável. O mesmo foi observado por Turrel *et al* (2004).

- Nota-se que a câmara de combustão projetada para o gás natural não é apropriada para a substituição pelo biogás, devido à grande diferença de poder calorífico entre os dois combustíveis e às características térmicas da combustão.

- Para uma temperatura na saída da câmara de combustão de 850 °C, as emissões de NO e CO são maiores para o biogás do que para o gás natural, tanto pra a câmara de combustão pré-misturada quanto para a câmara de combustão com chama difusa. Esse fato se deve à diferença do comprimento das chamas para os dois combustíveis e a composição dos mesmos.

- Com a modificação realizada no bico injetor de combustível, com a nova vazão em massa de combustível, a distribuição de temperatura no plano de saída possui valores

máximos em torno de 1250 K, sendo o gradiente de temperatura adequado, tanto para o biogás como para o gás natural;

- Nos casos onde a temperatura de saída da câmara de combustão atingiu 850°C, alguns pontos das paredes do tubo de chama possuem valores de temperatura de aproximadamente 1300 K, especificamente para as câmaras de combustão com chama difusa. Essas temperaturas localmente elevadas podem causar problemas de fadiga térmica no material, comprometendo a vida útil do equipamento.

- Nas simulações com o ajuste na vazão mássica de combustível a temperatura da chama está em torno de 1500 K tanto para o gás natural como para o biogás.

- A eficiência da combustão para a câmara progenitora, considerando a relação combustível/ar teórico e relação combustível /ar real, é de 75 % enquanto que para as câmaras projetadas ficaram em torno de 80 %, mostrando uma melhora na câmara projetada.

Finalmente, o projeto de câmara de combustão é extremamente complexo, pois envolve escoamento turbulento com reação química, sendo a combustão por si só complexa. A utilização da simulação numérica é uma ferramenta útil no desenvolvimento de projetos de câmaras de combustão devido a essa complexidade citada. Quando utilizada uma câmara de combustão como progenitora, é importante que a mesma tenha uma eficiência satisfatória, para facilitar o projeto da nova câmara. O resultado também aponta a necessidade da utilização de uma ferramenta de otimização, devido ao elevado número de variáveis envolvidas na análise.

CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

A partir do desenvolvimento do projeto e análise das câmaras de combustão simuladas, este trabalho apresenta as seguintes contribuições:

- Desenvolvimento de uma metodologia para projeto de câmaras de combustão de turbinas a gás, baseado em uma câmara progenitora utilizando CFD;

- Desenvolvimento de um novo tipo de bico injetor de combustível para chama difusa e pré-misturada que apresentou um bom desempenho aerodinâmico;

- Análise do impacto térmico, aerodinâmico e emissões quando realizada a troca de combustível gás natural pelo biogás;

- Verificação que o CFD é uma ferramenta muito útil para o desenvolvimento de câmaras de combustão, visto que esse equipamento é muito complexo.

PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolvimento de um programa para cálculo de distribuição do número de orifícios de diluição, isto é, número de fileiras de orifícios e posicionamento destas fileiras.
- Criação de um protótipo de câmara de combustão com chama pré-misturada, visando obter resultados experimentais, para a validação de modelos de combustão adequados para este tipo de chama.
- Fazer a instrumentação detalhada da câmara tubular da Didacta Itália, presente no laboratório da UNIFEI, para que seja possível a realização de experimentos, como a distribuição de temperatura ao longo da câmara de combustão, incluindo termopares ao longo do corpo da mesma.
- Realizar uma análise da combustão em cargas parciais e verificar a condição de partida.
- Realizar a análise da substituição parcial do gás natural pelo biogás, observando o suposto impacto no desempenho aerodinâmico e térmico da câmara de combustão.

Capítulo 8

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADOUANE B., HOPPSTEYN P., JONG W., WEL M., HEIN K., SPLIETHOFF H., (2002) “ Gas Turbine Combustor for Biomass Derived LCV Gas, a First Approach Towards Fuel NOx Modeling and Experimental Validation”, Applied Thermal Engineering , Artigo 22(2002) 959-970.

ALENCAR H. S., VILLANOVA, H. F., NASCIMETNO, M. A. R., (2004), “ Preliminary Application of CFX as Tool in the Aerodynamic Study of Combustion Chamber for Micro Gas ”, International Conference of Computacional Methods in Sciences and Engineering, Vouliagmeni-Kavouri, Attica, Greece, 19-23 August.

ALENCAR H. S., (2007), “Estudo Numérico termo-aerodinâmico para Câmaras de Combustão para Turbinas a Gás: Aplicação ao Caso da Micro turbina”, Tese de doutorado, UNIFEI.

ALLEN J. W., (1998), “Low Nox Burner Design”, Proceeding of the American Power Conference, Vol.60-II, pp. 869-874.

ANDREINI A., FACCINI B., MANGANI L., COCCHI S., MODI R., (2006), “Fuel Flexibility Test Campaign on a GE10 Gas Turbine: Experimental and Numerical Results”,

Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-13, GT2006-90510, Barcelona, Spain.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. Gás Natural. Disponível em: [http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/09-Gas_Natural\(2\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/09-Gas_Natural(2).pdf). Acesso em: 14/09/2008

BARDINA J.E., HUANG P.G. and COAKLEY T.J., (1997), “Turbulence Modeling Validation Testing and Development.”, NASA Technical Memorandum n° 110446.

BATHIE, W.W., (1984), “Fundamentals of Gas Turbines”, First Edition, USA.

BICEN A. F., TSE D. e WHITELAW J. H. (1988), “Flow and Combustion Characteristics of an Annular Combustor”, *Combustion and Flame*, Volume 72, Issue 2, pp. 175-192.

BIRKBY P., CANT R. S., (2000), “CFD Analysis of a Complete industrial Lean Premixed Gas Turbine Combustor”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-11, GT2000-0131, Munich, Germany.

BEN (2006), “Balanço Energético Nacional”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2006.

BOYCE, M.P., (2001), “Gas Turbine Engineering Handbook”, Second Edition.

CAMERETTI M. C., TUCCILO R., (2004), “Comparing Different Solutions for the Micro Gas Turbine Combustor”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, GT2004-53286, Vienna, Austria.

CARROTTE J. F., STEVENS S. J., (1990), “The Influence of Dilution Hole Geometry on Jet Mixing”, *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 112, Number 1, pp. 73-79.

CARROCI, R., ASCHMIDT, V., GRIFFIN, T.,(2002) “Catalytic Combustion for Power Generation”, *Catalysis Today*, article in press, n°2728, pp1-9.

CENBIO, “Relatórios de Atividades – Projeto ENER-G-BIOG”, São Paulo, 2004

CHARKE D. S., WILKERS N. S., (1989), “ The Calculation of Turbulent Flows in Complex Geometries Using a Differential Stress Model”, AERE- R13428.

CHUNG, T.J., (2002), “Computational Fluid Dynamics”, Cambridge University Press.

COHEN H., SARAVANAMUTTOO H., ROGERS G., (1987), “Gas Turbine Theory”, 3^a Edition, Longman Scientific & Technical, New York, USA.

COZZI F. e COGHE A. (2006), “Behavior of Hydrogen-Enriched Non-Premixed Swirled Natural Gas Turbines”, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 3, Issue 6, pp. 669-677.

DARBYSHIRE O. R., EVANS A., WILSON C. W., BECK S. B. M., (2006), “CFD-Based Analysis of Burner Fuel Air Mixing Over Range of Air Inlet and Fuel Pre-heat Temperatures for Siemens V94.3A Gas”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-13, GT2006-90944, Barcelona, Spain.

DATE A.W.,(2005), “Introduction to Computational Fluid dynamics”, Cambridge University Press.

DAVIS L.B., (1994), “Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines. GE Power Generation, 38th GE turbines States-of-the-Art Technology Seminar, August 1994.

DAVOUDZADEH F., LIU N., (2004), ”Numerical Prediction of Non-reacting Flow in a Model Gas Turbine Combustor”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, GT2004-53496, Vienna, Austria.

DUDEBOUT R., REYNOLDS B., KHOSRO M. H., (2004), “ Integrated Process for CFD Modeling and Optimization of Gas Turbine Combustors”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, Vienna, Austria, GT2004-54011, June 14-17.

FENIMORE C. P., DRAKE M. C., CORREA S. M. e PITZ R. W. (1987), “Super equilibrium And Thermal Nitric Oxide Formation In Turbulent Diffusion Flames”, *Combustion and Flame*, Volume 69, Issue 3, pp. 347-365.

FULIGNO L., MICHELI D., POLONO C., (2006), “An Integrated Design Approach for Micro Gas Turbine Combustors: Preliminary 0-D and Simplified CFD Based Optimization”, *Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air*, May 8-13, GT2006-90542, Barcelona, Spain.

GARCIA, R., “Combustíveis e Combustão Industrial”, Editora Interciência, 2002.

GOMES, E.B., (2002), “Análise Termo-econômica e Experimental de Microturbinas a Gás operando com Gás Natural e Óleo Diesel”, *Dissertação de mestrado*, UNIFEI, 2002.

GOSSELIN P., DECHAMPLAIN S. K., KRETSCHMER D., (2000), “Three Dimensional CFD Analysis of a Gas Turbine Combustion Chamber”, 36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, pp11, Huntsville, Alabama.

ILBAS M., CRAYFORD A.P., YILMAZ İ. , BOWEN P.J. e SYRED N. (2006), “Laminar-Burning Velocities of Hydrogen–Air and Hydrogen–Methane–Air Mixtures: an Experimental Study”, *International Journal of Hydrogen Energy*.

ISRAEL INSTITUTE OF TECHNOLOGY (2003), “FLOXCOM – Low NO_x Flameless Oxidation Combustor for High Efficiency Gas Turbines”, Project n° NNES-1999-20246, Israel, p. 156.

KELLER J. J., (1994), “On the Practical Application of Vortex Breakdown Theory to Axially Symmetrical and Three-dimensional Compressible Flow”

KLEIN, A., (1981), “Review: Effects of Inlet Condition on Caonical-Diffuser Performance”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.103, pp 250-257.

KUO K.K., (1986), “Principles of Combustion”, John Wiley & Sons Edition, New York, EUA.

KUTSENKO Y. G., ONEGIN S. F., (2006), “Development and Application of CFD-Based Analysis Methodology to Evaluate Efficiency of Low Nox Combustion Technologies”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, May 8-11, GT2006-90530, Barcelona, Spain.

LAI M. K., (1997), “CFD Analysis of liquid Spray Combustion in a Gas Turbine Combustor”, ASME, GT1997-309.

LEE D., YEH C., TSUEI Y., JIAG W., CHUMG Y., (1990), “Numerical Simulation of Gas Turbine Combustion Chamber Flows”, 26th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference , July 16-18, Orlando, Florida, USA.

LEFEBVRE A. H. (1983), “Gas Turbine Combustion”, 1^a Edition, Mc-GrawHill Book Company, New York , USA.

LEFEBVRE A. H. e REID R, (1966), “The Influence of Turbulence on The Structure and Propagation of Enclosed Flames”, Combustion and Flame, Volume 10, Issue 4, pp. 355-366.

LORA E.E. S., NASCIMENTO M.A.R, (2004), “Geração Termelétrica, Planejamento, Projeto e Operação”, Editora Interciência.

LYCKAMA N. J. A. , KOMEN E. M. J., HERMANN S. R. T. E., GOEY L. P. H., VAN BEEK M. C. e VERHAGE A . J. L. (2002), “CFD Modeling Of Biogas Co firing In A Gas Turbine”, Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, Amsterdam, The Netherlands, GT 2002-30103, June 03-06.

LUCCA-NEGRO O., O'DOHERTY T., (2001), “Vortex Breakdown: A Review”, Program in Energy and Comb. Sci., vol.27, pp. 341-481.

MALISKA, C.R., “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional” Segunda edição, 2004

MOORE C.A., KLINE S. J., (1958), “Some Effects of vanes and of Turbulence in Two-Dimensional Wide-Angle Subsonic Diffusers”, NACA TN 4080.

MOTSAMAI O. S., VISSER J. A., MORRIS M., KOCK D. J., (2006), “Na Efficient Strategy for the Design Optimization of Combustor Exit Temperature Profile”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-13, GT2006-91325, Barcelona, Spain .

NETO L. J. M., (2003), “Projeto Preliminar de uma Câmara de Combustão de Micro Turbina a Gás Operando com Gás Natural e sua Modificação pra Gás de Baixo Poder Calorífico”, Dissertação de Mestrado, UNIFEI.

NICKLAUS D.H, CROKER D. S., SMITH C. E., (2002), “Development of a Lean Direct Fuel Injector for Low Emission Aero Gas Turbine”, ASME.

PARENTE J., ANISIMOV G. M. V. V. e CROCE G. (2004), “Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design And CFD Analysis”, Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, Vienna, Austria, GT 2004-54247.

PRICE G. R., BATROS K. K., GOLDIN G. M., (2002), “ CFD Predictions and Field Measurements of NOx Emissions from LM1600 Gas Turbine During Part Load Operation”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 124, pp. 276-283.

RENEAU L. R., JONSTON J. P., SND KLINE, (1967) “Performance and Design of Straight, Two-dimensional Diffusers”, Journal of Basic Engineering , Vol. 95, pp. 141-150.

RIBEIRO R. S., (2007), “Desenvolvimento de um Sistema de Geração Energética por Gaseificação de Biomassa Aplicada a Comunidades Isoladas”, Dissertação de Mestrado, UnB.

RIZK N. K. e MONGLIA H. C. (1991), “Three dimensional Analysis of Gas Turbine Combustor”, Journal of Propulsion and Power, Vol. 7, N° 1

SADIKI A., MANESHKARIMI M.R., CHRIGUI M., JANICKA J., (2004), “CFD-Analysis of Conjugate Effects of Turbulence and Swirl Intensity on Spray Combustion in a Single Gas Turbine Combustor”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, GT2004-53313, Vienna, Austria.

SANDERS R., (1998), What Is So Attractive About Microturbines?, EGSA – Powerline Magazine.

SAWYER A. A., (1985), “Sawyer’s Gas Turbine Engineering Handbook”, Turbomachinery International Publications, Norwilk Estados Unidos.

SIERRA F. Z., URIBE A., KUBIAK J., LARA, H., URQUIZA G., NEBRADT J., (2006), “3- Dimensional Pressure Driven Temperature Field in a Gas turbine Combustion Chamber”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power and Land, Sea and Air, May 8-13, GT2006-90059, Barcelona, Spain.

SILVIA, A. F.C., (1991), “Um Procedimento em Volumes Finitos para a Solução de Escoamentos de Qualquer Velocidade”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil .

SOVRAN G., and KLOMP E. D., (1967), “Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross Section”, in G.Sovram, ed. Fluid Mechanics of Internal Flow, pp.270-319.

TECHNICAL MANUAL OVERHAUL (1992), “Titan Gas Turbine T-62T-32 Engine”, Division of International Harvester Company, San Diego, CA, USA.

TOMCZAK H. J., BENELLI G., CARRAI L., CECCHINI D., (2002), “Investigation of a Gas turbine Combustion System Fired With Mixtures of Natural Gas as Hydrogen”, IFRF Combustion journal, Article Number 200207, ISSN 1562-479X.

TURREL M. D., STOPFORD P.J., SYED, K. J., BUCHANAN E., 2004, “CFD Simulation of the Flow Within and Downstream of a High-Swirl Lean Premixed Gas Turbine Combustor”, Proceeding of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea and Air, June 14-17, GT2004-53112, Vienna, Austria.

URNS, S.R., “An Introduction to Combustion. Concepts and Applications”, Second Edition, (2000).

VOLKOV D. V., BELOKIN A. A., LYUBIMOV D. A., ZAKHAROV V. M., OPDYKE G. JR., (2001), “Flamelet Model of NO_x in a Diffusion Flame Combustor”, Journal of Engineering for Gas Turbine on Power, Vol. 123, pp. 774-778.

YAKHOT V., ORSZAG S. A., THANGAM S., GATKI T. B. e SPEZIALI C. G. (1992), “Development of Turbulent Models for Shear Flows by a Double-Expansion Technique”, *Physics of Fluids*, Vol. 4, pp. 1510-1520.

WATTS, J. H. (1999), “Microturbines: a new class of gas turbine engine”, *Global Gas turbine News*, ASME-IGTI, Vol. 39, N° 1, pp. 4-8, Atlanta, USA.

WUNNING J. G. (1996), “Flammlose Oxidation von Brennstoff”, PhD thesis, RWTH.

Apêndice A

GRÁFICOS E FIGURAS AUXILIARES

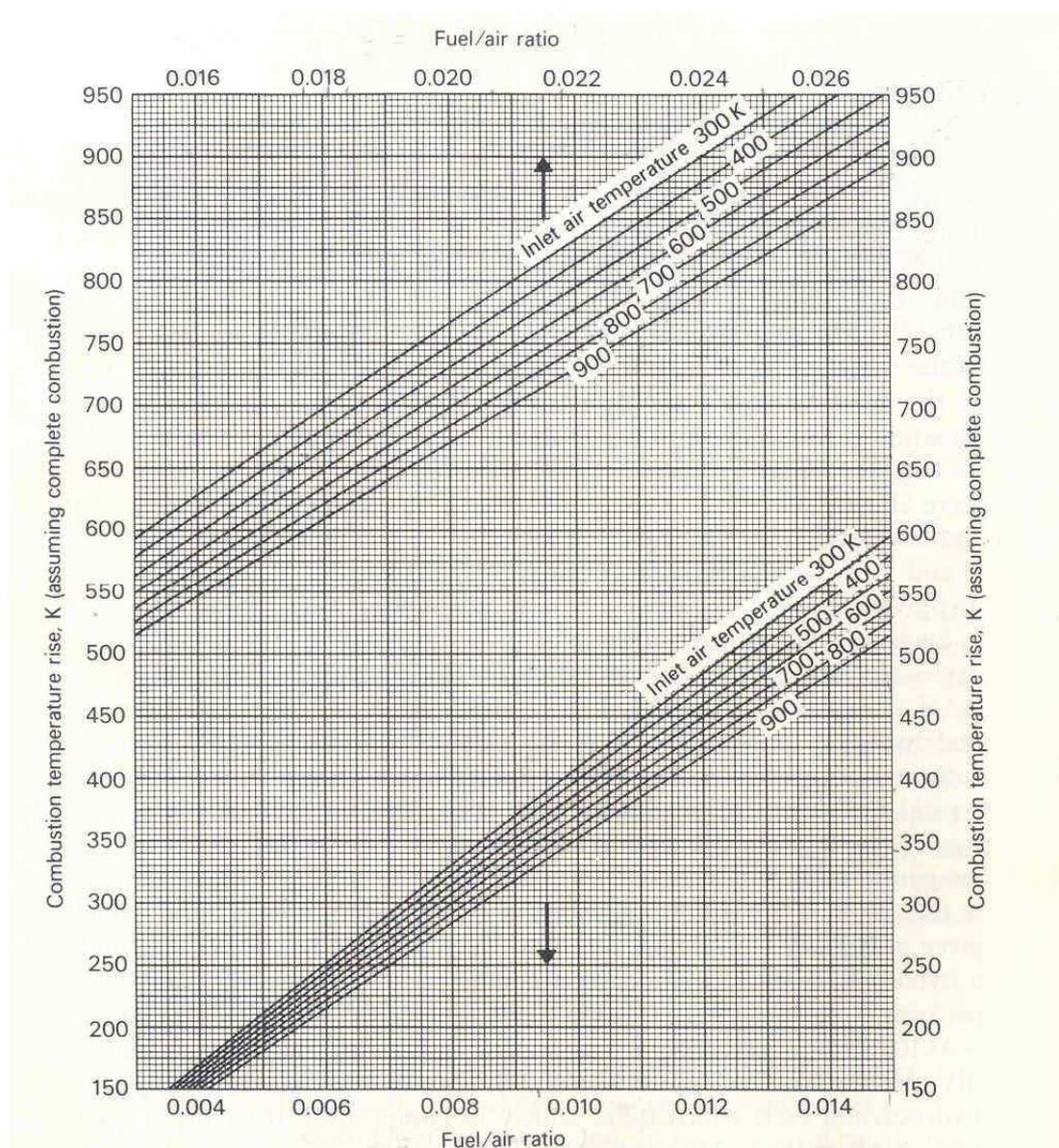


Figura A1 Relação de temperatura de combustão versus relação combustível/ar

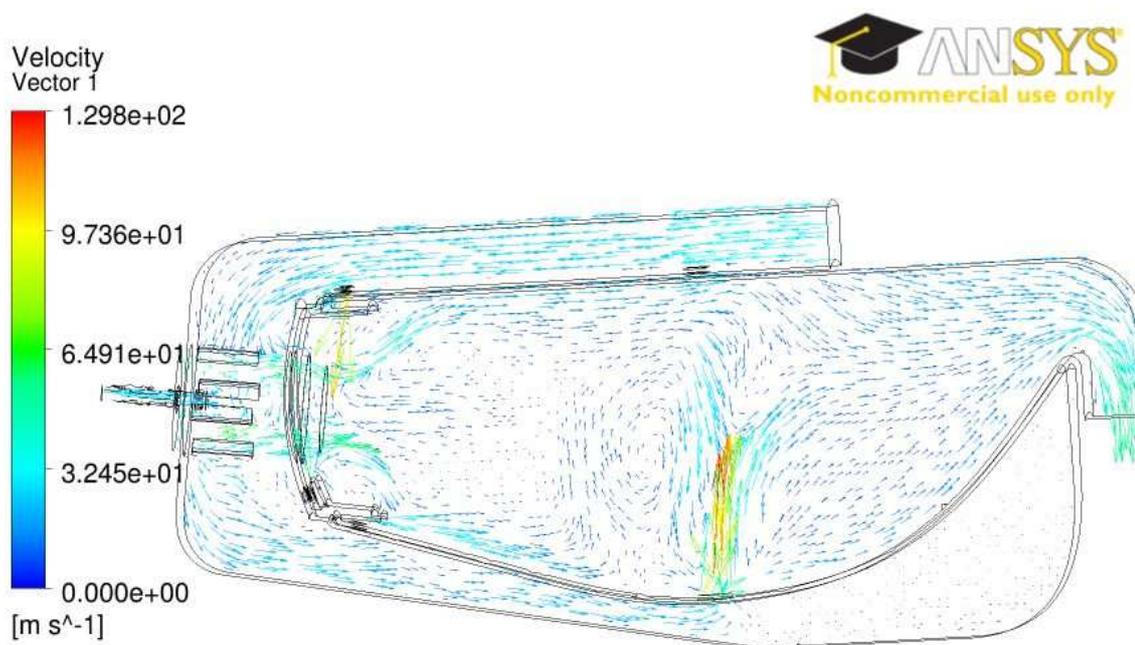


Figura A2 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama pré-misturada ou parcialmente pré-misturada

