UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL

CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MESTRADO PROFISSIONAL

DANIEL VIEIRA PINTO

ANÁLISE COMPARATIVA DO DESEMPENHO DE TURBOCOMPRESSORES VEICULARES COM CÂMARA DE COMBUSTÃO TUBULAR NA MICROGERAÇÃO DE ENERGIA

Caxias do Sul
2017

DANIEL VIEIRA PINTO

ANÁLISE COMPARATIVA DO DESEMPENHO DE TURBOCOMPRESSORES VEICULARES COM CÂMARA DE COMBUSTÃO TUBULAR NA MICROGERAÇÃO DE ENERGIA

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Área de Concentração: Projeto e Fabricação
Linha de Pesquisa: Desempenho e Controle de Sistemas Energéticos

Orientador: Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini.

Caxias do Sul

2017

P659a Pinto, Daniel Vieira

Análise comparativa do desempenho de turbocompressores veiculares com câmara de combustão tubular na microgeração de energia / Daniel Vieira Pinto. – 2017.

184 f.: il.

Dissertação (Mestrado) - Universidade de Caxias do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

Orientação: Carlos Roberto Altafini.

1. Microgeração de energia. 2. Turbocompressores veiculares. 3. Câmara de combustão. 4. Microturbina a gás. I. Altafini, Carlos Roberto, orient. II. Título.

Elaborado pelo Sistema de Geração Automática da UCS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Análise comparativa do desempenho de turbocompressores veiculares com câmara de combustão tubular na microgeração de energia

Daniel Vieira Pinto

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, Área de Concentração: Projeto e Fabricação.

Caxias do Sul, 19 de setembro de 2017.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini (orientador)
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dr. Carlos Alberto Costa
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Oscar Alfredo Garcia de Suarez
Universidade de Caxias do Sul

Dedico este trabalho a minha mãe Joseane (*In memoriam*), pois com ela, tive meus primeiros ensinamentos, antes mesmo do inicio da jornada escolar.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a minha família (minha esposa Jamile e meu filho Carlos) por terem apoiado à realização deste trabalho. Compreendendo, por muitas vezes, a minha falta como companhia familiar, e assim possibilitando o desenvolvimento da pesquisa.

Aos meus pais (Carolino Pinto Filho e Joseane Vieira Pinto) pela educação que me deram, sendo esta, fundamental para todas as conquistas que tive em minha vida.

Ao professor (Dr. Carlos Roberto Altafini), pelas suas valiosas orientações, que foram imprescindíveis para desenvolvimento do trabalho.

A empresa Master Power (em especial ao senhor Eduardo Borghetti), pelo fornecimento de informações a respeito dos turbocompressores citados no trabalho.

Aos meus colegas de trabalho (especialmente ao professor Dr. Daniel Amoretti Gonçalves) que me apoiaram e incentivaram no desenvolvimento da pesquisa.

A escriturária de Pós-Graduação (Luciana Legnaghi) pessoa que sempre prestou apoio com excelência a todas as minhas solicitações.

RESUMO

Esta dissertação de mestrado apresenta o desenvolvimento de um trabalho que tem como objetivos avaliar a composição de turbocompressores veiculares para microgeração de energia e desenvolver um modelo de câmara de combustão tubular para equipar microturbinas a gás derivadas de turbocompressores. No desenvolvimento do trabalho, utilizando o *software* Cycle-Tempo, foi feita a avaliação de possíveis configurações de microturbinas a gás derivadas de turbocompressores, no que diz respeito ao número de eixos e dispositivos de aumento de eficiência térmica (*intercooler*, recuperador de calor e reaquecedor). No total foram simuladas, dez diferentes configurações, sendo que as análises foram feitas diretamente nos parâmetros de eficiência térmica dos conjuntos avaliando-se a relação entre a energia aportada pelo combustível e a energia entregue num gerador elétrico hipotético. Na sequência são definidos os turbocompressores para compor uma determinada configuração de microturbina a gás e, para tanto, utilizaram-se os mapas de desempenho dos turbocompressores de um fabricante. A partir dos parâmetros de operação dos equipamentos foi desenvolvido um modelo tridimensional de câmara de combustão em *software* de CAD. O modelo passou por cinco etapas de simulações em Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD). As primeiras três etapas serviram para desenvolver e aprimorar o modelo tridimensional de câmara de combustão e, por limitações do *software*, não envolveram combustão. Utilizando condições de contorno operacionais, foram avaliados: o perfil de velocidades ao longo da câmara de combustão, a perda de pressão, a intensidade da turbulência, a homogeneização entre os reagentes ar e combustível e a divisão do fluxo mássico em cada seção da câmara de combustão. A partir do modelo tridimensional foi desenvolvido um protótipo da câmara de combustão, construído a partir de tubos comerciais de PVC. O protótipo foi avaliado experimentalmente com escoamento do ar a temperatura ambiente, utilizando o acoplamento em série entre um ventilador centrífugo e um soprador. No experimento foi avaliada a divisão de fluxo mássico de ar em cada seção da câmara de combustão e a perda de pressão. As simulações CFD foram refeitas na quarta etapa, onde as condições de contorno foram os parâmetros de fluxo mássico, pressão e temperatura, obtidos experimentalmente. Com isto, pode ser feita a comparação direta entre os resultados obtidos experimentalmente e os resultados das simulações CFD. Concluindo o trabalho foi realizada a quinta etapa, onde foi inserida uma fonte de calor simulando o aporte de energia da combustão, permitindo a avaliação da temperatura na câmara de combustão. As simulações CFD indicaram resultados semelhantes ao que é previsto em bibliografia, no que diz respeito à divisão do fluxo mássico, perda de pressão e à distribuição de velocidades. Já as avaliações experimentais apresentaram incerteza de medição elevada para a divisão de fluxo mássico. Quanto à perda de pressão o método experimental mostrou-se adequado.

Palavras chave: Microgeração de energia. Turbocompressores veiculares. Câmara de combustão. Microturbina a gás.

ABSTRACT

This master's work presents the development of a work that has the objective of evaluating the composition of vehicular turbochargers for microgeneration of energy and to develop a tubular combustion chamber model to equip gas microturbines derived from turbochargers. In the development of the work, using the software Cycle-Tempo, it is made the evaluation of possible configurations of gas micro turbines derived from turbochargers, with respect to the number of axes and devices of increasing thermal efficiency (intercoolers, heat recover e reheater). In total, ten different configurations were simulated, and the analyzes were done directly in the thermal efficiency parameters of the sets, evaluating the relation between the energy contributed by the fuel and the energy delivered in a hypothetical electric generator. Turbochargers are then defined to form a particular gas micro turbine configuration and, being used the turbocharger performance maps from a manufacturer. From the operating parameters of the equipment, a three-dimensional combustion chamber model was developed in CAD software. The model went through five stages of simulations in Computational Fluid Dynamics (CFD). The first three steps served to develop and improve the three-dimensional model of combustion chamber and, due to software limitations, did not involve combustion. Using operational contour conditions, the velocity profile along the combustion chamber, the pressure loss, the turbulence intensity, the homogenization between the air and fuel reactants and the division of the mass flow in each section of the combustion chamber were evaluated. From the three-dimensional model was developed a prototype of the combustion chamber, built from commercial PVC pipes. The prototype was evaluated experimentally with air flow at room temperature using the coupling in series between a centrifugal fan and a blower. In the experiment the air mass flow division in each section of the combustion chamber and the loss of pressure were evaluated. The CFD simulations were redone in the fourth stage, where the boundary conditions were the parameters of mass flow, pressure and temperature, obtained experimentally. Thus, a direct comparison between the results obtained experimentally and the results of CFD simulations can be made. At the end of the work the fifth step was performed, where a heat source was inserted simulating the energy input of the combustion, allowing the temperature evaluation in the combustion chamber. The CFD simulations indicated results similar to those predicted in the literature, regarding the division of mass flow, pressure loss and velocity distribution. However, the experimental evaluations presented high measurement uncertainty for the mass flow division. Regarding pressure loss, the experimental method proved to be adequate.

Keywords: Energy microgeneration. Turbochargers. Combustion chamber. Gas microturbines.

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

C	Compressor
CAD	*Computer Aided Design*
CC	Câmara de combustão
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
C1	Compressor 1
C2	Compressor 2
GN	Gás natural
I	Intercooler
MTG	Microturbina a gás
RA	Reaquecedor
RA1	Reaquecedor 1
RA2	Reaquecedor 2
RC	Recuperador de Calor
T	Turbina
TP	Turbina de potência
T1	Turbina 1
T2	Turbina 2
1C1T	Configuração de turbina a gás com um compressor e uma turbina
1C2T	Configuração de turbina a gás com um compressor e duas turbinas
2C3T	Configuração de turbina a gás com dois compressores e três turbinas