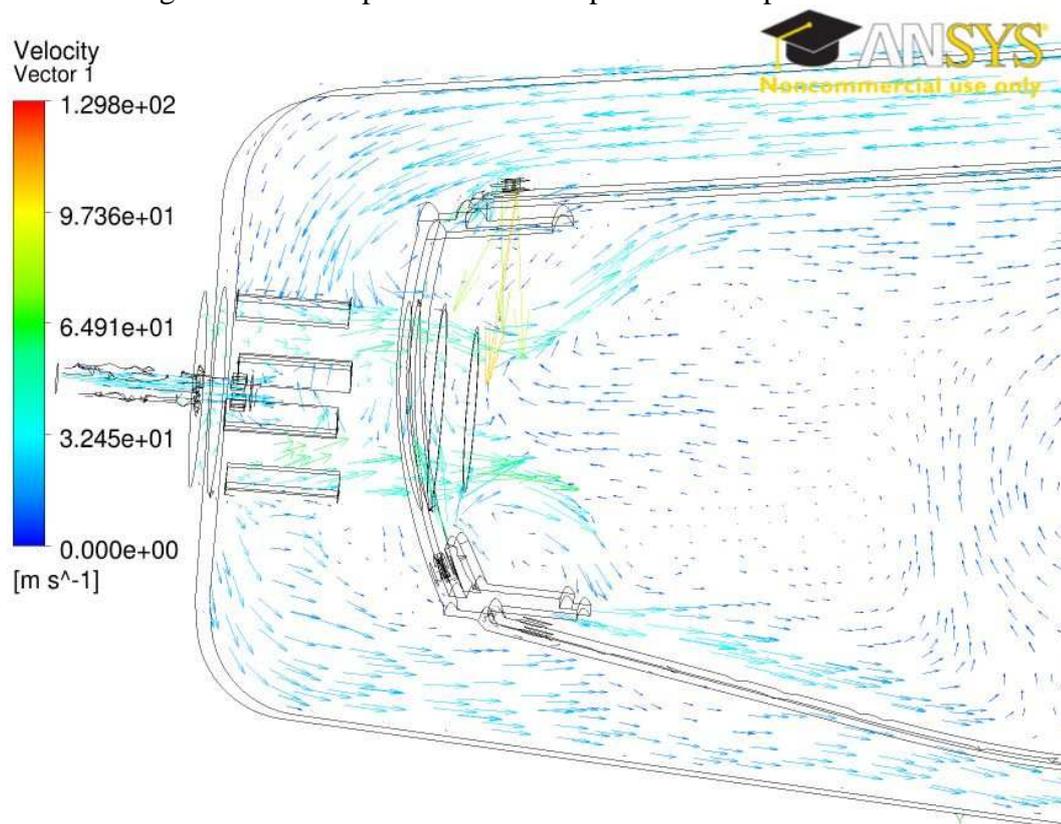


Figura A3 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama pré-misturada ou parcialmente pré-misturada – DETALHES 1

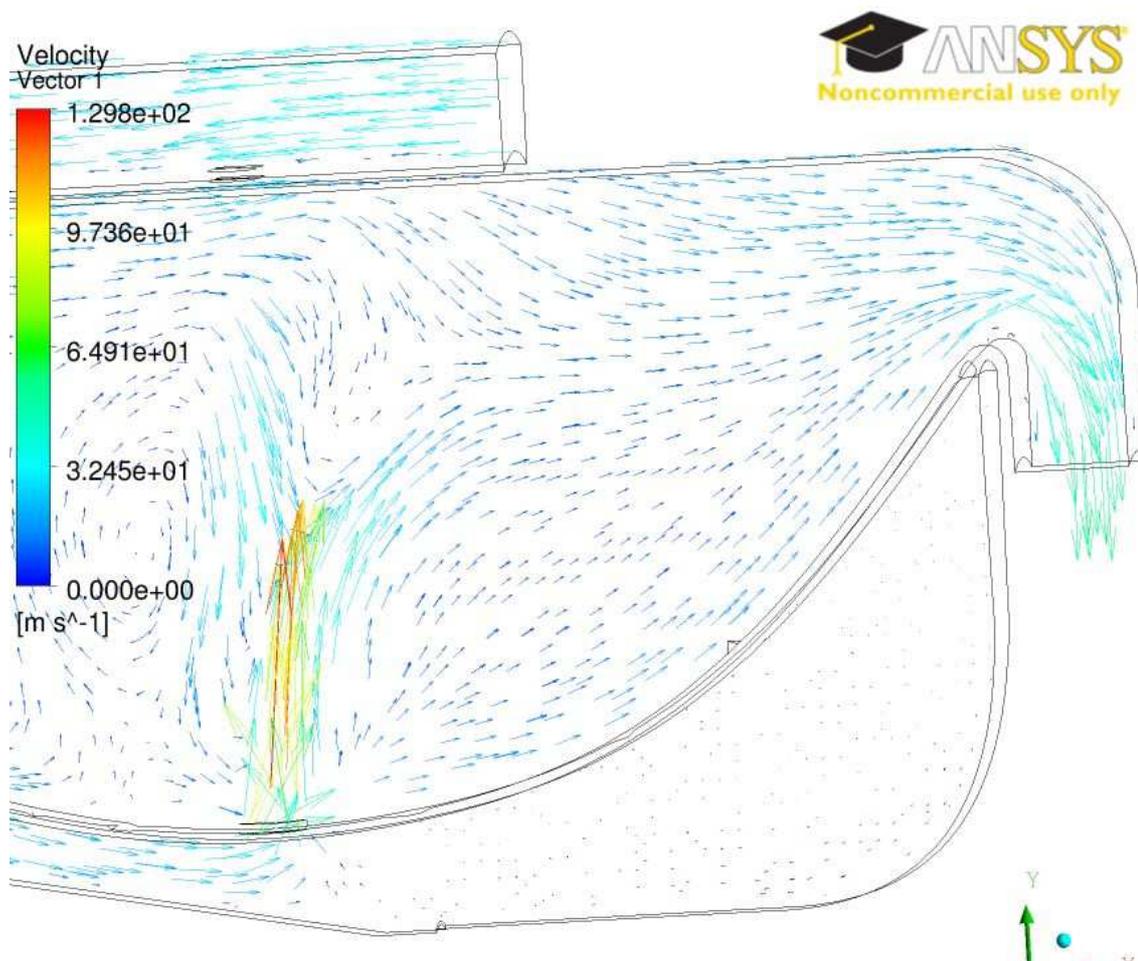


Figura A4 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama pré-misturada ou parcialmente pré-misturada – DETALHES 2

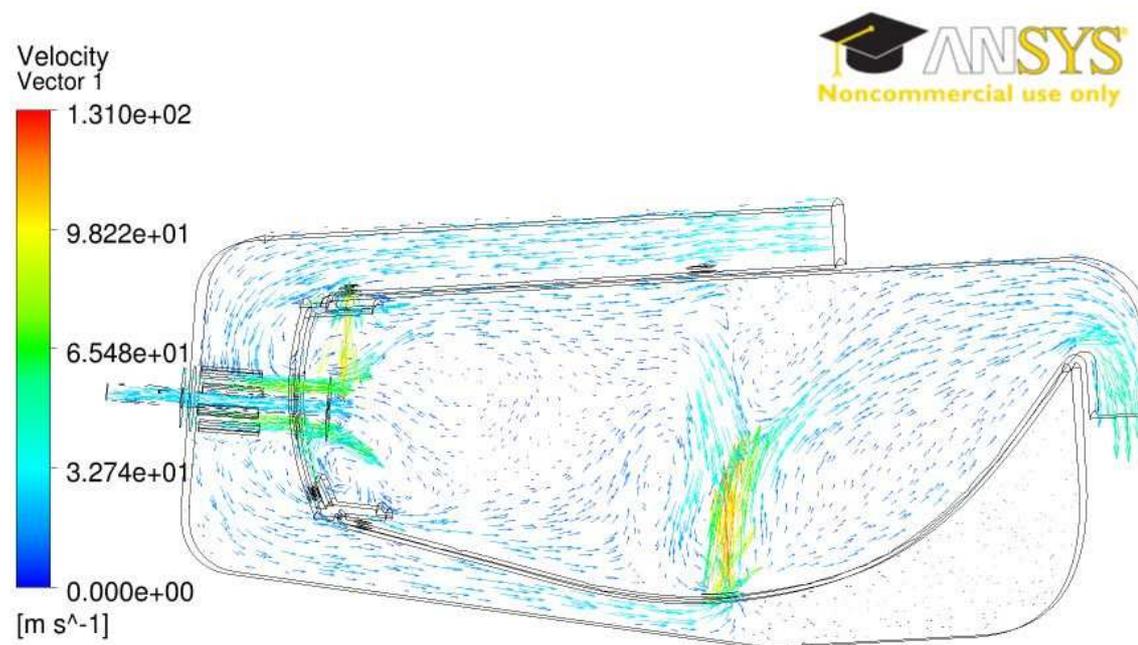


Figura A5 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama não pré-misturada ou difusa

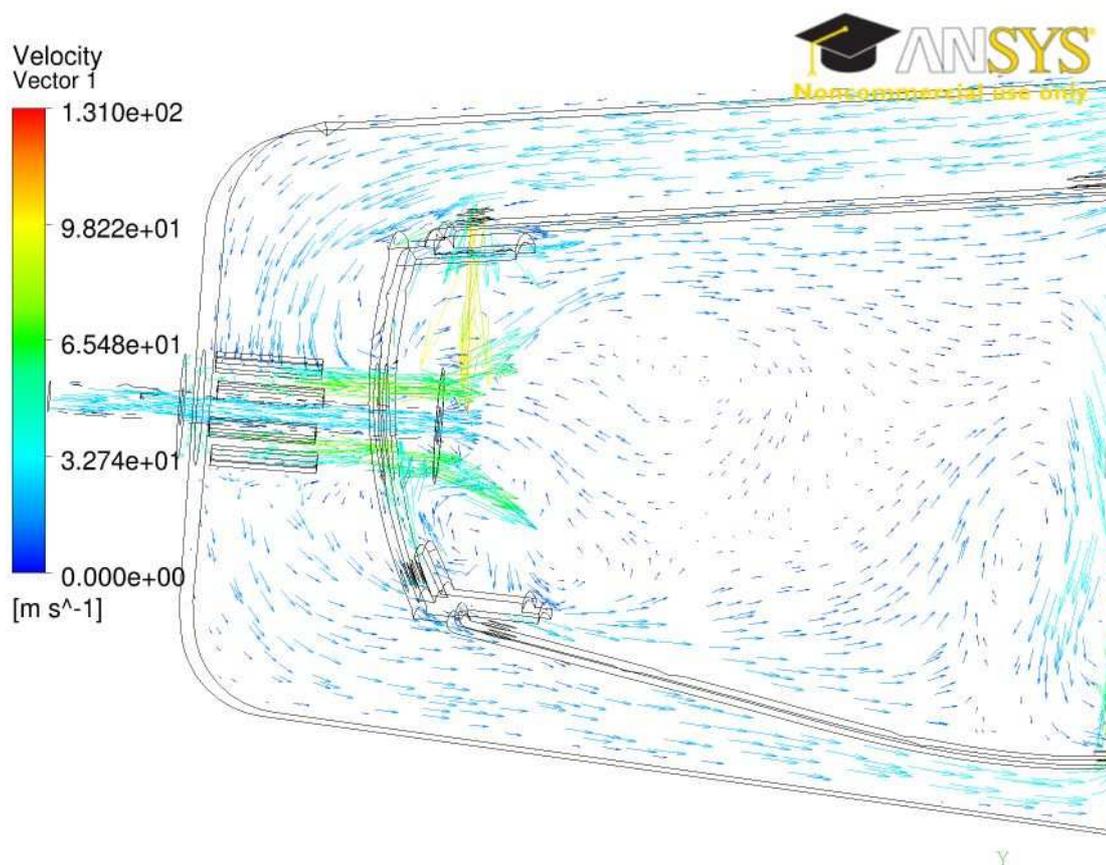


Figura A6 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama não pré-misturada ou difusa – DETALHES 1

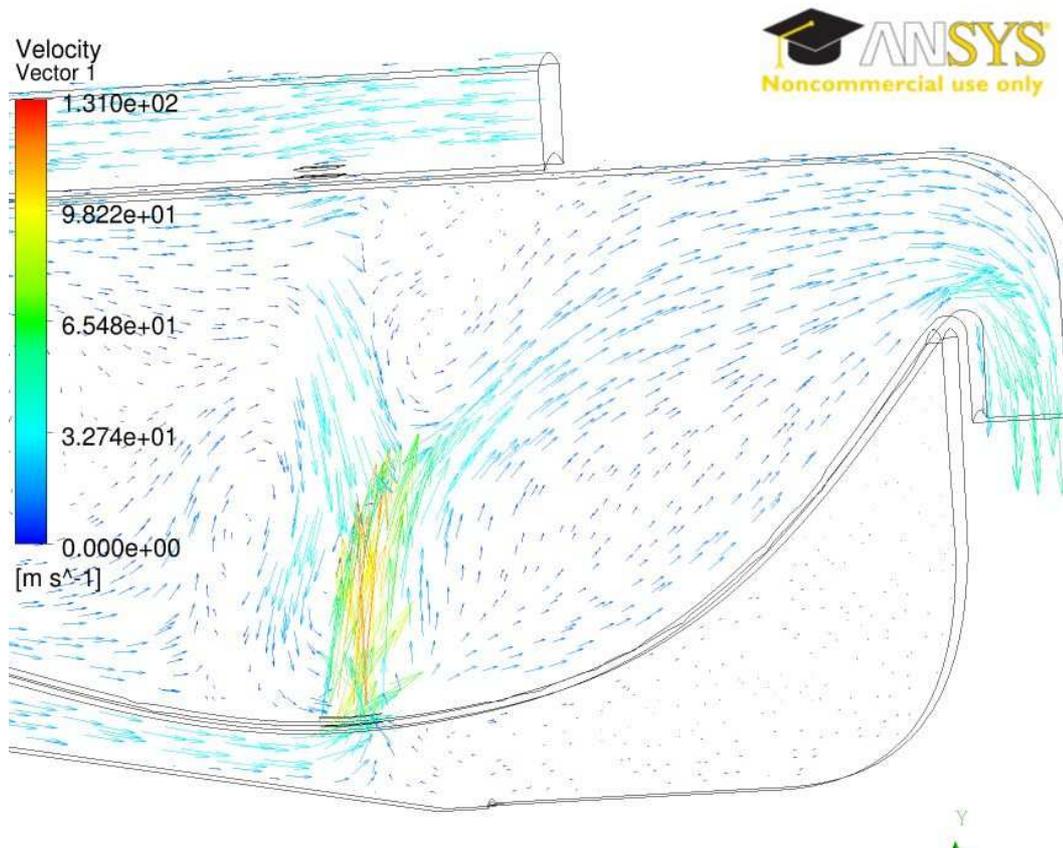


Figura A7 Magnitude e distribuição dos vetores velocidade para câmara de combustão com regime de chama não pré-misturada ou difusa – DETALHES 2

Apêndice B

GUIA DE UTILIZAÇÃO DO CFX - TEORIA

B.1 Modelos de Turbulência do CFX

A turbulência consiste de flutuações das características do escoamento, no tempo e no espaço. É um processo complexo, principalmente porque é tridimensional, instável e consiste de muitas escalas. A turbulência pode ter um efeito significativo nas características do escoamento. Ela ocorre quando as forças de inércia do fluido se tornam significativas quando comparadas às forças viscosas, e é caracterizado por um número elevado de Reynolds.

De acordo com Neto (1998), os escoamentos turbulentos são caracterizados pelo movimento aleatório das partículas do fluido, sendo suas principais características:

- A turbulência aumenta muito o poder de difusão de um escoamento, ou seja, a mistura de massa, energia e quantidade de movimento é muito mais eficiente neste tipo de escoamento.
- A turbulência ocorre somente em escoamentos rotacionais, onde todo processo de transição à turbulência passa pela geração de vorticidades. O escoamento turbulento é tridimensional.
- Os gradientes e as tensões cisalhantes são maiores, quanto mais intensas forem as flutuações de velocidade, ou seja, maior é o efeito da dissipação viscosa.
- A variedade das escalas de comprimento e de tempo é grande.

No princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem escoamentos laminares e turbulentos sem a necessidade de informações adicionais. Entretanto, o escoamento turbulento com números de Reynolds reais abrangem uma grande faixa de escalas de comprimento e de tempo, e envolvem geralmente escalas de comprimento muito menores que a menor malha de volume finito que pode ser usada em uma análise numérica.

A simulação numérica direta (DNS) destes escoamentos requer grande capacidade de processamento (computadores muito potentes), ou seja, ter-se-ia que disponibilizar mais recursos tornando a análise inviável financeiramente. Os modelos de turbulência foram

desenvolvidos especificamente para esclarecer os efeitos de turbulência sem prejudicar a malha gerada e a simulação numérica direta. A maioria dos modelos de turbulência são modelos estatísticos e alguns deles serão detalhados a seguir.

B.1.1 Modelos Estatísticos de Turbulência

Quando as escalas de tempo são muito maiores que as escalas de tempo das flutuações da turbulência, pode-se dizer que o escoamento turbulento exibe as características médias, com o adicional de variação de tempo, ou componente flutuante.

Em geral, os modelos de turbulência procuram modificar a instabilidade original das equações de Navier-Stokes, pela introdução de médias e quantidade de variações que produzem as equações das Médias de Reynolds Navier-Stokes (RANS - *Reynolds Averaged Navier Stokes*). Estas equações representam somente as quantidades de escoamento médio, ao modelar os efeitos da turbulência sem a necessidade de definição das flutuações turbulentas. Todas as escalas do campo de turbulência são modeladas.

Os modelos de turbulência baseados nas equações de RANS são conhecidos como Modelos Estatísticos de Turbulência devido ao procedimento de média estatística empregado para se obter as equações. A simulação das equações pelo método RANS reduz extremamente o esforço computacional quando comparado a uma simulação numérica direta, sendo adotada geralmente para cálculos práticos da engenharia.

Entretanto, o procedimento das médias introduz termos adicionais desconhecidos, contendo produtos de quantidades de flutuações, que agem como tensões adicionais no fluido. Estes termos, chamados de tensões ou turbulência de Reynolds, são de difícil determinação direta e assim se tornam ainda complexos. As tensões de Reynolds precisam ser modeladas por equações adicionais de quantidades conhecidas a fim de conseguir o "fechamento", isto é, conseguir que haja um número suficiente de equações para todos os termos desconhecidos, incluindo o tensor das tensões de Reynolds, resultado do procedimento de cálculo de médias.

As equações usadas para o fechamento definem o tipo de modelo de turbulência. As principais equações utilizadas são: a equação da continuidade, equação do movimento e a equação da energia.

B.1.2 Modelo de Turbulência de Duas Equações

Os modelos de turbulência de duas equações são largamente utilizados, pois oferecem um bom compromisso entre o esforço numérico e a exatidão computacional. Os modelos de duas equações são muito mais sofisticados que os modelos da equação zero. Em ambos, a escala de velocidade e de comprimento é resolvida usando as equações de transporte, separadamente.

Os modelos de duas equações, k - ε e k - ω relacionam as tensões de Reynolds aos gradientes de velocidade média e a viscosidade turbulenta. A viscosidade turbulenta é modelada como o produto da velocidade turbulenta e a escala do comprimento turbulento. Em modelos de duas equações, a escala da velocidade de turbulência é computada da energia cinética turbulenta, que é fornecida da solução de sua equação de transporte. A escala do comprimento turbulento é estimada de duas propriedades do campo de turbulência, geralmente a energia cinética turbulenta e sua taxa da dissipação. A taxa da dissipação da energia cinética turbulenta é fornecida da solução de sua equação do transporte.

a) Modelo k - ε

O modelo k - ε introduz duas variáveis no sistema de equações, a equação da continuidade e a equação do movimento. O modelo k - ε , como o modelo da equação zero, é baseado no conceito da viscosidade dos vórtices. Os valores de k e ε vêm diretamente das equações diferenciais de transporte para a energia de turbulência e a taxa de dissipação da turbulência. Este modelo tem estabilidade numérica, robustez e precisão, para simulações de escoamentos em superfícies curvas.