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras maiúsculas

A	Área [m²]
I	Incerteza [referente à grandeza medida]
I_A	Incerteza tipo A [referente à grandeza medida]
I_B	Incerteza tipo B [referente à grandeza medida]
I_C	Incerteza combinada [referente à grandeza medida]
LHV_{fuel}	Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
Ma	Número de Mach [-]
P	Potência [kW]
P_{el}	Potência elétrica [kW]
Per	Perímetro [m]
P_m	Potência mecânica [kW]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kW]
Q_H	Calor adicionado da fonte quente [kJ]
Q_L	Calor rejeitado na fonte fria [kJ]
Re	Número de Reynolds [-]
T	Temperatura [K]
T_1	Temperatura entrada do compressor [K]
T_2	Temperatura saída do compressor [K]
T_3	Temperatura entrada da turbina [K]
T_4	Temperatura saída da turbina [K]
$\dot{V}$	Vazão volumétrica [m³/s]
W	Trabalho [kJ]

Letras minúsculas

c	Velocidade do som [m/s]
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg·K]
c_v	Calor específico a volume constante [kJ/kg·K]
d	Diâmetro [mm]
d_{ent}	Diâmetro da entrada [mm]

d_{ext}	Diâmetro externo [mm]
d_{int}	Diâmetro interno [mm]
d_h	Diâmetro hidráulico [m]
d_{sai}	Diâmetro da saída [mm]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
h_1	Entalpia específica na entrada do compressor [kJ/kg]
h_2	Entalpia específica na saída do compressor [kJ/kg]
h_3	Entalpia específica na entrada da turbina [kJ/kg]
h_4	Entalpia específica na saída da turbina [kJ/kg]
k	Relação entre calores específicos [-]
$\dot{m}$	Fluxo mássico [kg/s]
$\dot{m}_{máx}$	Fluxo mássico máximo [kg/s]
$\dot{m}_{mín}$	Fluxo mássico mínimo [kg/s]
p	Pressão [Pa]
p_{atm}	Pressão atmosférica [Pa]
p_{din}	Pressão dinâmica [Pa]
p_{est}	Pressão estática [Pa]
p_{tot}	Pressão total [Pa]
p_1	Pressão na entrada do compressor [Pa]
p_2	Pressão na saída do compressor ou entrada da CC [Pa]
p_3	Pressão na saída da CC ou entrada da turbina [Pa]
p_4	Pressão na saída turbina CC [Pa]
q_{ent}	Fluxo de calor que entra no ciclo por unidade de massa [kJ/kg]
q_{sai}	Fluxo de calor que sai do ciclo por unidade de massa [kJ/kg]
r_{ct}	Razão de consumo de trabalho [-]
r_p	Relação de pressão [-]
$r_{p,máx}$	Relação de pressão máxima [-]
$r_{p,mín}$	Relação de pressão mínima [-]
s	Desvio padrão [-]
v	Volume específico [m³/kg]
v	Velocidade [m/s]
w	Trabalho por unidade de massa [kJ/kg]
w_c	Trabalho consumido pelo compressor por unidade de massa [kJ/kg]
w_t	Trabalho produzido pela turbina por unidade de massa [kJ/kg]

Letras gregas

Δp_{CC}	Perda de pressão na câmara de combustão [Pa]
Δp_f	Perda de pressão fria na câmara de combustão [Pa]
Δp_q	Perda de pressão quente na câmara de combustão [Pa]
ΔT_{prim}	Elevação de temperatura (primária) [K]
ΔT_{sec}	Elevação de temperatura (secundária) [K]
η_t	Eficiência térmica [%]
η_{comp}	Eficiência do compressor [%]
η_i	Eficiência isentrópica [%]
η_m	Eficiência mecânica [%]
$\eta_{m,e}$	Eficiência mecânica x elétrica [%]
λ	Fator lambda da combustão/coeficiente de excesso de ar [-]
$\bar{v}$	Viscosidade cinemática [m^2/s]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
$\Phi_{E,in}$	Entrada de energia para o software Cycle-Tempo [kW]
$\Phi_{H,trans}$	Transferência de calor para o software Cycle-Tempo [kW]
Φ_m	Fluxo mássico para o software Cycle-Tempo [kg/s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 23
1.1 JUSTIFICATIVA 24
1.2 OBJETIVOS 24
1.2.1 Objetivos específicos 24
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 27
2.1 O CICLO BRAYTON 28
2.1.1 O ciclo de ar-padrão frio 28
2.1.2 Modelagem termodinâmica do ciclo 30
2.1.3 Os ciclos teórico e real das turbinas a gás 31
2.1.4 Análise da relação de pressão 32
2.2 CONFIGURAÇÕES DE TURBINAS A GÁS 34
2.3 TURBINAS INDUSTRIAIS 35
2.4 CÂMARA DE COMBUSTÃO 37
2.4.1 Zonas da câmara de combustão 38
2.4.2 Tipos de câmaras de combustão 40
2.4.3 Componentes da câmara de combustão 41
2.4.4 A reação de combustão 42
2.4.5 Câmaras de combustão para microturbinas a gás 43
2.5 COMPRESSOR 45
2.5.1 Compressores axiais 45
2.5.2 Compressores centrífugos 45
2.5.3 Funcionamento básico do compressor centrífugo 46
2.6 TURBINAS 46
2.6.1 Turbinas de fluxo axial 47
2.6.2 Turbinas de fluxo radial 47
2.7 TURBOCOMPRESSORES 47
2.8 A GERAÇÃO DISTRIBUÍDA DE ENERGIA ELÉTRICA 48
2.9 MICROTURBINAS A GÁS DERIVADAS DE TURBOCOMPRESSORES 49
2.9.1 Operação e ensaios de microturbinas derivadas de turbocompressores 50
2.9.2 Simulações computacionais em câmaras de combustão 52
2.10 CONFIGURAÇÕES DE MICROTURBINAS A GÁS 54