O modelo k - ε fornece boas previsões para vários tipos de escoamentos do interesse da engenharia, porém, há algumas aplicações onde os modelos de duas equações (k - ε) não são apropriados. Entre eles: fluxos com separação da camada limite, fluxos com mudanças repentinas na taxa média da tensão, fluxos em líquidos giratórios, fluxos em superfícies com excesso de curvas. Existem outros modelos mais adequados a estes tipos de escoamentos.

Devido à simplicidade e rapidez de processamento, este modelo é de grande importância para uma análise inicial de vários problemas de diversas áreas. Depois da análise preliminar utilizando o modelo k - ε , pode-se ter uma melhor idéia do problema em estudo e para a definição do modelo mais adequado a ser utilizado.

Para este modelo, o Tensor de Reynolds ($V_i V_j$) pode ser representado pela equação A1, na notação indicial:

$$-\rho (V_I V_J) = 2 \mu_t S_{IJ} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{IJ} \quad \text{A.1}$$

onde δ_{IJ} é a função Delta de Dirac; S_{IJ} é Tensor de Cisalhamento Médio calculado pela equação A.2:

$$S_{IJ} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_I}{\partial x_J} + \frac{\partial V_J}{\partial x_I} \right) \quad \text{A.2}$$

sendo a viscosidade turbulenta μ_t calculada através da equação A.3:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{A.3}$$

Onde:

$$k = \frac{1}{2} (V_I V_J) \quad \text{e} \quad \varepsilon = \nu \left(\frac{\partial V_I}{\partial x_J} \frac{\partial V_J}{\partial x_I} \right) \quad \text{A.4}$$

Estas expressões satisfazem as seguintes equações de transporte em cada ponto do domínio do escoamento:

$$\frac{\partial (\rho \cdot V_J \cdot k)}{\partial x_J} = \frac{\partial}{\partial x_J} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_J} \right] + 2 \cdot \mu_t \cdot S_{IJ} \cdot S_{IJ} - \rho \cdot \varepsilon \quad \text{A.5}$$

$$\frac{\partial (\rho \cdot V_J \cdot \varepsilon)}{\partial x_J} = \frac{\partial}{\partial x_J} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_J} \right] + 2 \cdot C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \cdot S_{IJ} \cdot S_{IJ} - C_{\varepsilon 2} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{A.6}$$

Nas equações de transporte acima, para este modelo existem cinco coeficientes (C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k e σ_ε), cujos valores praticados normalmente baseados em testes experimentais em camadas limites e em escoamentos isotrópicos, são apresentados na Tabela A.1.

b) Modelo RNG k-ε

O modelo RNG k-ε, é baseado na análise da renormalização das equações de Navier-Stokes e foi implementado por Yakhot *et al* (1992). As equações de transporte para a geração e a dissipação da turbulência são as mesmas que aquelas utilizadas para o modelo padrão do k-ε, mas as constantes do modelo se diferem.

Essa melhoria foi realizada com a finalidade de ampliar o campo de aplicação, incluindo superfícies curvas e mais complexas, onde são importantes as menores escalas de turbulência. Em geometrias que possuem regiões como orifícios, ressaltos, reentrâncias, cavidades,

utilizando o modelo RNG k-ε, consegue-se rastrear vórtices de pequena escala, não percebidos pelo modelo k-ε.

Tabela A.1 Valores típicos das constantes dos modelos de turbulência

Modelo	C_μ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	σ_k	σ_ϵ
k-ε	0,081 a 0,099	1,296 a 1,584	1,73 a 2,11	0,95 a 1,05	1,26 a 1,34
RNG k-ε	0,076 a 0,094	$1,42 - \frac{\eta \cdot \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \cdot \eta^3}$	1,51 a 1,85	0,61 a 0,83	0,65 a 0,79

Na Tabela A.1, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,015$ sendo η calculado através da equação:

$$\eta = \left(\frac{k}{\epsilon}\right) \cdot (2 \cdot S_{II} \cdot S_{II})^{1/2}$$

c) Modelo SST k-ω

O modelo SST k-ω é uma combinação do modelo k-ω, que melhor descreve o comportamento na camada limite, e k-ε apropriado para descrever o comportamento fora da camada limite. É analisado um problema cujas superfícies são livres, os resultados gerados são iguais aos gerados pelo modelo k-ε. Devido a essas características o modelo SST é capaz de capturar tanto as pequenas quanto as grandes escalas de turbulência.

De acordo com os estudos realizados por Bardina *et al* (1997) este modelo é falho para cálculos em regiões com inversão de escoamento e no limite da camada limite.

O modelo k-ω tem a vantagem do tratamento próximo à parede para pequenos valores de Reynolds. O modelo não envolve as funções não lineares complexas, requeridas para o modelo do k-ε e é conseqüentemente mais exato e mais robusto. Um modelo k-ε de baixo Reynolds requer tipicamente uma resolução próxima à parede de $y < 0,2$, enquanto um modelo k-ω de alto Reynolds requer no mínimo $y < 2$, onde y se refere à medida da espessura pelo comprimento da camada limite. Em escoamentos industriais, mesmo com $y < 2$ não está garantido na maioria das aplicações e por esta razão, um novo tratamento próximo à parede foi desenvolvido pelo modelo k-ω.

Os modelos k-ω supõem que a viscosidade da turbulência está ligada à energia cinética da turbulência e a frequência turbulenta através da relação do modelo Wilcox k-ω. Resolvem-se então as duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta, k , e uma para a frequência turbulenta, ω . O tensor das tensões é baseado no conceito da viscosidade dos vórtices.

Para escoamentos com superfícies livres, o modelo SST é idêntico ao Modelo k-ε.

Segundo Chung (2002), a idéia básica deste modelo em relação à turbulência associada com a vorticidade ω de Von Karman pode ser representada pela equação A.7:

$$\omega = c \frac{k^2}{l} \quad \text{A.7}$$

onde k é definido da mesma forma que no modelo $k-\varepsilon$ e l é o comprimento de mistura de Prandtl ao longo da coordenada y e c é uma constante de proporcionalidade. O comprimento l é dado por $l = \kappa \cdot y$, onde κ é a Constante de Von Karman, cujo valor experimental é $\kappa = 0,41$.

A viscosidade no escoamento turbulento, μ_t , é representada pela equação A.8:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad \text{A.8}$$

Substituindo as equações, tem-se:

$$\frac{\partial(\rho\rho k)}{\partial t} + (\rho\rho k \frac{\partial V_i}{\partial x_i}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \tau_i}{\partial x_j} V_j \right) - \beta^* \rho k \omega \quad \text{A.9}$$

$$\frac{\partial(\rho\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\rho\omega_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_\varepsilon \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \tau_i}{\partial x_j} V_j \right) - \beta \rho \omega^2 \quad \text{A.10}$$

Os valores para as constantes utilizadas no modelo de turbulência SST $k-\omega$ são mostrados na Tabela A.2

Tabela A.2 Valores típicos das constantes do modelo de turbulência SST $k-\omega$

α	β	β^*	σ_k	σ_ε
$C_{\varepsilon 1} - 1$	$C_{\varepsilon 2} - 1$	C_μ		
0,556	0,075	0,09	0,5	0,5

d) Modelo (BSL) $k-\omega$

O principal problema do modelo de Wilcox é sua forte sensibilidade às condições do corrente livre. Dependendo do valor especificado para ω na entrada, pode ser obtida uma variação significativa nos resultados do modelo. Como isto é indesejável, uma forma de resolver o problema, desenvolvido por Menter em 1986, é fazer uma mistura de dois modelos, o modelo $k-\omega$ para a região próxima à superfície e o modelo $k-\varepsilon$ para a região externa. Este modelo consiste em uma transformação do modelo do $k-\varepsilon$ para a formulação $k-\omega$ e a adição subsequente das equações correspondentes. O modelo Wilcox é multiplicado pela mistura da função $F1$ e pelo modelo $k-\varepsilon$ transformado pela função $1-F1$, $F1$ é igual a um próximo à

superfície e passa a zero na camada limite. Na borda e na parte externa da camada de limite, o modelo padrão k-ε é consequentemente recuperado.

B.1.3 Modelo de Turbulência das Tensões de Reynolds

Este modelo é baseado nas equações de transporte para todos os componentes do tensor das tensões de Reynolds e da taxa da dissipação. Este modelo não usa a hipótese da viscosidade dos vórtices, mas resolve a equação para o transporte das tensões de Reynolds no fluido. As equações de transporte do modelo das tensões de Reynolds são resolvidas para os componentes individuais da tensão.

Este modelo é apropriado para escoamento turbulento em que os efeitos da viscosidade devem ser analisados em pequena escala. No entanto, existe um alto grau de complexidade de suas equações, uma vez que as equações de conservação são calculadas por seis novas equações, necessitando então, de uma grande robustez numérica.

Este modelo foi implementado inicialmente por Clarke e Wilkers (1989), e pode ser representado pelas equações:

$$\frac{\partial [\rho \cdot V_K \cdot (V_I \cdot V_J)]}{\partial x_K} = \rho \cdot (P_{IJ} - \varepsilon_{IJ} + \phi_{IJ} + d_{IJ}) \quad A.11$$

Onde:

$$P_{IJ} = - \left[(V_J \cdot V_K) \cdot \frac{\partial V_I}{\partial x_K} + (V_I \cdot V_K) \cdot \frac{\partial V_J}{\partial x_K} \right] \quad A.12$$

$$d_{IJK} = C_s \cdot \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\frac{k}{\varepsilon} \cdot (V_K \cdot V_L) \cdot \frac{\partial (V_I \cdot V_J)}{\partial x_L} \right] \quad A.13$$

$$\phi_{IJ} = -C_1 \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \left[(V_I \cdot V_J) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{IJ} \cdot k \right] - C_2 \cdot \left(P_{IJ} - \frac{1}{3} \cdot \delta_{IJ} \cdot P_{KK} \right) \quad A.14$$

$$\varepsilon_{IJ} = 2 \cdot \nu \cdot \left(\frac{\partial V_I}{\partial x_K} \cdot \frac{\partial V_J}{\partial x_K} \right) = \frac{2}{3} \cdot \delta_{IJ} \cdot \varepsilon \quad A.15$$

A taxa de dissipação da energia pela turbulência é calculada pela equação de transporte, A.16:

$$\frac{\partial (V_K \cdot \varepsilon)}{\partial x_K} = C_\varepsilon \cdot \frac{\partial}{\partial x_K} \left[\frac{k}{\varepsilon} \cdot (V_K \cdot V_L) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_L} \right] + \frac{1}{2} \cdot C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P_{KK} - C_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \quad A.16$$

Para a equação A.16, as constantes utilizadas são mostradas na Tabela A.3.

Tabela A.3 Valores típicos das constantes do modelo de turbulência de Tensões de Reynolds

C_1	C_2	C_ϵ	C_s	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$
1,76 a 1,84	0,56 a 0,64	0,18 a 0,26	0,14 a 0,18	1,41 a 1,47	1,88 a 1,96

Clarke e Wilkers (1989) verificaram a maior complexidade do modelo das tensões de Reynolds quando comparado com o k- ϵ , analisando escoamentos em canais e tubos.

B.2 Modelos de Combustão do CFX

O CFX inclui modelos de combustão para permitir a simulação dos escoamentos em que as reações da combustão ocorrem. Entre os modelos disponíveis pode-se citar o modelo da dissipação de vórtices (EDM), modelo de taxa química finita (FRC), modelo de chama laminar e o modelo combinado de EDM/FRC.

O modelo da dissipação dos vórtices foi desenvolvido para o uso em uma larga escala de escoamentos turbulentos reativos, abrangendo chamas difusas e pré-misturadas. Por causa de sua simplicidade e desempenho robusto em prever escoamentos turbulentos reativos, este modelo foi muito aplicado na previsão de alguns parâmetros de chamas industriais.

O modelo das taxas químicas finitas permite a computação das taxas de reação descritas pela interação molecular entre os componentes no fluido. Pode ser combinado com o modelo da dissipação dos vórtices para as chamas, onde as taxas da reação química são lentas quando comparadas com as taxas de mistura dos reagentes.

A Tabela A.4 foi criada para auxiliar na escolha de qual modelo de combustão é o mais apropriado para cada simulação, facilitando assim o processo de simulação.

Tabela A.1 Modelos de combustão.

Modelo	Características
Modelo da Dissipação dos Vórtices (EDM)	Turbulento
	Reações rápidas quando comparadas com o tempo de escala turbulenta (alto n° Damkohler)
	Taxa de reação dominada pela mistura turbulenta de reatantes ou resfriamento e queima de gases
Modelo da Taxa Química Finita (FRC)	Laminar ou turbulenta
	Se turbulenta, lenta taxa de reação comparada ao tempo de escala turbulenta (baixo n° Damkohler)
	Taxa de reação dominada pela cinética química
	Dados de cinética requeridos para as taxas de reações
	Necessidade especial inicialização por ignição da chama (temperatura depende das taxas de reação)
EDM e FRC Combinados	Turbulento
	Toda faixa de n° de Damkohler
	Dados cinéticos requeridos para a taxa de reação
	Necessidade especial inicialização por ignição da chama
Modelo da Chama Laminar	Química rápida (alto n° Damkohler)
	Turbulento
	Não pré-misturado
	Combustível e Oxidante bem definido
	Biblioteca química requerida
Modelo de Velocidade de Queima (BVM)	Turbulento
	Pré-misturado ou parcialmente pré-misturado
	Combustível e oxidante podem ser misturados
	Biblioteca química requerida

B.2.1 Modelo da Dissipação dos Vórtices (EDM)

O modelo da dissipação dos vórtices é melhor aplicado ao escoamento turbulento, quando a taxa da reação química é rápida, relativo aos fenômenos de transporte no escoamento. Não há controle cinético do processo da reação. Assim, a ignição e os processos onde a cinética química pode limitar a taxa da reação, podem não ser corretamente previstos.

O modelo da dissipação dos vórtices de uma etapa requer que o combustível, o oxidante e os produtos estejam disponíveis em um volume de controle antes de ocorrer a combustão. Entretanto, os produtos da combustão não podem sempre ser especificados como uma entrada. Neste caso, os produtos não poderiam se formar, a menos que fossem introduzidos no domínio.

Supondo que se tem um problema onde a chama estável pode ser estabelecida, a especificação inicial dos produtos dentro do domínio, deve ser suficiente para começar e manter a combustão. Entretanto, se a combustão for difícil de ser mantida, pode ser necessário introduzir uma pequena fração de produtos na entrada.

Na entrada de dados do modelo EDM, presente no CFX, aparecem dois coeficientes, A e B. O valor de A deve ser sempre positivo e quando B é negativo, sua magnitude não é significativa. O default para estes coeficientes são: para reações de simples passo, $A = 4$ e $B = 0,5$ e para reações multi passos, $A = 4$ e $B = -1$.

B.2.2 Modelo da Taxa Química Finita (FRC)

O modelo da taxa química finita é aplicado às situações onde o tempo de escala químico é uma taxa limitada. Este modelo pode ser usado conjuntamente com o escoamento laminar e turbulento.

B.2.3 Modelo Combinado EDM e FRC

Para o modelo combinado EDM/FRC, as taxas da reação são computadas primeiramente para cada modelo separadamente e o mínimo dos dois é então utilizado. Este procedimento é aplicado para cada etapa da reação separadamente, assim enquanto a taxa para uma etapa puder ser limitada pela cinética química, uma outra etapa pode ser limitada pela mistura turbulenta e também pela posição física. É também possível aplicar modelos diferentes de combustão a cada uma das etapas em um esquema multi-passos. Alguns dos

esquemas predefinidos empregam esta característica, não obstante a seleção do modelo global.

O modelo combinado é utilizado para uma grande escala de configurações, desde que o fluxo seja turbulento. Em particular, o modelo é válido para muitas reações desde baixos a altos números Damkohler (química lenta ou rápida comparada ao tempo de escala turbulento).

O uso deste modelo é recomendado quando as taxas da reação forem limitadas pela mistura turbulenta em uma área do domínio e limitadas pela cinética em algum lugar. O modelo da dissipação dos vórtices pode, entretanto, ser mais robusto que o modelo da taxa química finita ou que o modelo combinado.

B.2.4 Modelo da Chama Laminar

O modelo da chama laminar resolve somente duas equações de transporte para um grande número espécies (baixo custo computacional). Ele fornece informação na espécie menor e nos radicais (tais como o CO e o OH.), bem como a contabilidade para flutuações turbulentas na composição, modela a extinção local em taxas de dissipação escalar ou tensão de corte.

O modelo é somente aplicável para sistemas alimentados por combustível e oxidante, e requer um bom conhecimento da literatura química como ponto inicial. O mesmo nível da pressão deve aplicar-se a todo o domínio e o modelo é somente para sistemas não pré-misturados.

B.2.5 Modelo NO

O modelo NO calcula frações em massa de NO formado no processo de combustão. Ele resolve equações de transporte adicionais para estas variáveis, porém não afeta o cálculo da combustão. O NO é tratado como um componente regular, mas como a concentração de NO é tipicamente muito baixa, o efeito no escoamento global e na combustão é insignificante. O NO é criado através de três mecanismos: NO do combustível, NO térmico, NO rápido (prompt). O mecanismo de formação do NO do combustível, afeta somente a combustão de carvão e de óleo. O modelo de formação de NO consiste em diversas partes: esquema da reação de formação de NO predefinidos pelos dados de entrada *Reactions*, presente no CFX, que são ajustáveis no CFX-Pre; integração das taxas de reação para a formação em excesso de

NO, probabilidade de densidade pré-assumida (pdf) a fim de esclarecer flutuações turbulentas da temperatura e a resolução de uma equação de transporte para a variação da temperatura.

Quando NO é usado juntamente com os modelos da chama laminar, é necessário definir uma nova reação multi-passo antes de criar a composição da mistura.

B.2.6 Modelo de Velocidade de Queima (BVM)

O modelo de combustão da velocidade de queima (BVM) para a combustão pré-misturada ou parcialmente pré-misturada resolve três equações de transporte, uma para a fração Z da mistura, equação (A.16), uma para a variação da fração da mistura, equação (A.17), e uma para variável progresso da reação, equação (A.18).

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}u_j\tilde{Z})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\mu} + \frac{\mu_t}{\sigma_z} \right) \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right] \quad \text{A.16}$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{Z}^2)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{Z}^2)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\mu} + \frac{\mu_t}{\sigma_{Z^2}} \right) \frac{\partial \tilde{Z}^2}{\partial x_j} \right] + 2 \frac{\mu_t}{\sigma_z} \left(\frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right) - \bar{\rho}\tilde{\chi} \quad \text{A.17}$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{c})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{c})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\rho}D + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial \tilde{c}}{\partial x_j} \right] + \bar{\omega}_c \quad \text{A.18}$$

Este modelo é apropriado para escoamentos reativos com número de Damköhler elevado e número de Reynolds elevado, como indicado no diagrama de Borghi, Figura A.1.

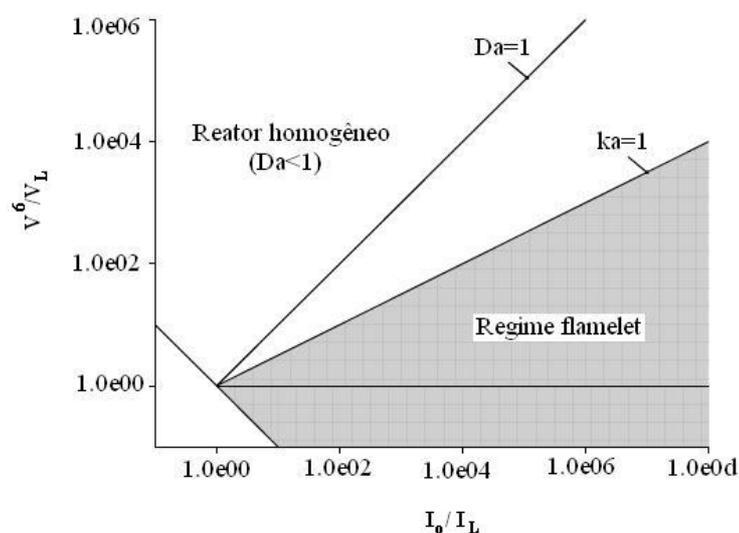


Figura A.1 Diagrama de Borghi

Neste trabalho o fechamento desenvolvido por Zimont foi utilizado.

Na equação A.19, G é o fator de extensão. Quantifica a redução da velocidade de chama devido à grande taxa de tensão. G pode ser obtido através da equação A.20, onde o g_{cr} é a inclinação crítica da velocidade para extinção e σ é o desvio padrão da distribuição de ϵ .

$$S_T = 0,5Gu^{3/4}S_L^{1/2}\lambda_u^{1/4}l_t^{1/4} \quad A.19$$

$$G = \frac{1}{2} \operatorname{erf} \left(-\frac{1}{\sqrt{2}\sigma} \left(\ln \left(\frac{15vg_{cr}^2}{\tilde{\epsilon}} \right) + \frac{\sigma}{2} \right) \right) \quad A.20$$

A velocidade de chama laminar, S_L , é calculada pela equação A.21. Neste caso, a influência da pressão é considerada pela temperatura interna T_0 que é calculada através da equação A.22.

$$S_L = A(T^0) Y_{F,u}^m \frac{T_u}{T^0} \left(\frac{T_b - T^0}{T_b - T_u} \right)^n \quad A.21$$

$$p = B \exp \left(-\frac{E}{T^0} \right) \quad A.22$$

É importante sempre atribuir ao componente N_2 como “*constraint*” e os demais componentes como “*Automatic*”.

Para a maioria câmaras de combustão das turbinas a gás o modelo Zimont, que é o default é a melhor escolha.

Para especificar o valor para velocidade de queima turbulenta, usualmente se usa expressões e termos da velocidade de queima laminar. Coloque o parâmetro gradiente de velocidade crítica para controlar o comprimento da chama e a extinção da chama sob alta turbulência.

O valor default de $g_{cr} = 10000$ [1/s] é apropriado para a combustão metano/ar nas condições padrão. Para pressões maiores, este valor deve ser aumentado para se obter resultados melhores.

Quando se utiliza um mistura combustível, o valor 1 corresponde a 100% de combustível e o valor 0 corresponde a 100% de oxidante.

O parâmetro utilizado para o progresso da reação é o c . O parâmetro $c=0$ corresponde a gases frescos (não queimados) e $c=1$ corresponde a gases completamente queimados. Pode-se escolher Gases frescos ($c=0$), gases queimados ($c=1$), ou entrar com o valor ou expressão para o valor de c .

B.3 Modelos de Radiação

O software CFX inclui alguns modelos de radiação, dentre eles: o modelo de Rosseland (modelo da aproximação da difusão), o modelo P-1 (conhecido como o modelo de Gibb's), o modelo da Transferência Discreta e o Modelo de Monte Carlo. Muitos escoamentos de interesse prático ocorrem em situações onde o fluido e/ou os limites estão com temperaturas elevadas. Em tais situações, o efeito da transferência de calor radiante pode tornar-se importante, como por exemplo, numa câmara de combustão.

A maneira que a radiação interage com um meio, líquido ou sólido, pode ser identificada de duas formas.

A primeira é a situação onde o meio é transparente à radiação, ou seja, a radiação afeta somente o meio, aquecendo ou refrigerando as superfícies do domínio, com nenhuma transferência de energia radiante diretamente ao meio. Neste caso, o modelo de Monte Carlo é o mais adequado.

A segunda é a situação em que o meio é opticamente denso, e a radiação interage com o meio no interior do domínio, como também em sua superfície. Neste caso, a energia radiante é dispersa, ou absorvida e re-emitida em todos os sentidos com uma pequena escala do comprimento comparada ao tamanho do domínio.

Em problemas onde a radiação térmica é significativa, a escolha adequada do modelo de radiação afeta não somente a qualidade da solução como também o tempo de processamento. Para problemas da difusão ou limite espesso ($\tau > 5$), todos os modelos produzem os mesmos resultados. Então, a melhor alternativa é um balanço entre os modelos Rosseland e P1. No caso de limites finos e para casos puramente transparentes, somente Monte Carlo e Transferência Discreta devem ser usados. Para os modelos opacos, o modelo da Transferência Discreta é mais eficiente e fornece resultados mais precisos. O maior problema deste modelo é a falta da informação sobre o erro.

A transferência de calor se realiza proporcionalmente a temperatura dos meios, segundo a Lei da radiação de Stefan-Boltzmann para o corpo negro:

$$q = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad \text{A.23}$$

Sendo σ a constante de Stefann Boltzmann, ε a emissividade do meio e T a temperatura absoluta do corpo. O valor da emissividade está diretamente ligado a geometria em estudo, sendo que ε é igual a um, quando permite a passagem da radiação, e igual a zero quando não

permite a passagem da radiação, ou seja, através desse valor pode-se quantificar a quantidade de radiação que passa através do meio.

De acordo com a ordem crescente do nível de transparência do meio, pode-se organizar os modelos: Rosseland, P1, Transferência Discreta, Monte Carlo e Espectral.

B.3.1 Modelo de Rosseland

O modelo de Rosseland é uma simplificação da equação de transporte radiativo (RTE) para casos de meios óticos mais espessos. Um novo termo de difusão é introduzido na equação original do transporte da energia com um coeficiente de difusão fortemente dependente da temperatura.

A aproximação Rosseland supõe que o meio é óticamente espesso e que a energia é rapidamente absorvida e não tem nenhuma influência no transporte local, ou seja, a aproximação não é válida nas proximidades da parede. Este modelo é adequado para espessura ótica maior que 5.

B.3.2 Modelo P1

O modelo P1 é também uma simplificação da equação do transporte da radiação, que supõe que a intensidade da radiação é isotrópica ou independente da direção em uma dada posição no espaço.

O modelo P1 é válido para uma espessura ótica maior que 1. Este modelo provou ser adequado para o estudo de chamas de combustível pulverizados, na região da vizinhança imediata da chama. Este modelo é também uma simplificação da equação do transporte da radiação, a qual supõe que a intensidade da radiação é isotrópica ou com a direção independente da posição no espaço.

B.3.3 Modelo da Transferência Discreta

Este modelo é baseado em seguir o domínio pelos raios múltiplos que saem das superfícies. Esta técnica depende da discretização da equação de transferência ao longo dos raios. Estes raios têm que ser seguidos através do domínio, da mesma maneira que os fótons

seriam seguidos no modelo de Monte Carlo. Conseqüentemente, a descrição do modelo para Monte Carlo e Transferência Discreta são idênticas.

B.3.4 Modelo de Monte Carlo

O modelo de Monte Carlo supõe que a intensidade é proporcional ao fluxo angular diferencial dos fótons e pode-se pensar no campo de radiação como um gás do fóton. Para este gás, tem-se a probabilidade por comprimento de unidade, que um fóton é absorvido em uma frequência dada. Conseqüentemente, a intensidade média da radiação é proporcional à distância percorrida pelo fóton na unidade volume, no tempo.

Assim, o modelo de Monte Carlo permite obter a intensidade média da radiação ao longo da distância percorrida pelo fóton, calcular a intensidade média total absorvida, a intensidade média para um campo que relacione as distâncias percorridas pelos fótons com os valores do coeficiente de absorção, como também, estimar os fluxos médios de radiação total e a radiação absorvida a partir da quantidade do número de fótons incidente em uma superfície.

B.3.5 Modelo Espectral

A intensidade do campo de radiação é também uma função do espectro. Buscando vincular o escoamento dos gases quentes resultantes da combustão e o espectro da radiação, deu-se origem a três modelos espectrais para o cálculo CFD, conhecidos como modelo Gray, Multi-banda e Multi-gray.

1 – Modelo Gray

O modelo Gray assume que a radiação é uniforme através do espectro, ou seja, a radiação é a mesma para todas as frequências. Isto implica na resolução somente da equação de transferência de calor, e as quantidades de radiação e seu espectro são os mesmos em todo domínio.

Geralmente este modelo é utilizado juntamente com os modelos de radiação de transferência Discreta ou ainda o modelo de Monte Carlo.

2 – Modelo Multi-banda

Neste modelo, o espectro é subdividido em faixas espectrais de largura finita, onde as quantidades radiativas são quase uniformes ou podem ser calculadas sem exatidão das perdas. Estas faixas devem medir a seção térmica da radiação do espectro. Supõe-se que o valor em uma dada faixa espectral está representado pelo valor do ponto médio da faixa espectral no domínio da frequência. Ou seja, o parâmetro principal analisado neste modelo é a frequência de radiação, sendo esta dependente do índice de refração do material.

Geralmente este modelo é utilizado juntamente com os modelos de radiação de transferência Discreta ou ainda o modelo P1.

3 – Modelo Multi-Gray

A absorção e a emissão da radiação de um gás podem ser caracterizados pela emissividade como uma função da temperatura e do produto da pressão parcial e comprimento de trajeto. Em se tratando de sistemas de combustão típicos, os principais emissores de radiação são o dióxido de carbono, o vapor de água e, com uma menor contribuição, hidrocarbonetos, o CO e o SO₂.

B.4 Malhas

A geração da malha é o processo pelo qual a discretização espacial do modelo CFD é realizada. Pode-se ter malha triangular, tetraédrica, ou elementos prismáticos, piramidais ou hexaédricos. Quando necessário, pode-se utilizar malhas híbridas, nas quais se tem mais de um tipo de elemento. Alguns tipos de elementos são exemplificados na Figura 4.7. A escolha da malha depende da complexidade da geometria estudada e dos pontos de maior interesse dessas geometrias.

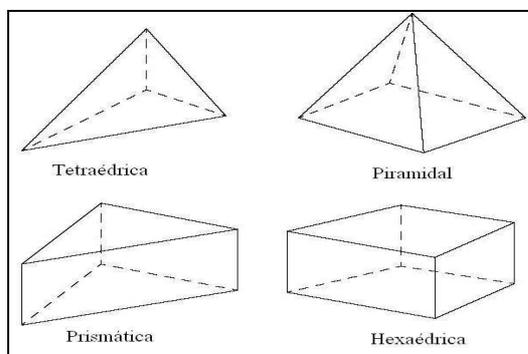


Figura A.2 Tipos de elementos de malhas.

B.5 Critérios de Convergência

Para a definição do erro residual, pode-se selecionar o máximo ou o erro médio quadrático, para verificar se há ou não a convergência. O CFX Solver finalizará os cálculos quando os resíduos das equações, calculados de acordo com o método especificado, estão abaixo do valor do erro alvo.

O nível residual para as equações de transporte da turbulência não fazem parte do critério de convergência. O critério de convergência para as equações de fração do volume é um fator 10 vezes maior que o erro residual especificado, e pode ser definido globalmente para todas as equações ou especificamente para todas as classes da equação. O valor padrão, no CFX, para o erro alvo é 0.0001.

O residual é uma medida do desequilíbrio local de cada equação conservativa do volume do controle. É a medida mais importante da convergência porque se relaciona diretamente com as equações que foram resolvidas.

Se o número máximo de iterações for ajustado para um grande valor, e os cálculos atingirem o erro alvo antes de alcançar o número máximo de iterações, o cálculo pára automaticamente.

Se a convergência parar completamente ou se tornar muito lenta, deve-se verificar a conservação e os desequilíbrios no fim do arquivo que é gerado no final de cada rodada da simulação. Se estes forem aceitáveis, trace os campos residuais. Pode ser que os campos residuais sejam bons quase em toda parte com exceção de alguns poucos pontos quentes. Neste caso, a solução é válida.

Você deve sempre verificar se cálculo parou porque seus critérios da convergência foram atingidos ou porque o número máximo das iterações foi alcançado. No último caso, sua solução não convergiu ainda ao nível especificado. Há muitas opiniões em como julgar a convergência. Isto depende das exigências impostas pelo usuário, porém alguns critérios devem ser seguidos. No geral, primeiro é preciso considerar o tamanho do resíduo do RMS, o tamanho do resíduo máximo, como também, o equilíbrio total (conservação total).

Resumindo, dois parâmetros devem ser considerados para controlar a qualidade dos cálculos: o número de iterações e o erro alvo. O erro alvo, é importante para verificar a precisão alcançada pelo cálculo e o número de iterações, verifica quantas vezes o cálculo deve ser realizado para alcançar o erro alvo especificado.

Apêndice C

GUIA DE UTILIZAÇÃO DO CFX - PRÁTICA

A geometria a ser analisada pode ser feita nos softwares de cad disponíveis. O Solidworks é um software amigável para a confecção dos desenhos, podendo criar geometrias complexas com maior facilidade, e por isso foi utilizado para tal fim.

Após criada a geometria no Solidworks, salva-se a mesma com extensão .STEP, .IGES ou .x_T (parasolid).

Inicia-se então, o processo de geração da malha.

Abre-se o Ansys Worbench, conforme Figura C1, e logo após clica-se em Advanced Meshing.

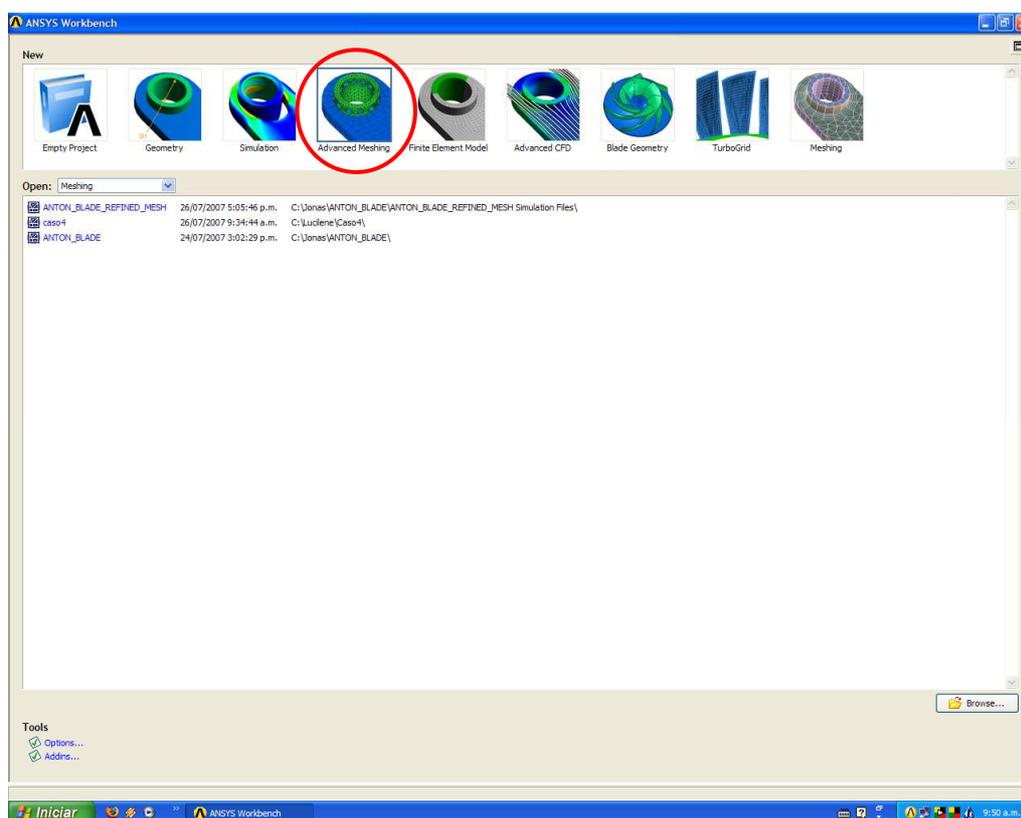


Figura C1 – Início do processo de geração de malha, através do Advanced Meshing

Com o Advanced Meshing aberto, faz-se a importação da malha, conforme Figura C2, File>Import geometry>STEP/IGES. Neste caso o formato utilizado foi o .STEP. Logo em seguida aparece uma mensagem de importação, não habilitar nenhuma caixa de texto e clicar em Apply, conforme mostrado na Figura C3.

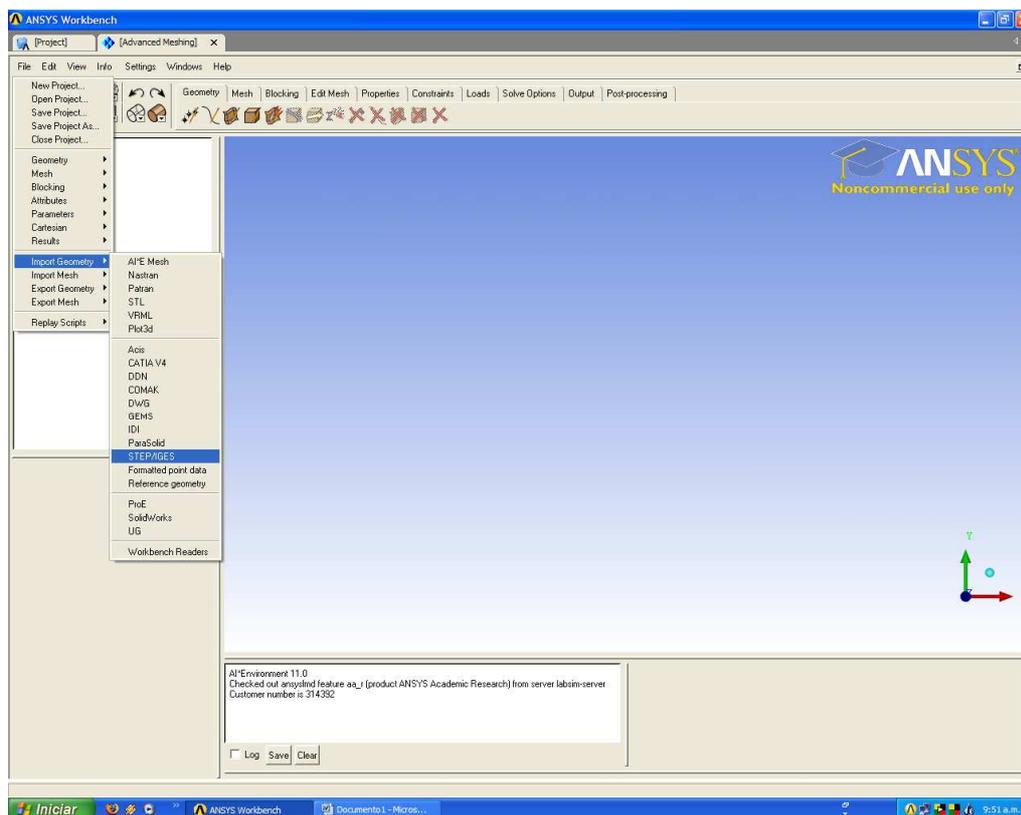


Figura C2 – Importação da geometria

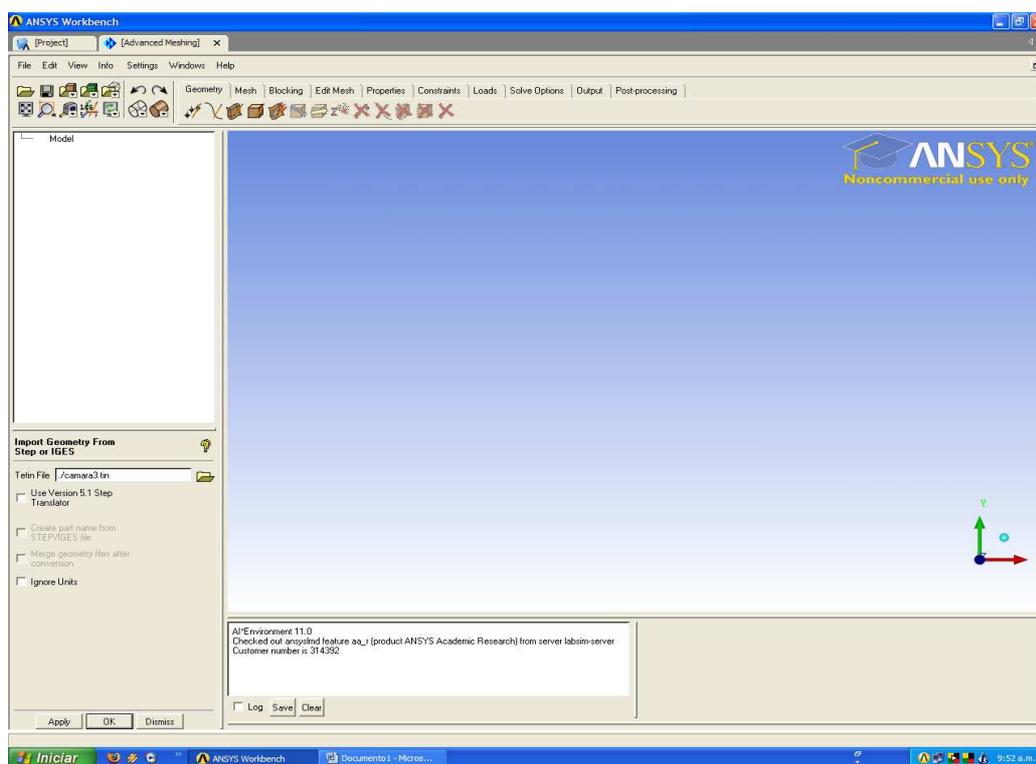


Figura C3 – Importação da geometria (cont)

Uma nova mensagem é enviada, referente à criação de um novo projeto, ou seja, um novo arquivo. Clicando-se em YES, Figura C4, cria-se então um novo projeto e pode-se ver então a geometria importada, Figura C5.