3 MATERIAIS E MÉTODOS 57
3.1 AVALIAÇÃO DAS POSSÍVEIS CONFIGURAÇÕES DA MTG 58
3.1.1 O *software* Cycle-Tempo 58
3.1.2 As configurações analisadas 59
3.2 SELEÇÃO DOS TURBOCOMPRESSORES 61
3.3 MODELO TRIDIMENSIONAL E PROTÓTIPO DA CC 63
3.3.1 Desenvolvimento preliminar da CC 63
3.3.2 O *software* Flow Simulation 64
3.3.3 Criação da malha computacional 65
3.3.4 Avaliações das propostas de modelos de CC 66
3.3.5 Protótipo em PVC 75
3.4 APARATO EXPERIMENTAL 77
3.4.1 Determinação das incertezas combinadas e propagadas 78
3.4.2 Medição de fluxo mássico total 82
3.4.3 Perda de pressão 84
3.4.4 Avaliação da divisão do fluxo no interior da CC 84
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 89
4.1 AVALIAÇÃO DO CYCLE TEMPO PARA AS CONFIGURAÇÕES DE MTG 89
4.2 DEFINIÇÃO DOS TURBOCOMPRESSORES 94
4.2.1 Análise do conjunto de turbocompressores do gerador de gás 99
4.3 DESENVOLVIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO 105
4.3.1 Equacionamento básico 105
4.3.2 Modelo tridimensional da câmara de combustão 108
4.4 SIMULAÇÕES EM CFD 109
4.4.1 Avaliação da independência da malha 109
4.4.2 Influência da alteração das dimensões longitudinais na divisão de fluxo mássico 111
4.4.3 Velocidade do escoamento CC308 112
4.4.4 Intensidade da turbulência e vorticidade CC308 114
4.4.5 Homogeneização da mistura ar combustível CC308 115
4.4.6 Perda de pressão CC308 115
4.5 AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS 116
4.5.1 Perda de pressão 117
4.5.2 Avaliação da divisão mássica 117
4.6 SIMULAÇÕES CFD COM CONDIÇÕES DE CONTORNO EXPERIMENTAIS 119

4.6.1 Velocidade do escoamento CC401 121
4.6.2 Intensidade da turbulência e vorticidade CC401 121
4.6.3 Divisão do fluxo mássico CC401 122
4.7 SIMULAÇÕES EM CFD COM FONTE DE CALOR..... 124
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 127
REFERÊNCIAS..... 131
APÊNDICE A – SIMULAÇÕES DO CYCLE TEMPO..... 135
APÊNDICE B – RESULTADOS DA SEGUNDA ETAPA DE SIMULAÇÕES CFD... 143
APÊNDICE C – VISUALIZAÇÃO BIDIMENSIONAL DAS MALHAS DE CFD..... 149
APÊNDICE D – ALTERAÇÕES GEOMÉTRICAS CC301 A CC308 159
APÊNDICE E – RESULTADOS DO TESTE DE INDEPENDÊNCIA DA MALHA ... 167
APÊNDICE F – VALORES OBTIDOS NAS AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS..... 169
APÊNDICE G – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS 175
APÊNDICE H – PROPAGAÇÃO DAS INCERTEZAS..... 181

1 INTRODUÇÃO

Esta dissertação de mestrado avalia a associação de turbocompressores em série, com o intuito de obter microturbinas a gás (MTG) com potência e rendimento mais elevados em comparação à microturbinas derivadas de um único turbocompressor. Outra parte do trabalho aborda o desenvolvimento de uma câmara de combustão tubular para equipar microturbinas derivadas de turbocompressores. Também faz parte da pesquisa a utilização de metodologias para avaliações de fluxo na câmara de combustão (CC), por análise de Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD), e são propostas metodologias para avaliações experimentais do fluxo na CC.

A apresentação das duas linhas de estudo do trabalho (configurações de MTG e desenvolvimento/avaliação da CC), embora estejam inter-relacionadas, são apresentadas de forma segmentada do capítulo 1 ao capítulo 5 deste documento. No capítulo 1, apresenta-se esta introdução, seguida da justificativa que traz os motivos pelo qual se escolheu o tema do trabalho. Após a justificativa são expostos os objetivos gerais e específicos. No capítulo 2, é feita uma revisão bibliográfica sobre turbinas a gás e turbocompressores, desde a teoria do ciclo Brayton, até o atual estado de desenvolvimento destas máquinas térmicas. Além disto, são feitas releituras de trabalhos, recentemente desenvolvidos, que tratam tanto de microturbinas a gás comerciais quanto de MTG's derivadas de turbocompressores. O capítulo 3 está dividido em quatro seções, onde são apresentadas, respectivamente nesta ordem, as metodologias utilizadas para: avaliação das possíveis configurações de MTG; seleção dos turbocompressores; desenvolvimento do modelo tridimensional e protótipo da CC e finalizando o capítulo, são expostos os aspectos relativos ao desenvolvimento do aparato experimental para ensaiar o protótipo de CC. No capítulo 4 constam sete seções que seguem nesta ordem: resultados relativos às avaliações feitas com o *software* Cycle-Tempo das configurações de MTG; definição dos turbocompressores para compor uma configuração de MTG; desenvolvimento do modelo tridimensional de CC; simulações de CFD, aplicando parâmetros operacionais, no modelo tridimensional de CC; avaliações experimentais no protótipo de CC; simulações de CFD, aplicando condições de contorno obtidas experimentalmente e assim possibilitando a comparação com resultados experimentais; e fechando o capítulo, são feitas simulações CFD com aporte de calor para reproduzir o processo de combustão. Conclusões e considerações acerca do trabalho desenvolvido, além de projeções para continuação da pesquisa, constam no capítulo 5. Finalizando o trabalho, os Apêndices de A a H contém informações adicionais referentes ao desenvolvimento de todo o

trabalho. São resultados parciais, detalhes dos processos de fabricação do protótipo e aparato experimental, figuras e gráficos importantes para a pesquisa, mas que foram suprimidos dos elementos textuais na intenção de melhorar o processo de leitura do documento.

1.1 JUSTIFICATIVA

O estudo da utilização de microturbinas derivadas de turbocompressores automotivos para geração de energia pode viabilizar a utilização de equipamentos relativamente simples na geração descentralizada de energia elétrica. Além disto, estes equipamentos podem ser empregados na cogeração em plantas industriais em que esta implantação seja financeiramente vantajosa. Outro aspecto que justifica esta dissertação é a motivação de obter uma bancada didática para finalidade de ensino/aprendizagem dos aspectos relativos ao ciclo Brayton. Embora, neste trabalho não seja desenvolvida a microturbina a gás, são feitos estudos iniciais importantes para a futura construção do equipamento.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é realizar um estudo de possíveis configurações de turbinas a gás derivadas de turbocompressores automotivos, utilizando câmara de combustão tubular, para aplicação na microgeração de energia ou para obtenção de bancadas didáticas.

1.2.1 Objetivos específicos

Os seguintes objetivos específicos são propostos:

a) definir uma configuração de turbina a gás, quanto ao número de eixos, quantidade e disposição dos compressores, turbinas, câmara de combustão e acessórios de aumento de potência e eficiência (recuperador de calor, *intercooler* e reaquecedor);
b) desenvolver um modelo tridimensional de CC;
c) simular o escoamento no modelo da CC para obtenção dos parâmetros adequados de operação;
d) ensaiar, sob condições específicas, a CC para validação das simulações.