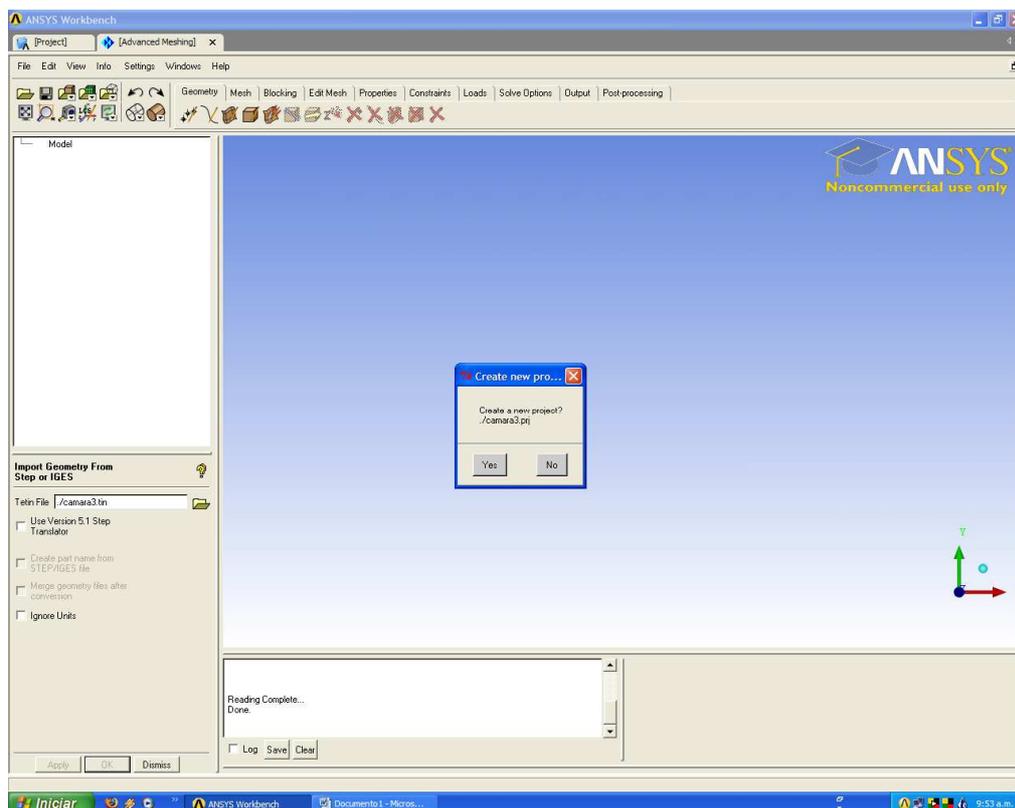


Figura C4 – Criação de um novo projeto

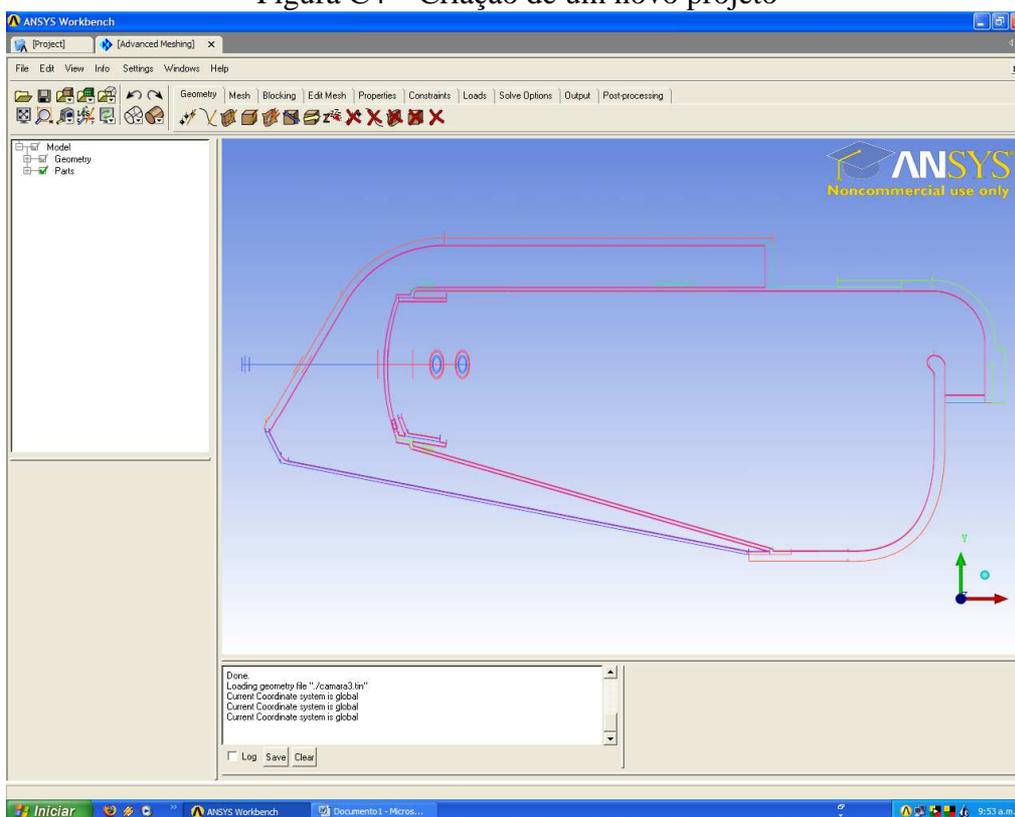


Figura C5 – Geometria importada

Para melhor visualização da geometria, utiliza-se o recurso View > Isometric, e para ver as superfícies clica-se em Solid Simple Display. Estes detalhes são evidenciados na Figura C 6.

As partes que aparecem na Figura C6, depende de como o desenho foi gerado no Solidworks e estas partes podem ser aglomeradas de acordo com o usuário, facilitando a visualização da geometria estudada.

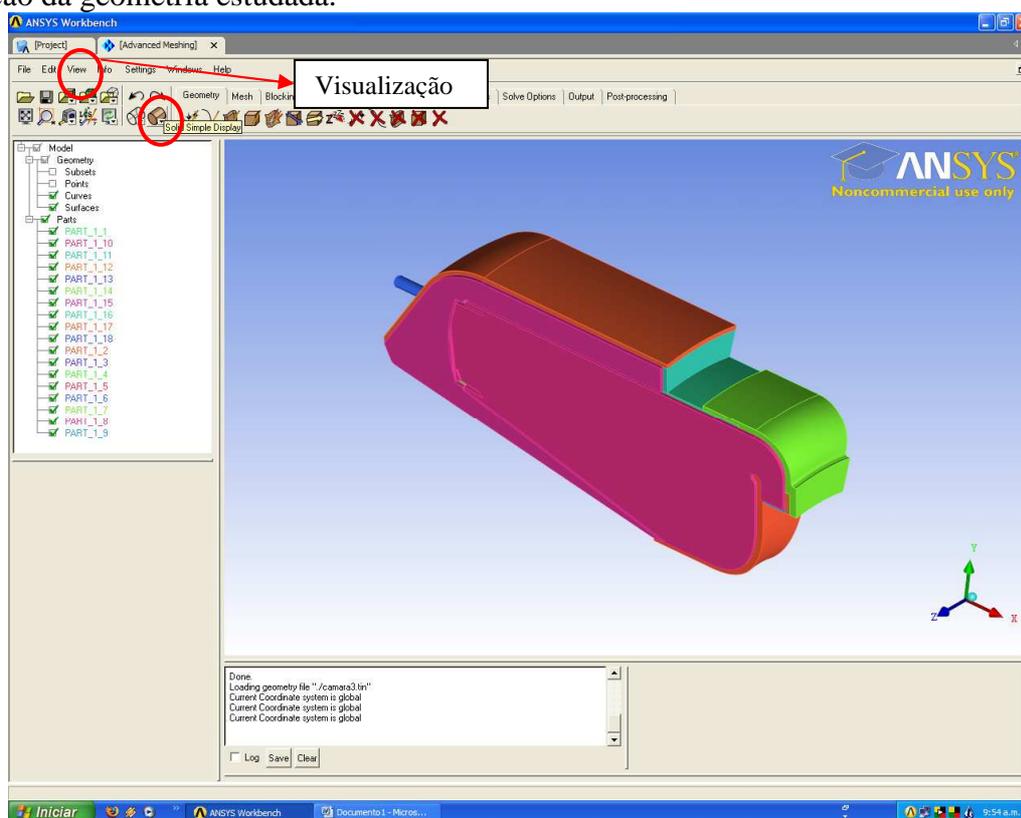


Figura C6 – Detalhamento da visualização

Para a geração da malha deve-se criar um corpo, onde internamente será gerada a malha. Para isso é selecionada então, Geometry>Create body, conforme Figura C7.

Pode-se criar vários corpos, no caso da câmara de combustão anular em questão, foram criados dois corpos, um no tubo de chama e outro na pré-câmara, como mostra a Figura 8.

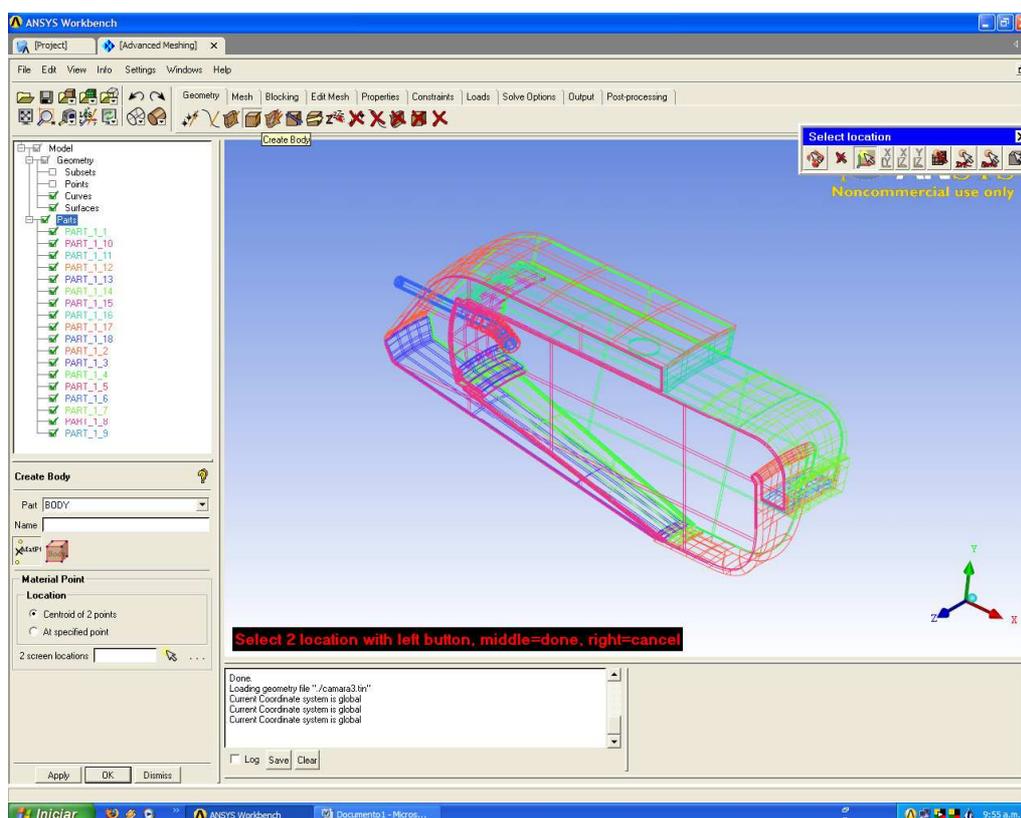


Figura C7 – Criação dos corpos onde será gerada a malha.

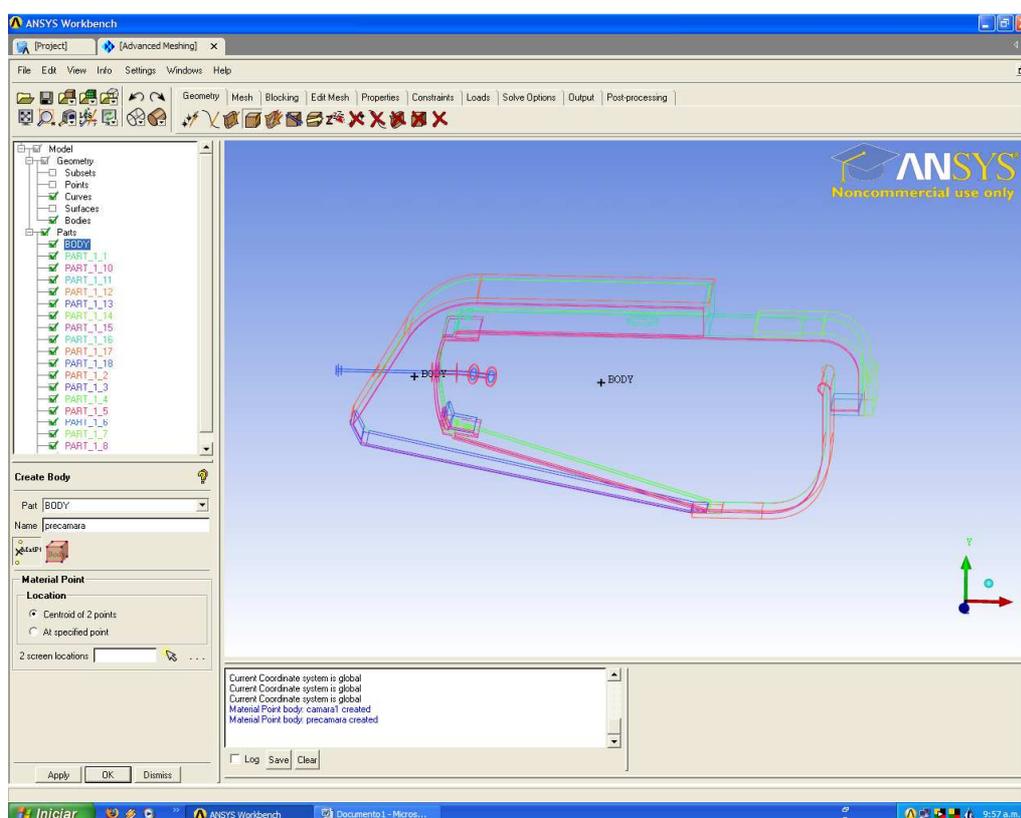


Figura C8 – Corpos criados para a câmara de combustão

Em seguida, clica-se em **Mesh > Global Mesh Setup**, dando o valor para o tamanho global dos elementos da malha, conforme Figura C9.

Para regiões, onde se faz necessário uma malha mais refinada, ou seja, regiões do tipo, orifícios, reentrâncias, superfícies muito pequenas e complexas, pode-se fazer um

refinamento localizado somente nas regiões de interesse. Com isso, pode-se ter uma geometria com uma melhor discretização, com o número de elementos reduzido.

Este refinamento de malha pode ser realizado conforme Figura C10, utilizando o recurso **Curves Mesh Setup**, para o refinamento na região do bico injetor.

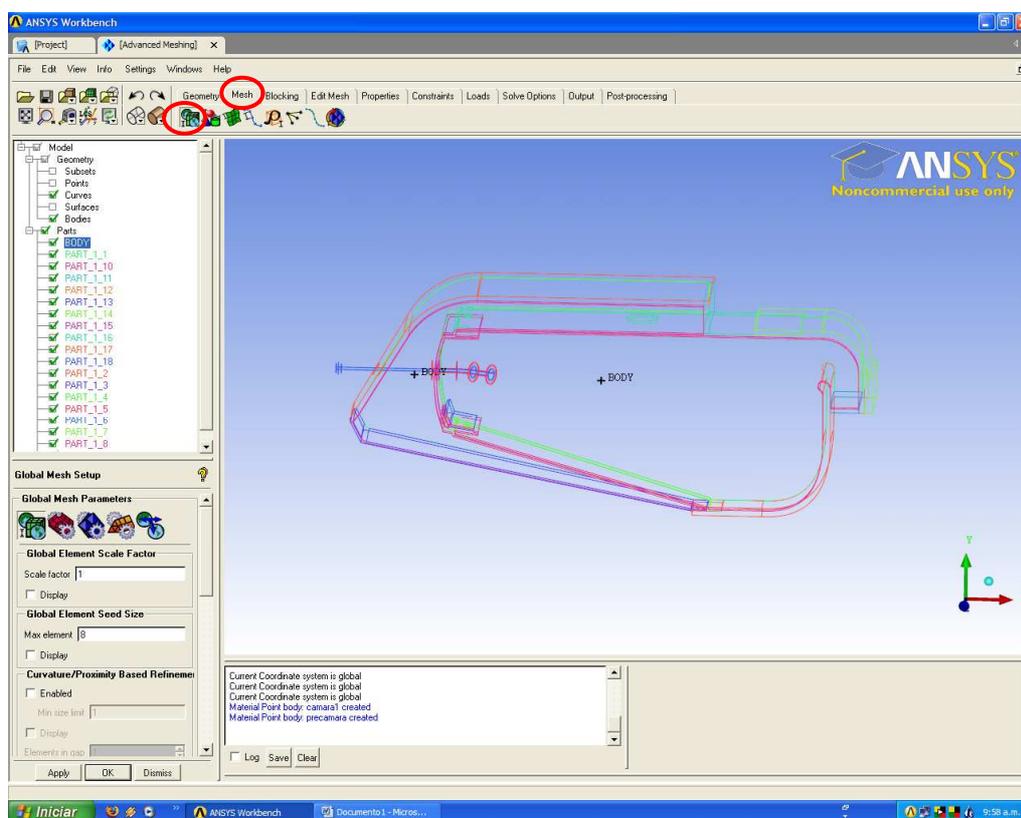


Figura C9 – Atribuindo valor à malha global

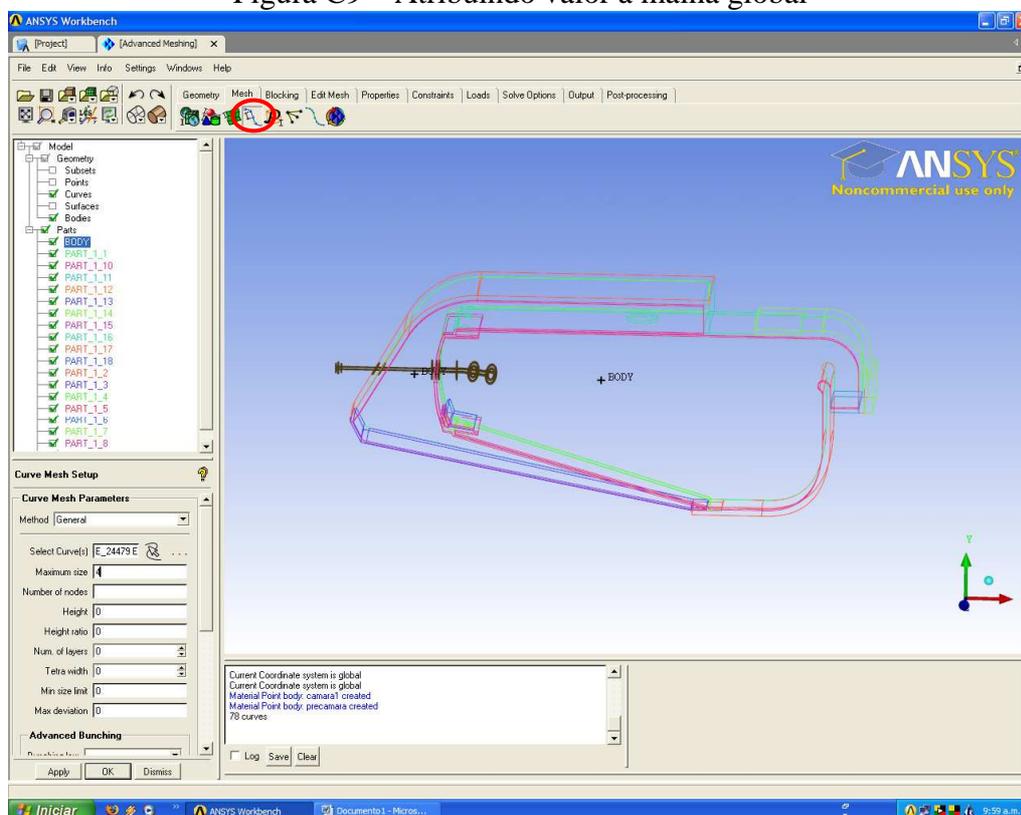


Figura C10 – Refinamento da malha na região do bico injetor

Finalizando então, a definição dos elementos da malha, pode-se partir para a geração da malha definida, utilizando o **Compute Mesh>Compute**, Figura C11.

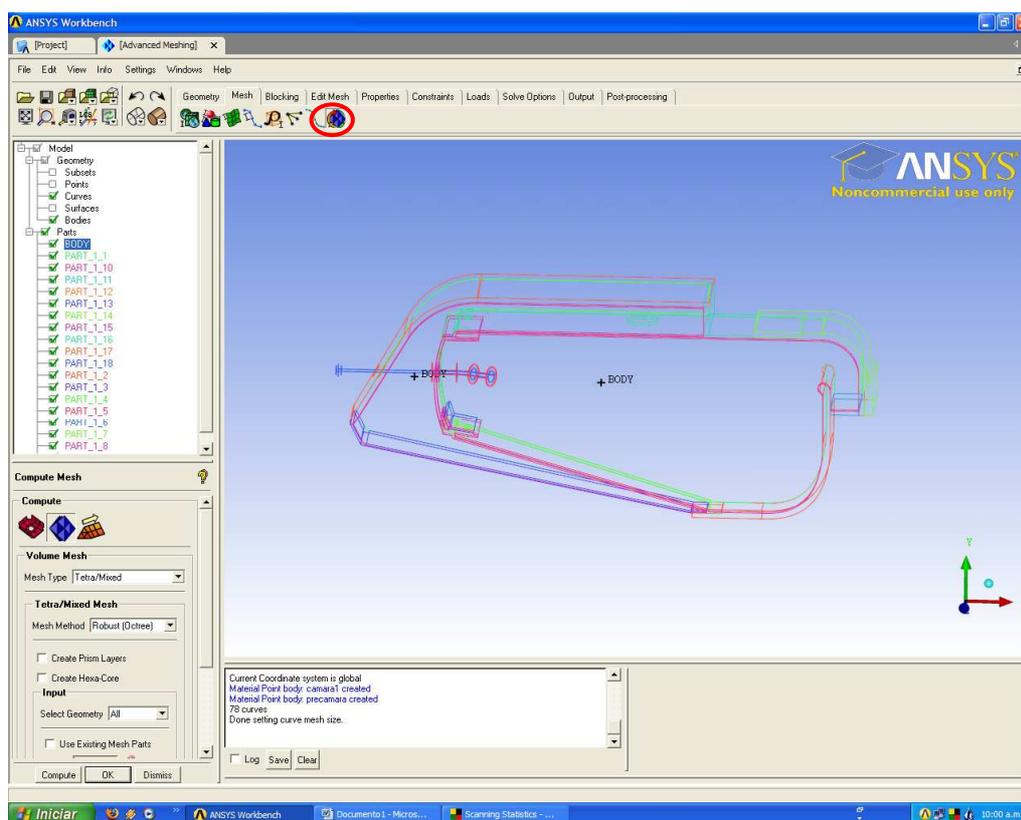


Figura C11 – Geração da malha

Agora a malha pode ser visualizada conforme Figura C12, e pode-se fazer uma análise da qualidade desta malha.

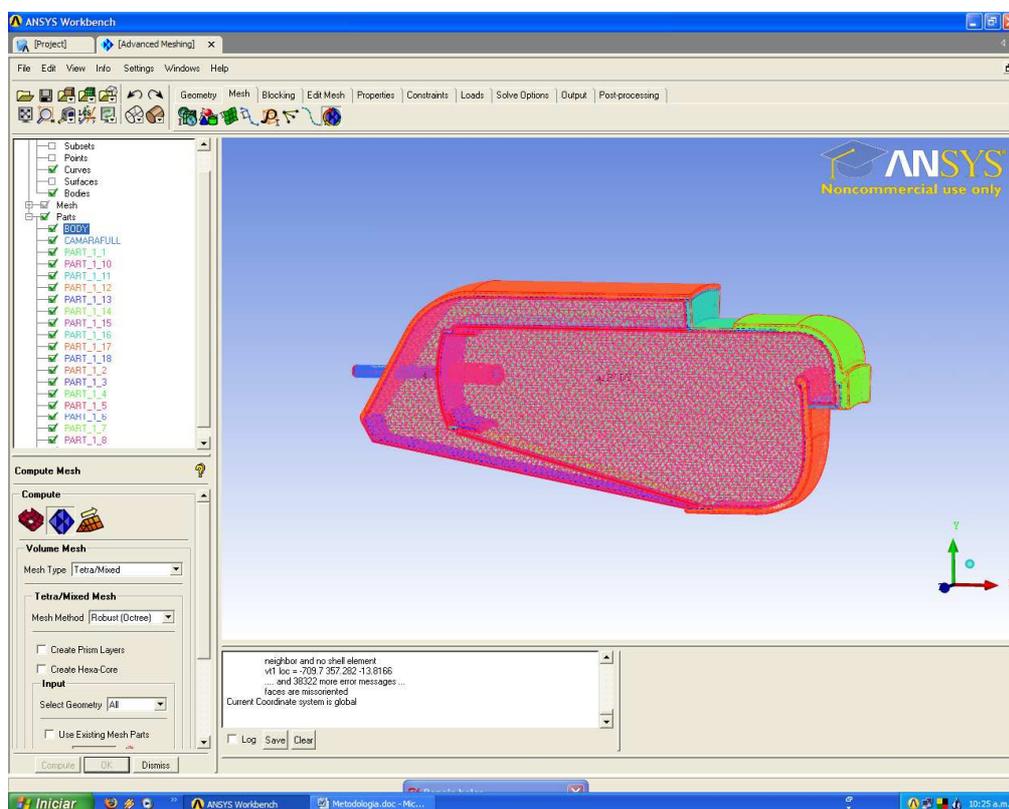


Figura C12 – Malha gerada

Após gerada a malha, é necessário definir para onde esta malha será exportada, neste caso, para o Ansys CFX, conforme mostra na Figura C13, finalizando com **Apply**.

Em seguida, salva-se os arquivos, Figura C14, utilizando **Write Input**, gerando o arquivo .gtm, necessário para o CFX PRÉ.

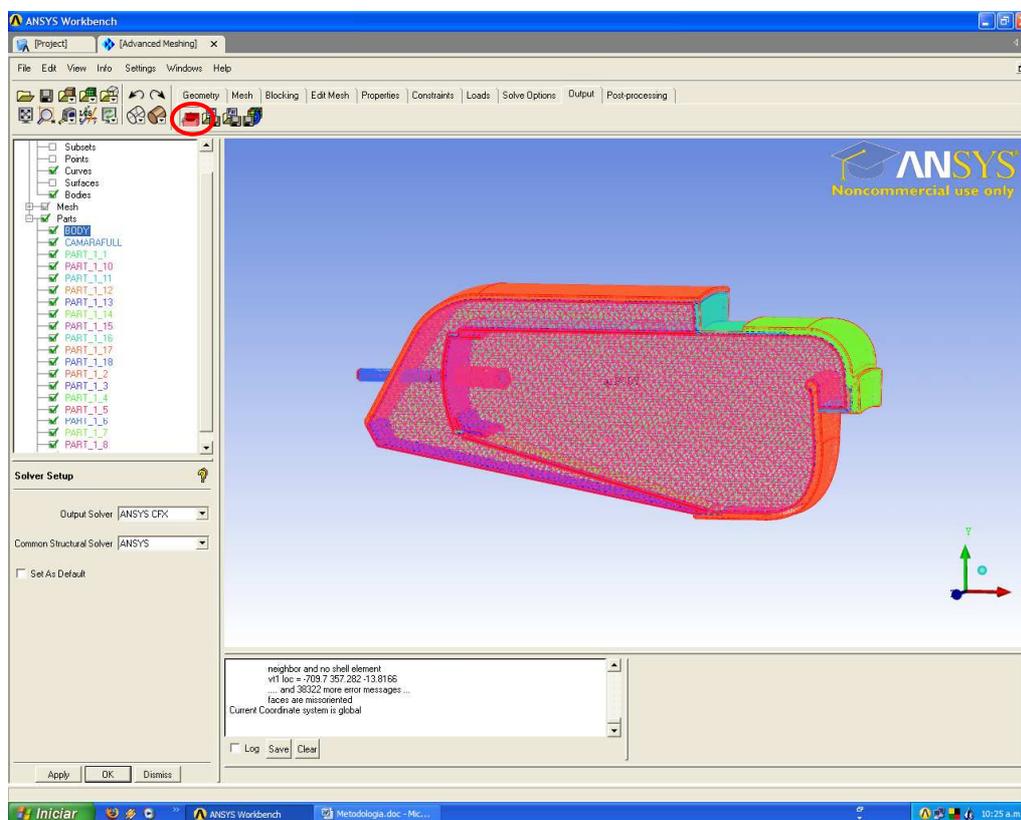


Figura C13 – Definindo a saída do arquivo

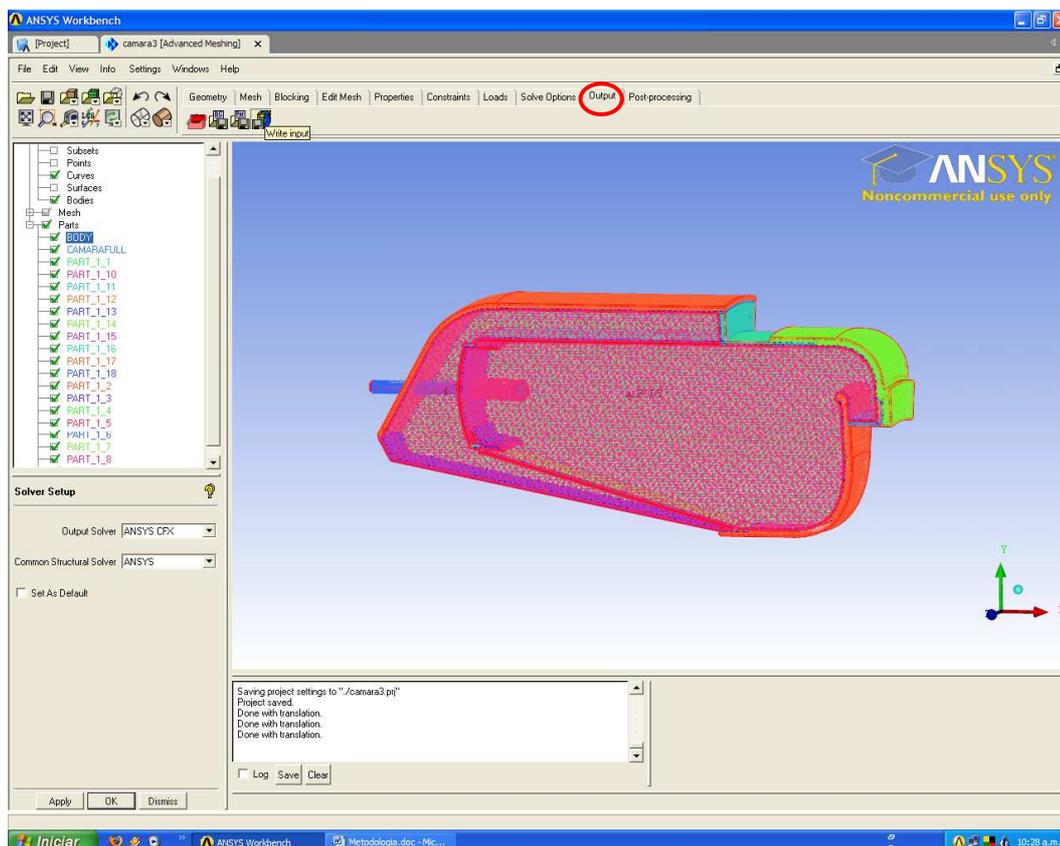


Figura C14 – Criando o arquivo .gtm, necessário ao CFF Pré.

Com o arquivo .gtm criado, pode-se então iniciar o CFX Pré, onde são definidas as condições iniciais e de contorno para o caso em estudo.

Inicia-se o CFX Pré, abrindo o Ansys CFX, conforme Figura C15.

Para o caso da câmara de combustão, utiliza-se **File>New>General**, Figura C16, clicando em seguida em ok.

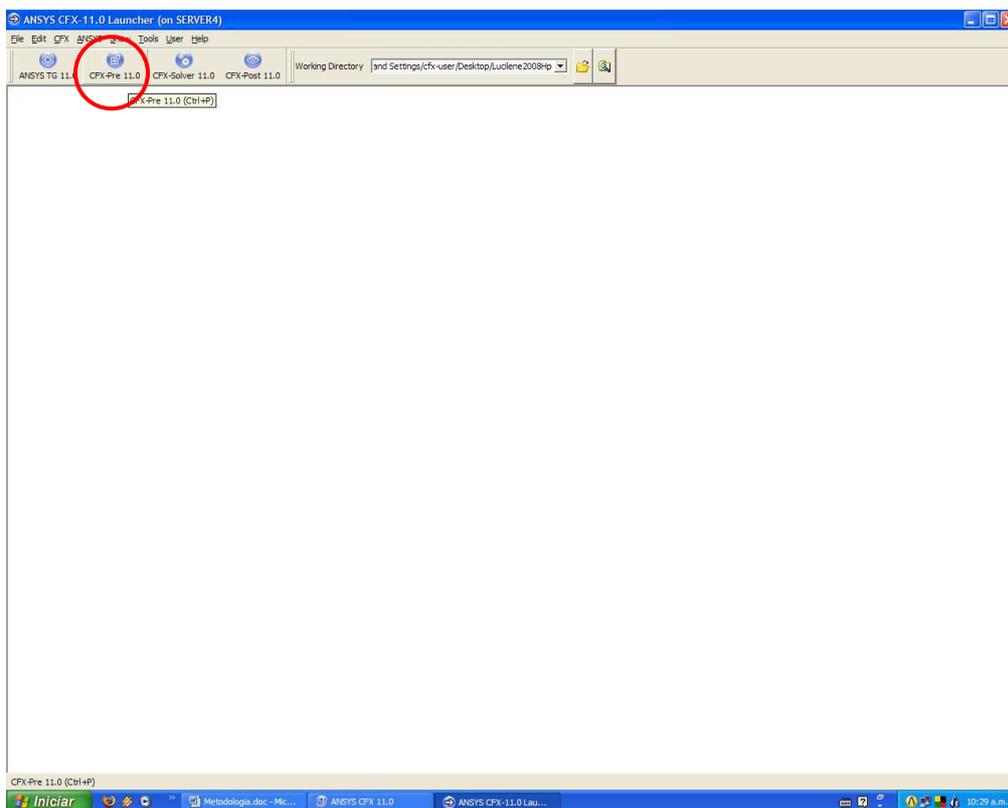


Figura C15 – Iniciando o CFX Pré

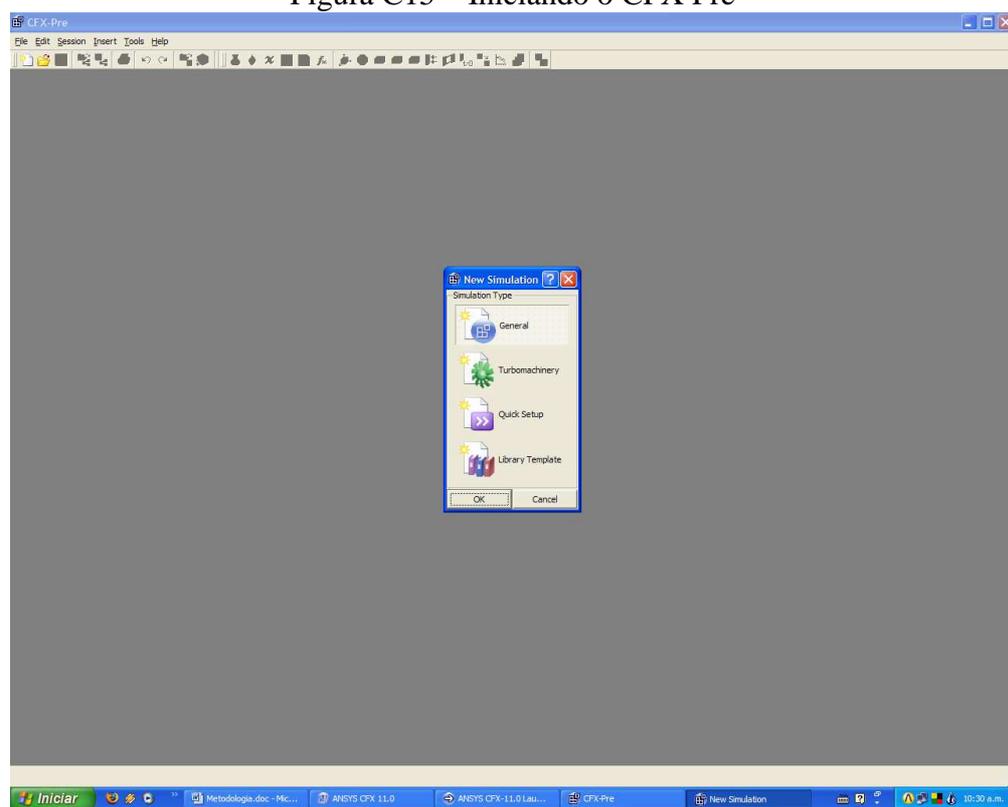


Figura C16 – Iniciando um novo arquivo para a câmara de combustão

Para importar o arquivo com a malha, utiliza-se o **File>Import Mesh**, como mostrado na Figura C17. Tem-se então a geometria com a malha gerada no Workbench, Figura C18.

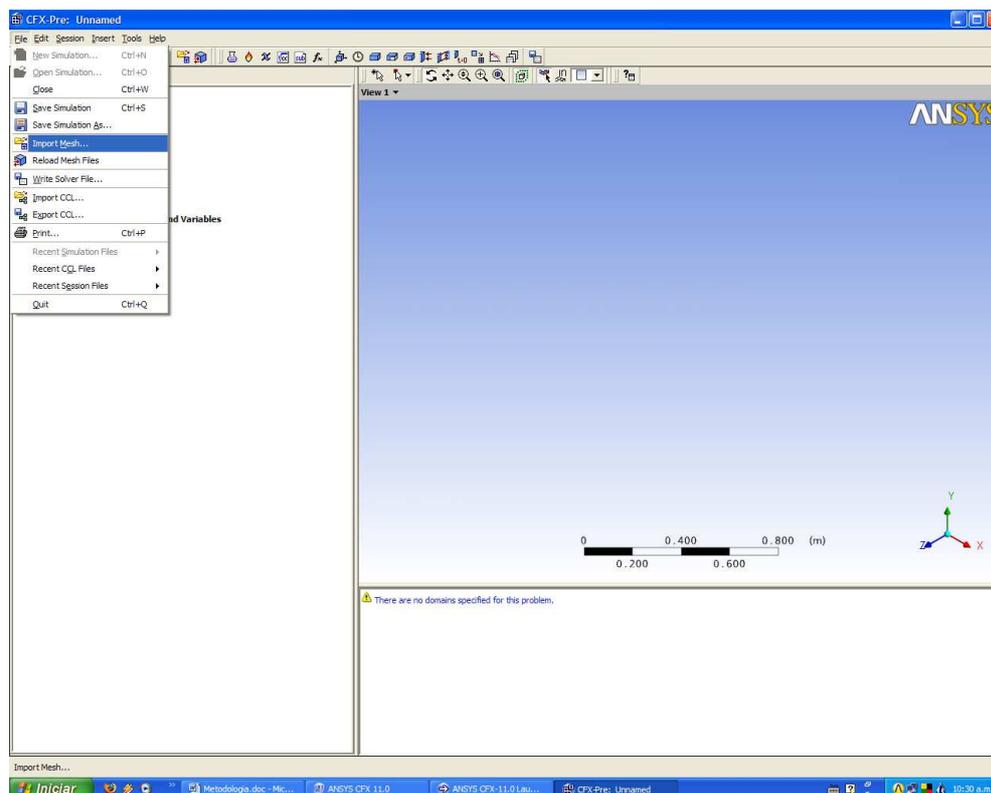


Figura C17 – Importando o arquivo com a malha.

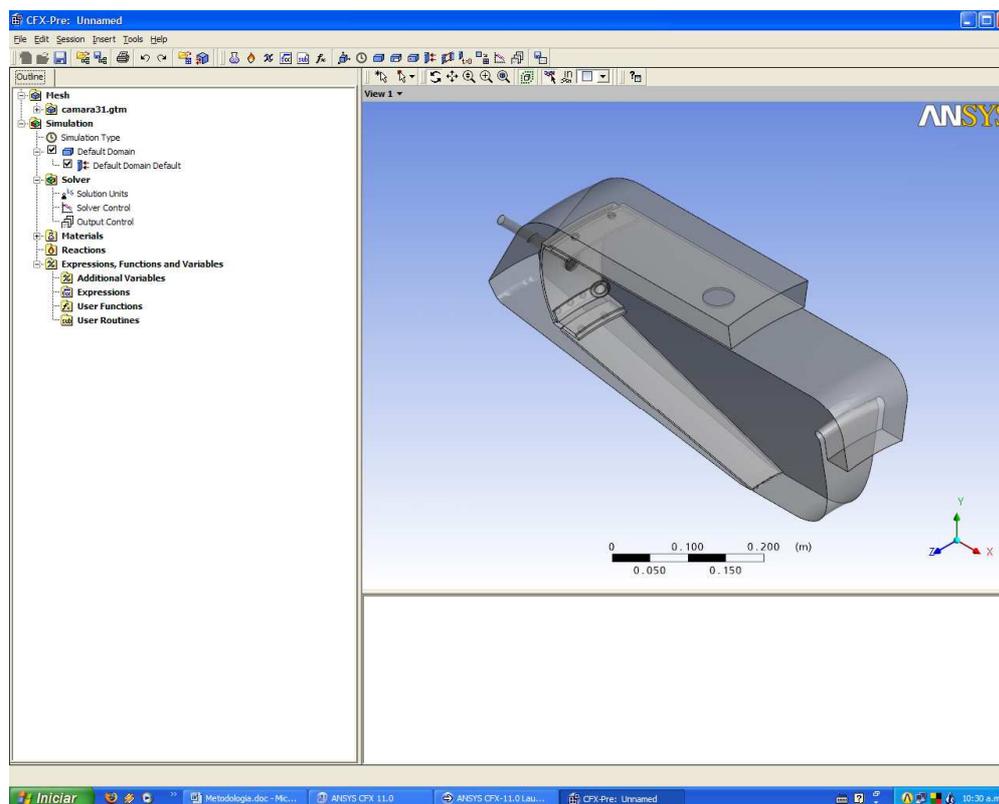


Figura C18 – Geometria importada

Iniciado o CFX Pré, cria-se primeiramente o domínio, selecionando o tipo de fluido, pressão de referência, tipo de escoamento e tc, conforme Figura C19.

Em seguida, define-se os modelos que serão utilizados para a transferência de calor, turbulência, combustão, radiação e os detalhes dos componentes da mistura, Figura C20.