O trabalho delimita-se na análise do balanço energético de turbocompressores veiculares, utilizando os mapas de desempenho dos mesmos, dedicando-se também ao

desenvolvimento de simulação, construção e ensaios da CC. Foram utilizadas ferramentas computacionais para análise das configurações de montagem compressor-turbina e para análises termofluidodinâmicas da CC.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

As turbinas a gás são motores de combustão interna rotativos, sendo muito utilizadas em aeronaves, apresentando uma excelente relação peso/potência. Podem também equipar usinas termelétricas em ciclo simples, ou seja, apenas com turbina a gás, usinas a ciclo combinado com turbinas a vapor, usinas a ciclo combinado com cogeração de vapor para processo e usinas operantes com motores de combustão interna alternativos. Embarcações e plantas petroquímicas também podem utilizar turbinas a gás. Em relação aos motores alternativos, as turbinas a gás apresentam vantagens, como por exemplo, a ausência de atrito entre partes móveis (êmbolo/cilindro). Com isto, amenizam-se os problemas decorrentes de desbalanceamento e desgaste, prolongando a vida útil do equipamento, consumindo menos lubrificante e diminuindo as perdas por atrito (MARTINELLI, 2002).

Com princípio de funcionamento baseado na conversão da energia térmica, contida em um gás de combustão, em energia mecânica, estes motores rotativos recebem a denominação de turbinas a gás, não pelo gás combustível que é comumente utilizado, mas sim, pelo seu fluido de trabalho ser um gás de combustão proveniente da queima de uma mistura de ar e combustíveis líquidos ou gasosos, como o óleo diesel, etanol, metanol, gás natural, etc. Seus elementos principais são o compressor, a câmara de combustão e a turbina. O compressor comprime o ar, alimentando a câmara de combustão, onde o combustível é injetado. Com a ignição da mistura ar/combustível inicia-se o processo de combustão. Os gases provenientes da combustão passam pela turbina produzindo trabalho. Parte deste trabalho é necessário ao acionamento do compressor e o restante é considerado trabalho útil (BRUNETTI, 2012).

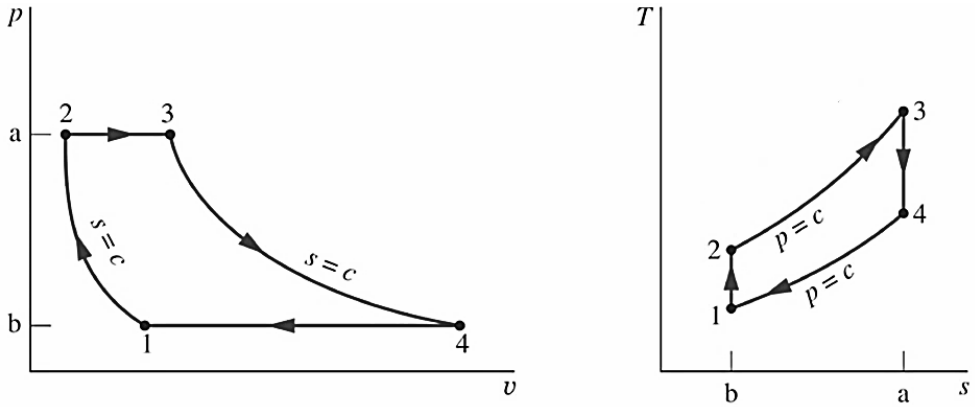
As principais aplicações das turbinas a gás são para propulsão de aeronaves, onde o movimento acontece pelo empuxo gerado pelo direcionamento dos gases da saída da turbina através de um bocal. Nesta aplicação, o rotor da turbina tem apenas a função de movimentar o compressor. Em centrais de geração de energia elétrica, as turbinas a gás podem operar de forma independente ou em ciclo combinado com turbinas a vapor. Neste caso os gases que saem da turbina a gás servem como fonte de calor para produção de vapor. Nas centrais de geração de energia elétrica são utilizadas turbinas estacionárias em que a potência é extraída da máquina através do seu eixo. Turbinas estacionárias também vêm sendo bastante utilizadas em grandes embarcações onde apresentam vantagens como a redução do tempo necessário para a partida, quando comparadas com sistemas a vapor, e também quanto a sua eficiência, frente aos motores de ciclo diesel (ÇENGEL e BOLES, 2006).

2.1 O CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton foi concebido por George Brayton inicialmente para ser utilizado em um motor alternativo desenvolvido em 1870. Atualmente este ciclo é utilizado somente em turbinas a gás geralmente em circuito aberto (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Na sua forma ideal, o ciclo consiste em dois processos isoentrópicos e dois processos isobáricos. A Figura 1 ilustra os diagramas p-v e T-s do ciclo Brayton onde pode-se observar as transformações isoentrópicas, que são a compressão no compressor (processo 1-2), e a expansão na turbina (3-4). Nos mesmos diagramas pode-se verificar as transformações isobáricas, que são a combustão na câmara de combustão (processo 2-3) e a exaustão que é a eliminação dos gases para atmosfera (processo 4-1) (BOYCE, 2002).

Figura 1 - O ciclo Brayton. Diagramas p-v e T-s

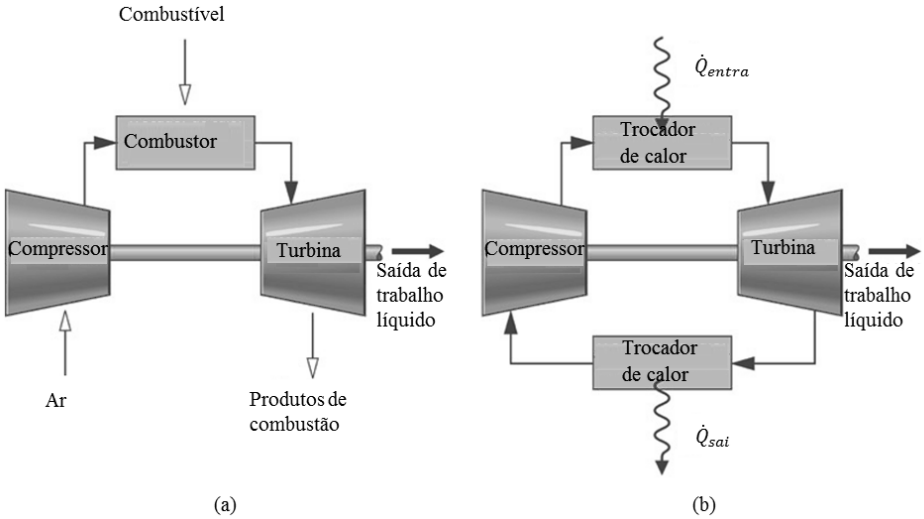


Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

2.1.1 O ciclo de ar-padrão

Para realização de análises termodinâmicas, o ciclo aberto pode ser modelado como um ciclo fechado, considerando as hipóteses do ciclo de ar-padrão. A diferença na análise está no processo de combustão, que é substituído por um processo de fornecimento de calor, e no processo de exaustão, que é representado por um processo de rejeição de calor, além disto, os calores específicos são tomados como constantes e a temperatura ambiente. Na Figura 2 em (a) e (b) são representados os circuitos aberto e fechado, respectivamente (ÇENGEL e BOLES, 2006).

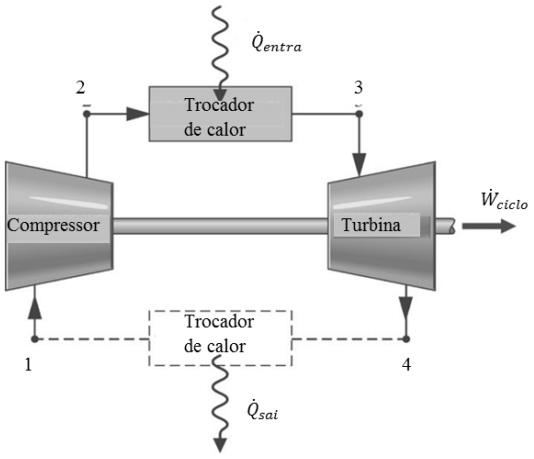
Figura 2 - (a) Turbina a gás de ciclo aberto (b) Turbina a gás de ciclo fechado



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

Para simplificar os estudos termodinâmicos do funcionamento de turbinas a gás utiliza-se a análise de ar padrão, onde se trata o fluido de trabalho como ar comportando-se como um gás ideal, assim, evita-se envolver nos cálculos toda a complexidade do processo de combustão. Na Figura 3 está a representação do ciclo de ar padrão, no qual se tem dois processos de transferência de calor, sendo um do meio externo ao fluido de trabalho representando a combustão, e outro do fluido de trabalho para o meio externo representando a exaustão. Desta forma, considera-se que o fluido de trabalho percorre um ciclo fechado sendo admitido pelo compressor e depois recebe calor de uma fonte quente. A partir daí o fluido de trabalho passa pela turbina onde produz trabalho e então passa por um outro trocador de calor onde se resfria para ser admitido novamente pelo compressor (MORAN e SHAPIRO, 2002).