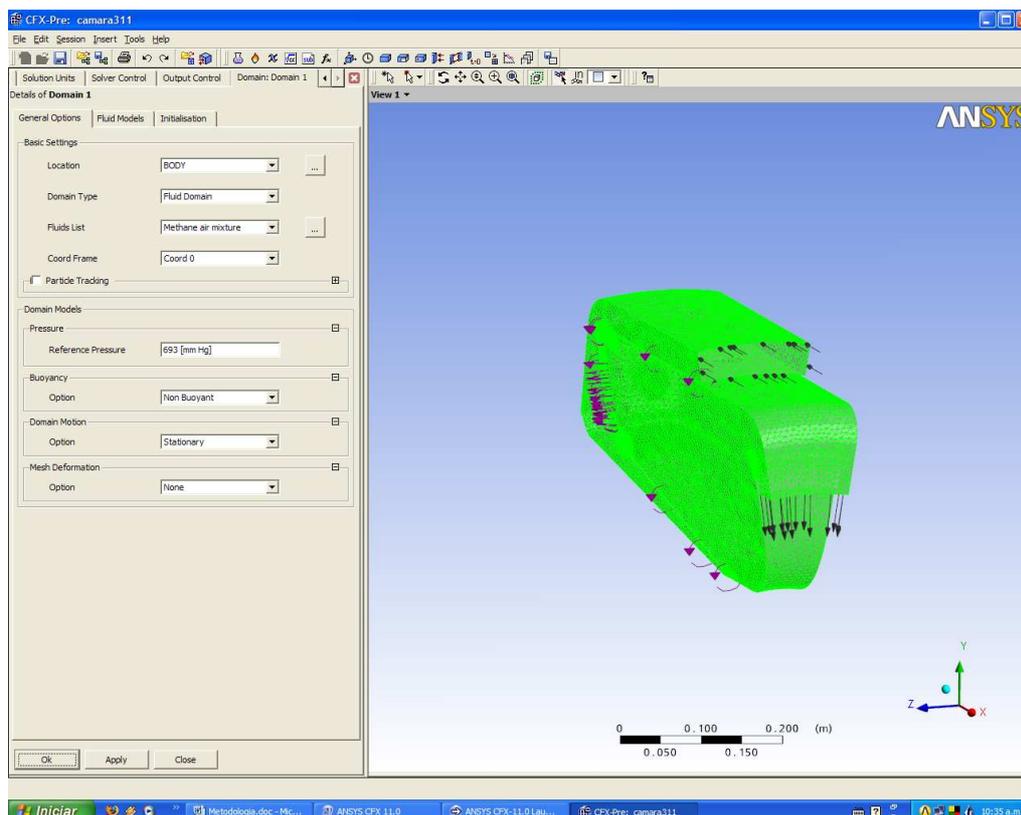


Figura C19 – Definição do domínio

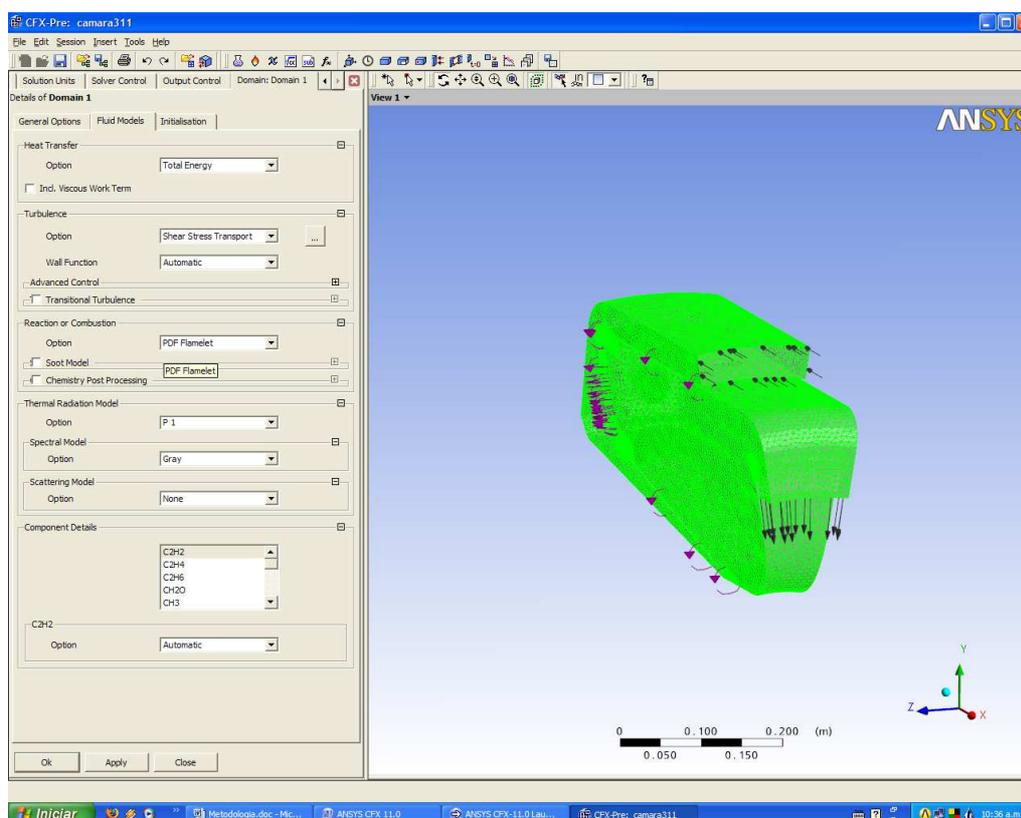


Figura C20 – Definição dos modelos utilizados

Conforme Figura C21 mostra, procede-se então as definições para as condições de entrada para o ar, vindo do compressor. Estas condições estão dispostas na Figura C22, mais detalhadamente.

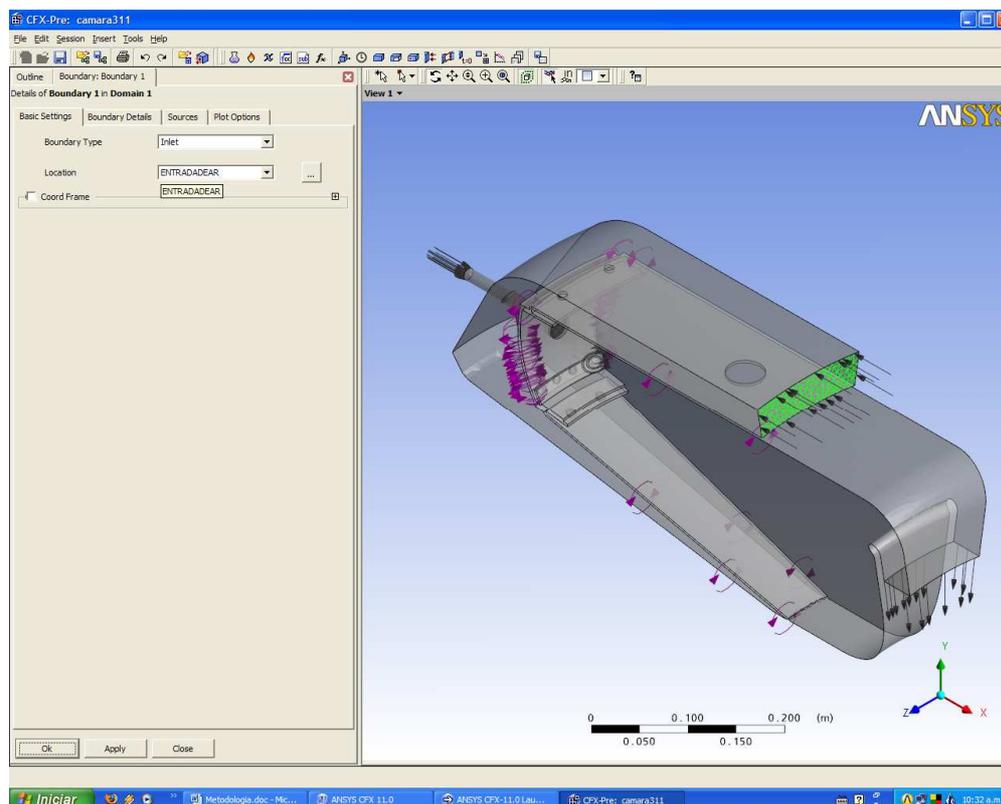


Figura C21 – Início para as condições de entrada para o ar.

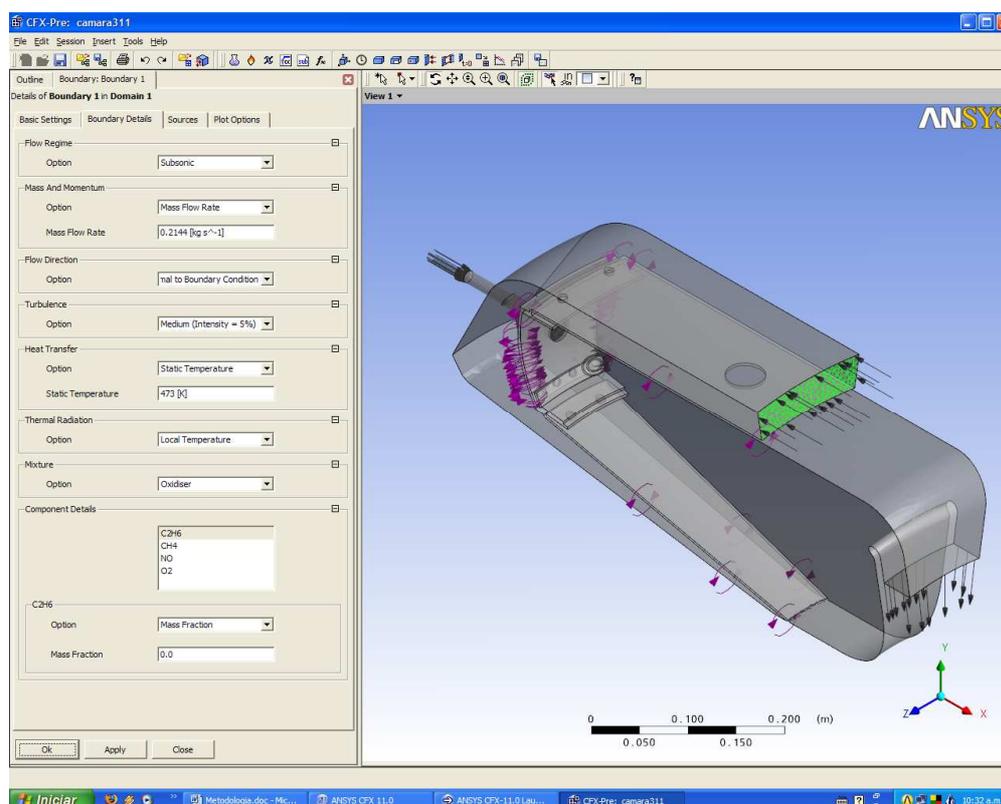


Figura C22 – Condições de entrada para o ar

Da mesma forma que para o ar, são definidas as condições de entrada para o combustível. Na Figura C23, é dado o início a essas definições e logo em seguida, na Figura C24, estas condições para o combustível são dispostas.

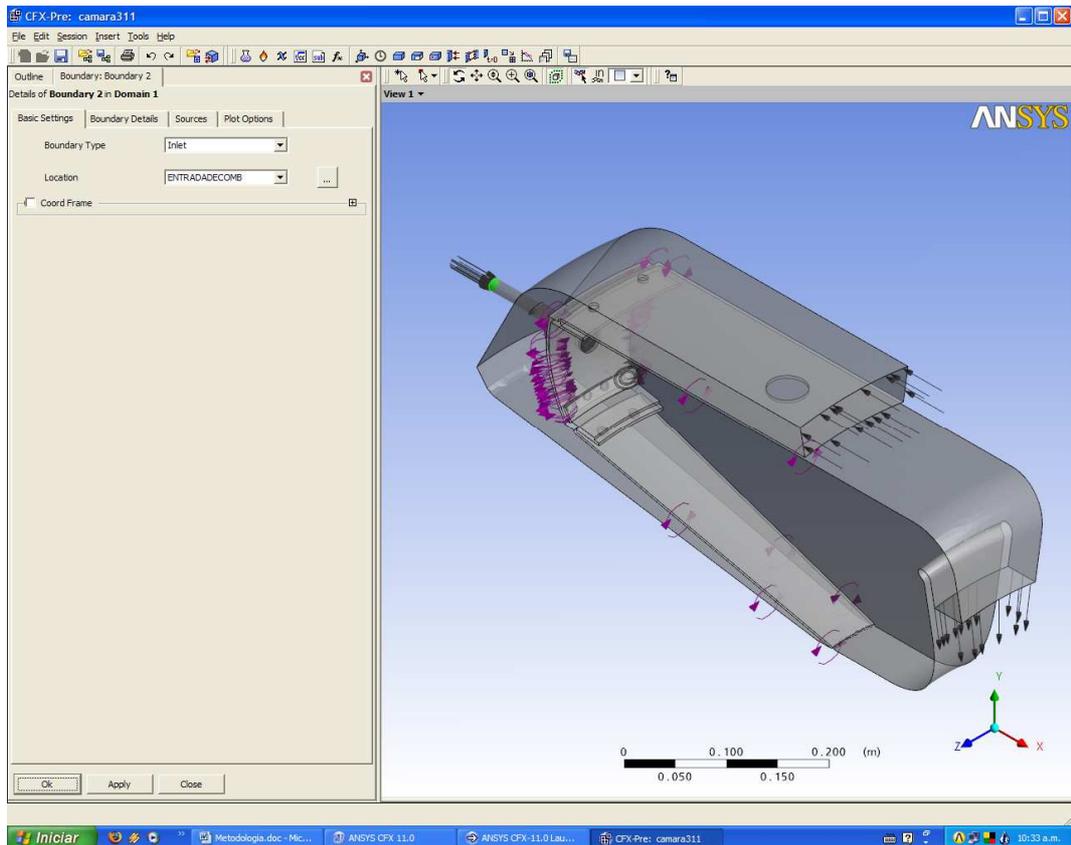


Figura C23 – Início para as condições de entrada para o combustível.

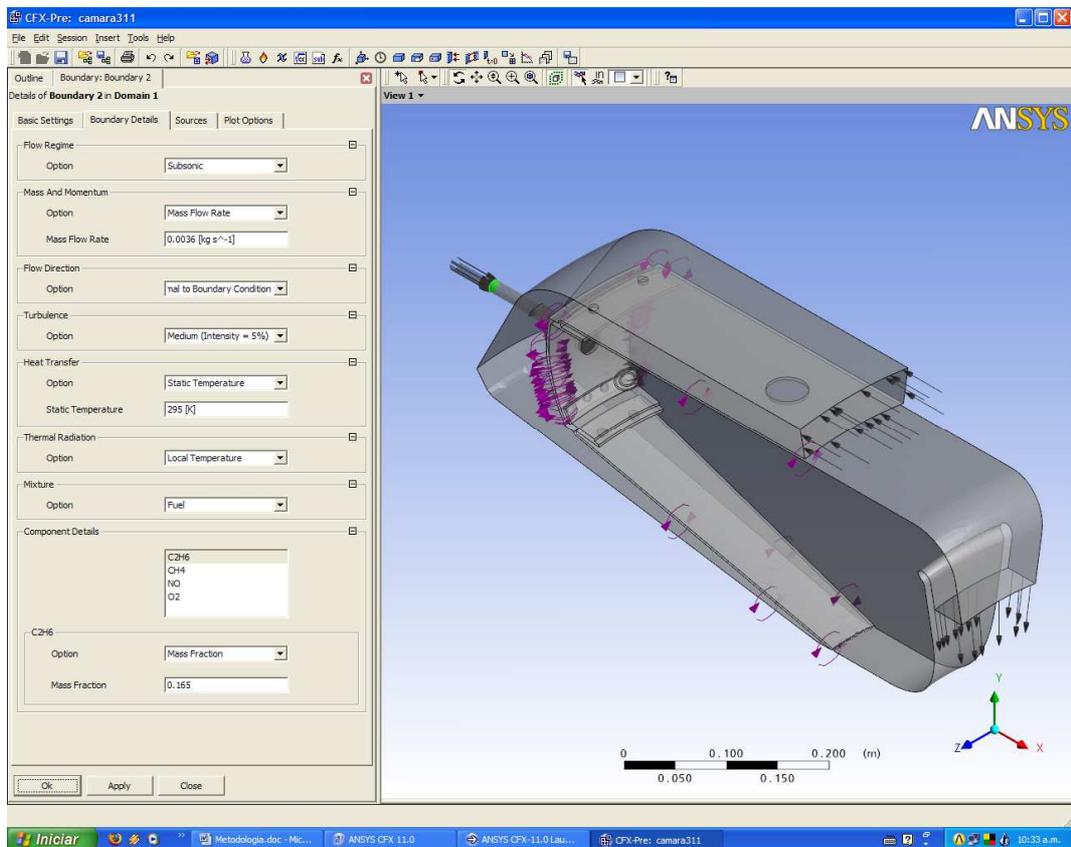


Figura C24 – Condições de entrada para o combustível

Após definidas as condições de entrada para o ar e o combustível, são definidas as condições de saída para os gases provenientes do processo de combustão, como segue na Figuras C25 e C26.

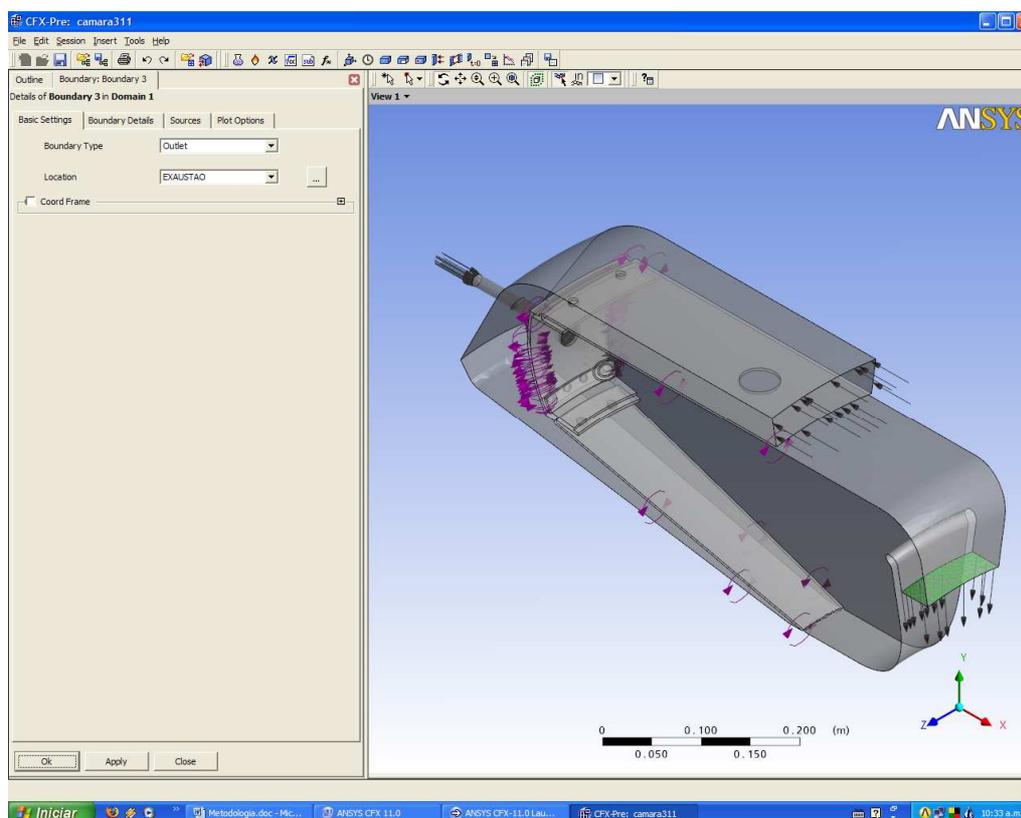


Figura C25 – Início para as condições de saída para os gases da combustão.

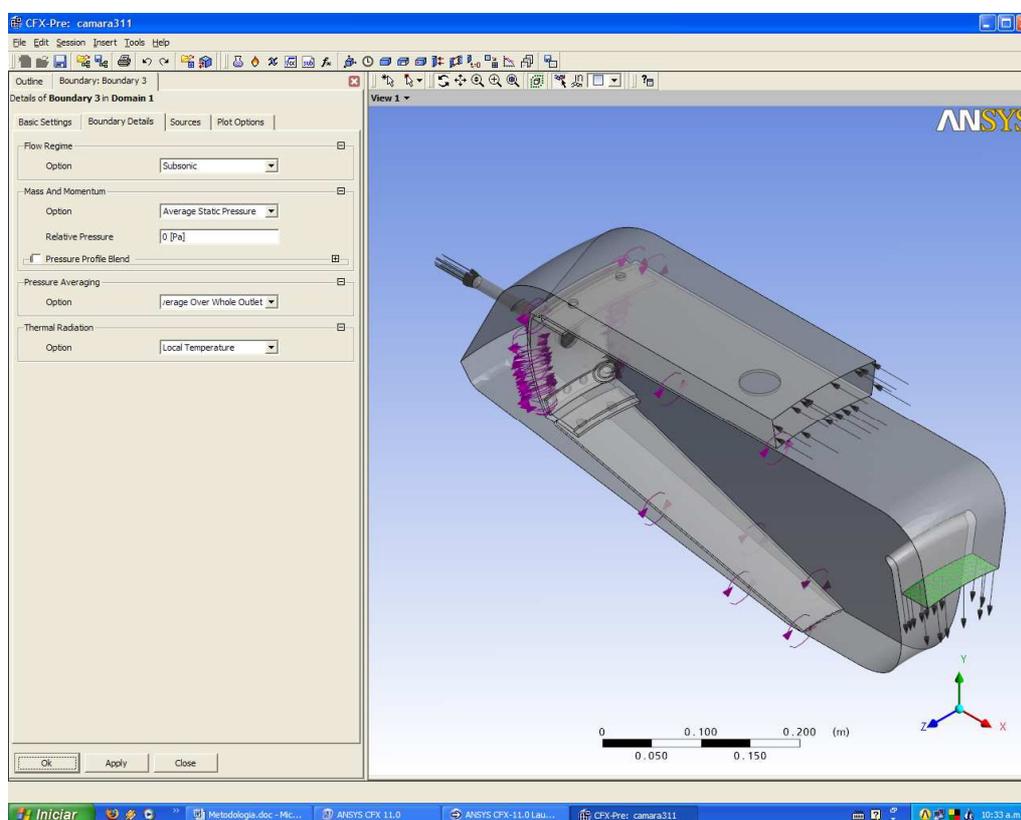


Figura C26 - Condições de saída para os gases de exaustão.

Todo o domínio é considerado parede, não se esquecendo que as superfícies laterais serão periódicas, em torno do eixo X, e as entradas de ar, combustível e saída dos gases devem ser desconsideradas, Figura C27. As paredes são consideradas, sem rugosidade, sem escorregamento e adiabáticas, definindo também a opacidade dessas paredes, conforme mostrado na Figura C28.

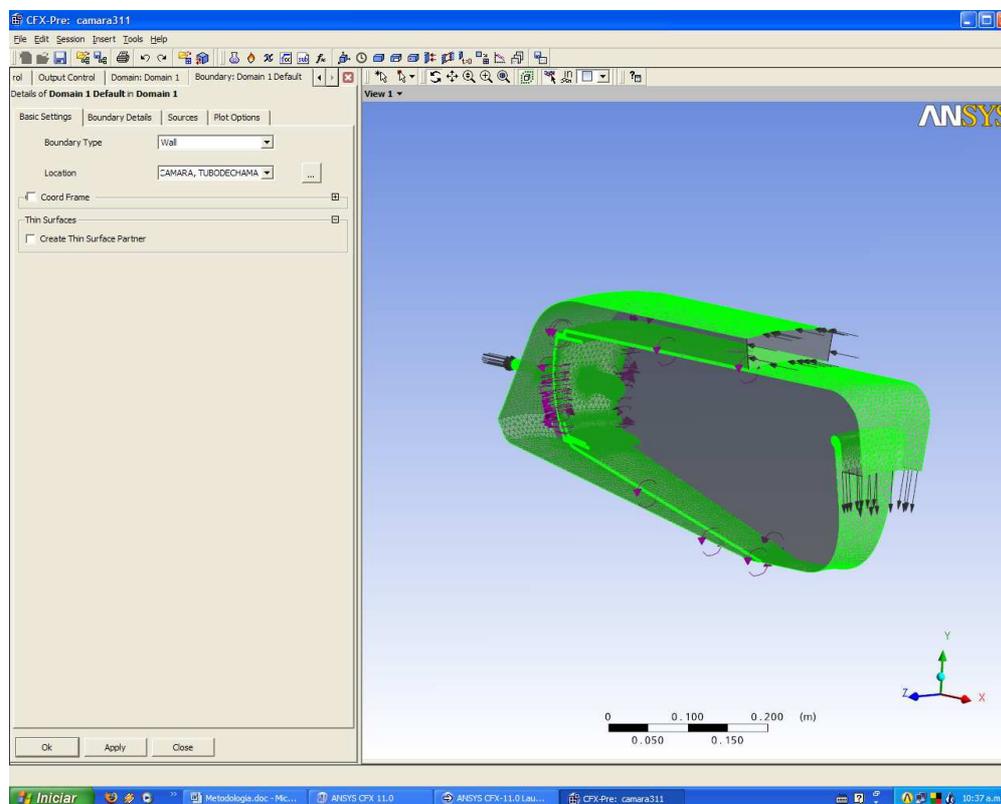


Figura C27 – Definição das superfícies que são paredes, ou seja, o domínio estudado.

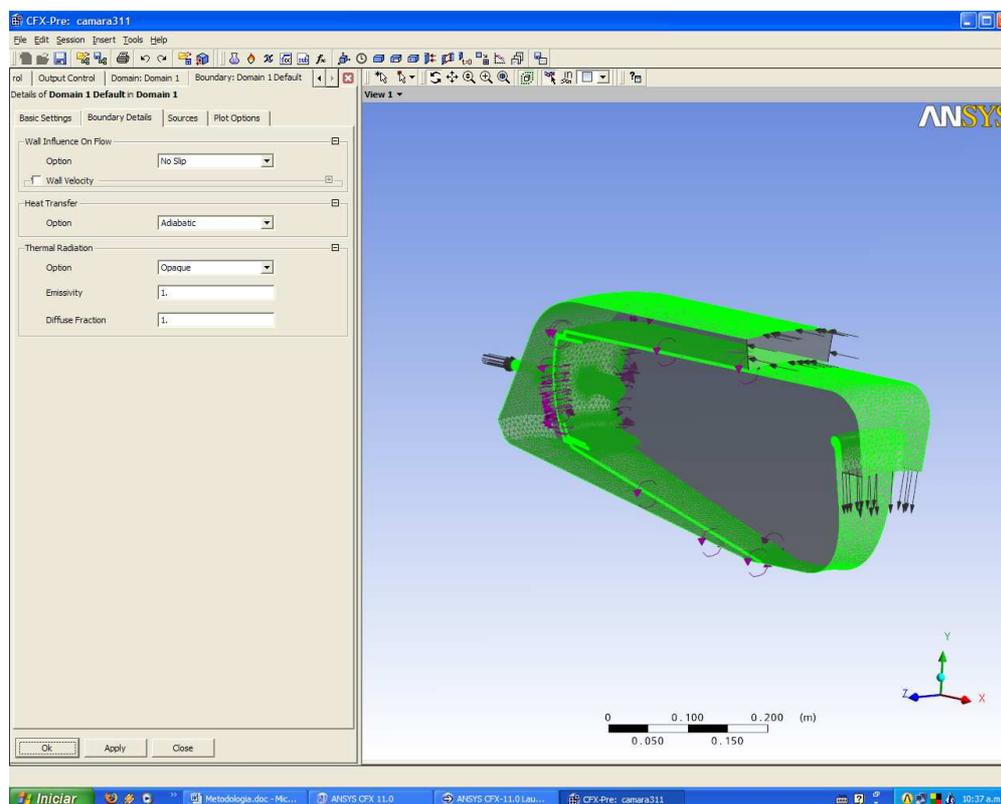


Figura C28 – Considerações a respeito das paredes

Conforme já mencionado anteriormente, as paredes laterais, tanto do tubo de chama como da pré câmara são consideradas periódicas, já que é estudado somente um setor da câmara de combustão. As superfícies consideradas periódicas podem ser vistas nas Figuras C29 e C30.

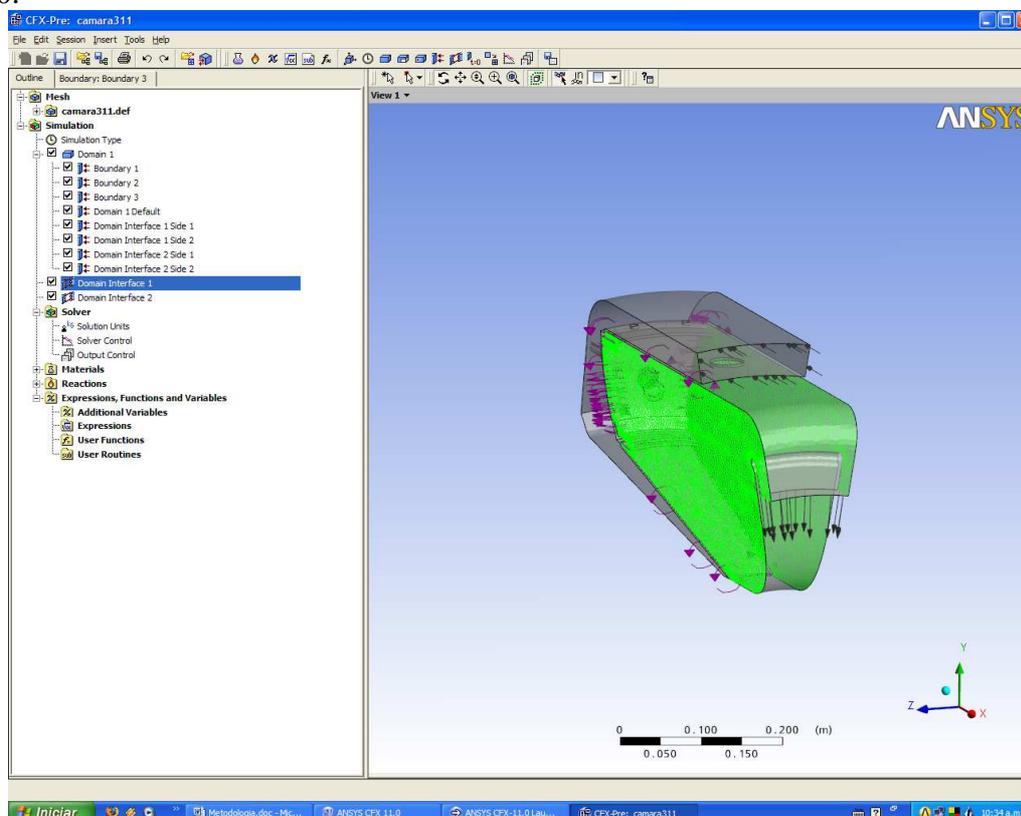


Figura C29 – Superfícies periódicas do tubo de chama.

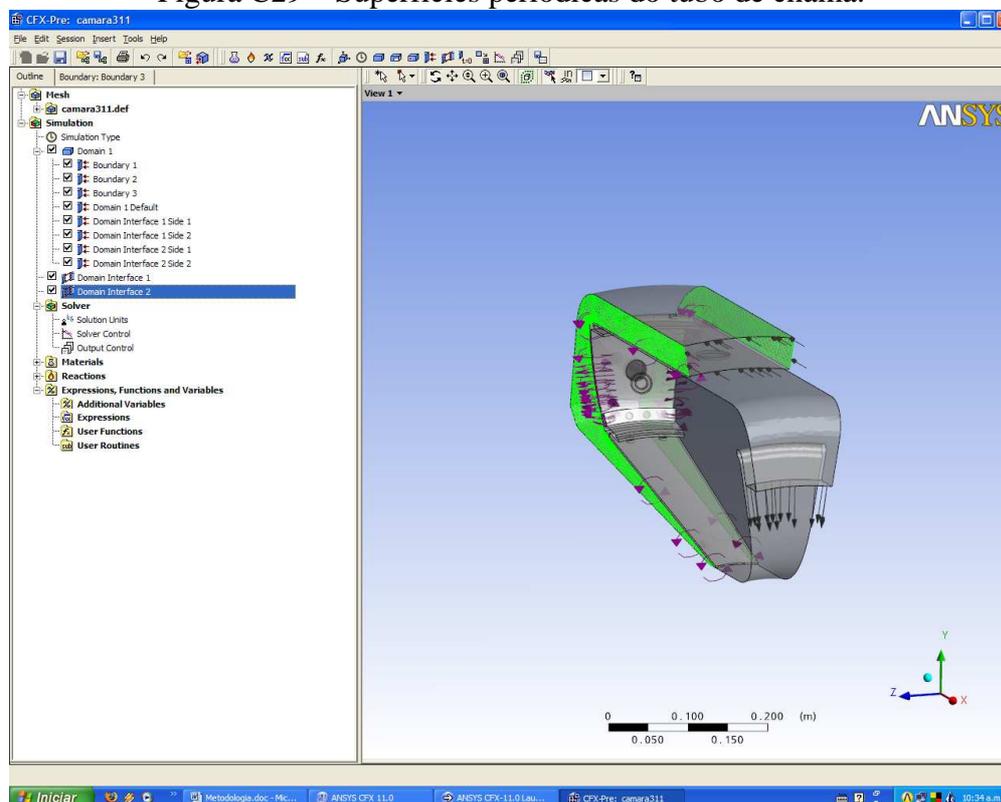


Figura C30 – Superfícies periódicas da pré câmara.

Finalmente será definido o erro alvo, para os cálculos como também o número de iterações que se supõe suficiente para que o problema seja resolvido com o erro pré-estabelecido, como mostra a Figura C31.

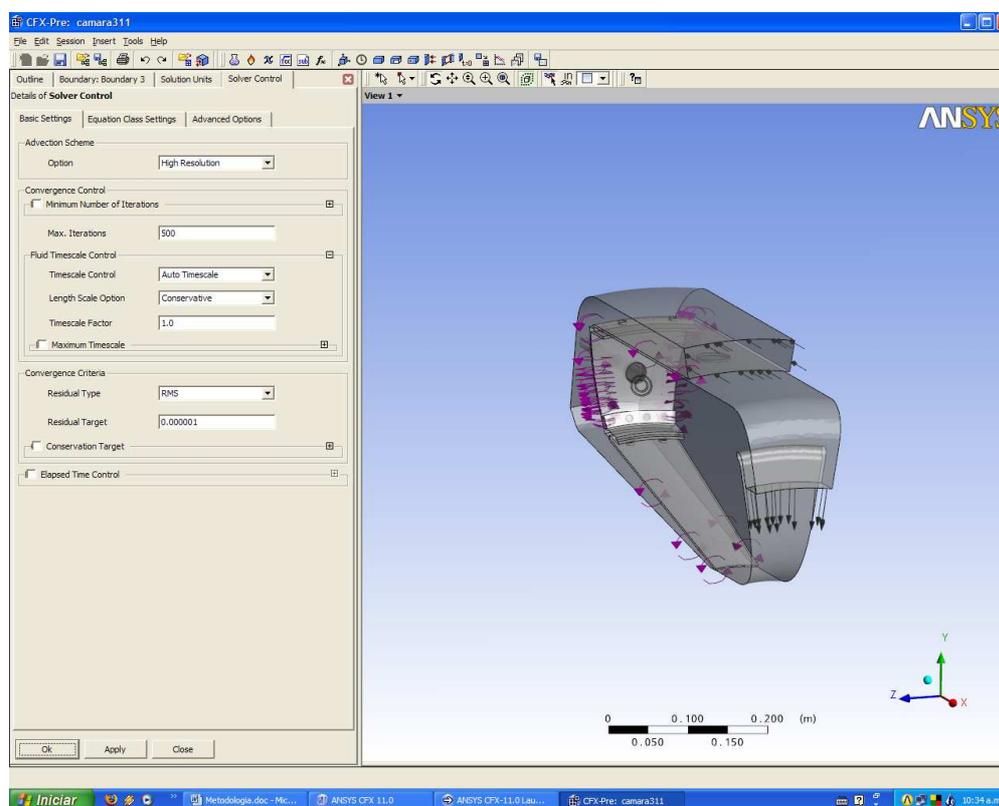


Figura C31 – Definição do erro alvo e do número de iterações.

Salva-se todos os dados para o CFX Pré, criando um arquivo .def, Figura C32, para então se proceder o CFX Solver. O CFX Solver é aberto automaticamente, quando o arquivo gerado pelo CFX Pré é salvo. Daí, é só dar início aos cálculos, clicando em **Start Run**, conforme mostrado na Figura C33.

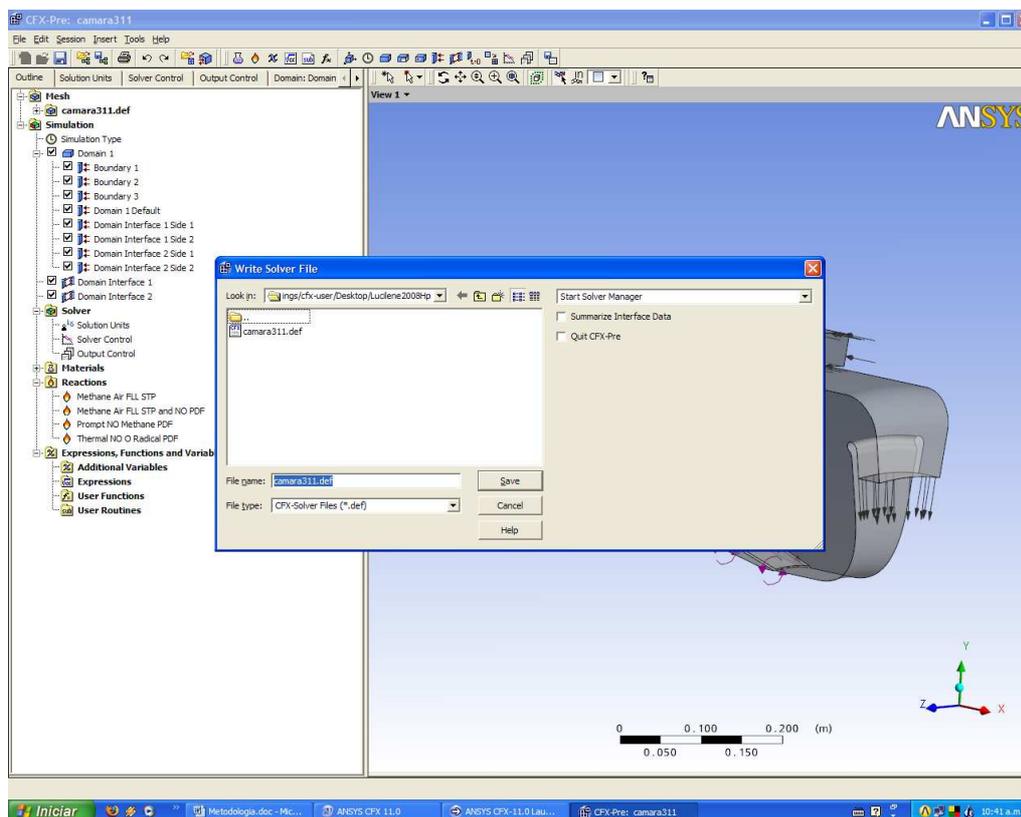


Figura C32 – Cria-se o arquivo .def, a partir do CFX Pré

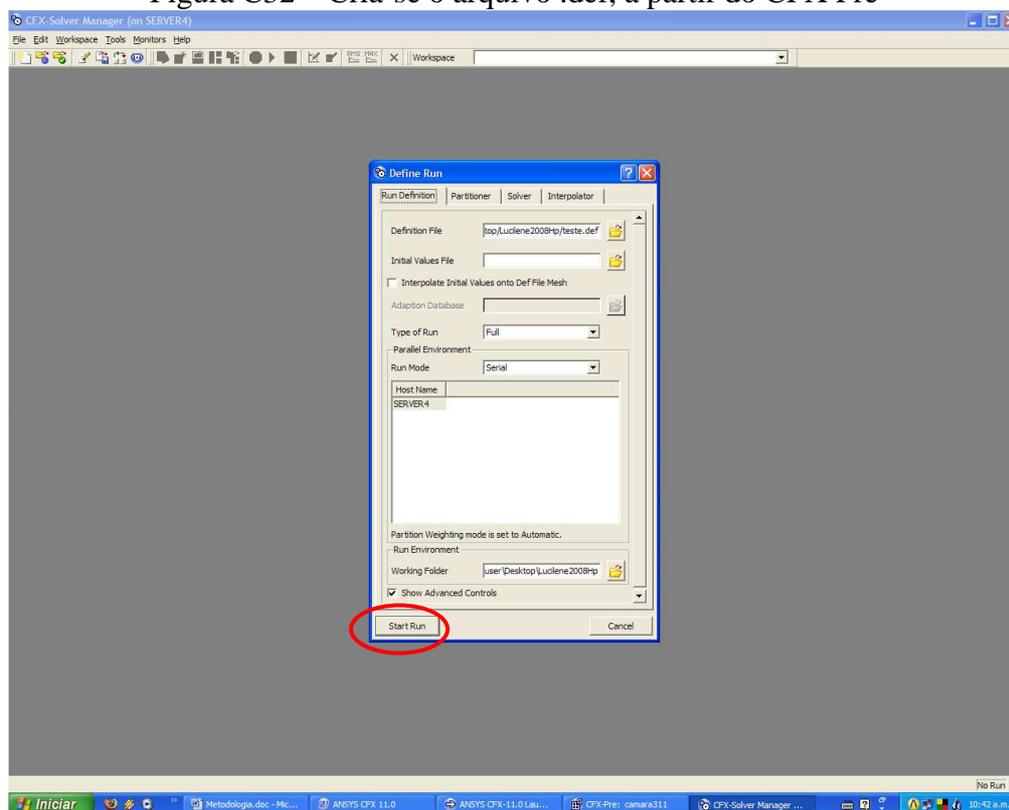


Figura C33 – Start do CFX Solver

Agora é só acompanhar o progresso da solução, através do CFX Manager, para a verificação da convergência.