Figura 3 - Ciclo de ar padrão de turbina a gás



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

2.1.2 Modelagem termodinâmica do ciclo

Desconsiderando as irreversibilidades nos processos, o trabalho líquido produzido por uma turbina a gás é resultado do trabalho produzido na turbina menos o trabalho requerido pelo compressor. As equações de (1) a (6) resultam da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica para volumes de controle em torno dos componentes do ciclo, cujas hipóteses simplificativas são: regime permanente; compressor e turbina adiabáticos; influência das energias cinética e potencial desprezível; e calor específico do ar constante nos vários pontos do ciclo. Nessas equações, h_1, h_2, h_3 e h_4 são, respectivamente, as entalpias na entrada do compressor, na saída do compressor, na entrada da turbina e na saída da turbina (SONNTAG e BORGNAKKE, 2014).

Na Equação (1) é apresentado o trabalho produzido na turbina por unidade de massa.

$$w_t = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) \tag{1}$$

Na Equação (2) tem-se o trabalho fornecido ao compressor por unidade de massa.

$$w_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \tag{2}$$

A Equação (3) indica o calor adicionado ao ciclo por unidade de massa.

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \tag{3}$$

O calor rejeitado por unidade de massa é mostrado na Equação (4).

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \tag{4}$$

A eficiência térmica do ciclo é apresentada na Equação (5).

$$\eta = \frac{w_t - w_c}{q_{ent}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \tag{5}$$

A razão de consumo de trabalho (r_{ct}), que é a parcela do trabalho produzido pela turbina necessária para o acionamento do compressor é dado pela Equação (6). Razões de consumo

de trabalho típicas em turbinas a gás variam entre 40 e 80% (SONNTAG e BORGNAKKE, 2014).

$$r_{ct} = \frac{w_c}{w_t} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \tag{6}$$

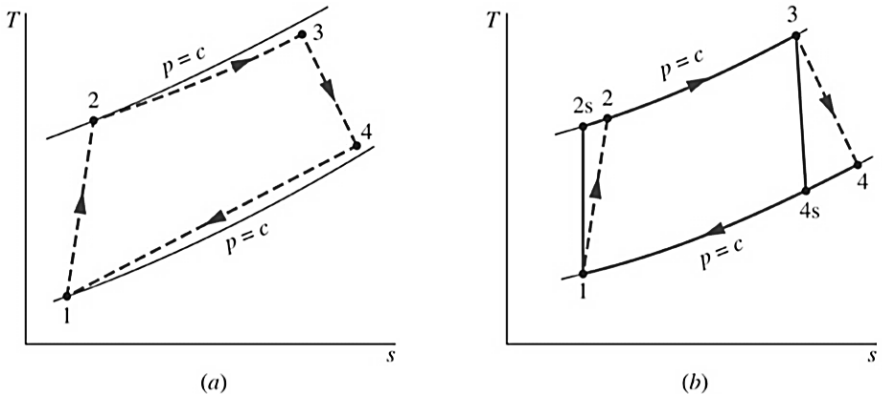
2.1.3 Os ciclos teórico e real das turbinas a gás

Conforme visto na seção 2.1, o ciclo Brayton teórico envolve duas transformações isoentrópicas e duas isobáricas sendo: a admissão do ar pelo compressor; a compressão isoentrópica do ar no compressor elevando sua pressão e temperatura; a combustão isobárica do ar misturado com o combustível na câmara de combustão elevando ainda mais a sua temperatura; a expansão isoentrópica dos gases a alta temperatura na turbina produzindo potência útil e potência para o acionamento do compressor, a exaustão isobárica dos gases cedendo calor ao ambiente.

Porém o ciclo teórico ou ideal não é possível na prática já que existem perdas energéticas em cada uma das quatro etapas. As duas transformações isoentrópicas citadas no ciclo teórico na realidade não existem, pois ocorrem transferências de calor do ar para a carcaça do compressor na compressão, bem como dos gases quentes para a carcaça da turbina na expansão (SANTOS, 2006).

Além disto, existem outras perdas, como o atrito que ocorre nos mancais e as perdas de carga inerentes ao movimento dos fluidos através da câmara de combustão, compressor e turbina. Estas irreversibilidades são ilustradas na Figura 4 (a). As perdas por transferência de calor do fluido de trabalho para as vizinhanças são bem mais significativas, e são representadas pelas linhas politrópicas tracejadas da Figura 4 (b).

Figura 4 - Efeitos da irreversibilidade (a) atrito (b) transferência de calor



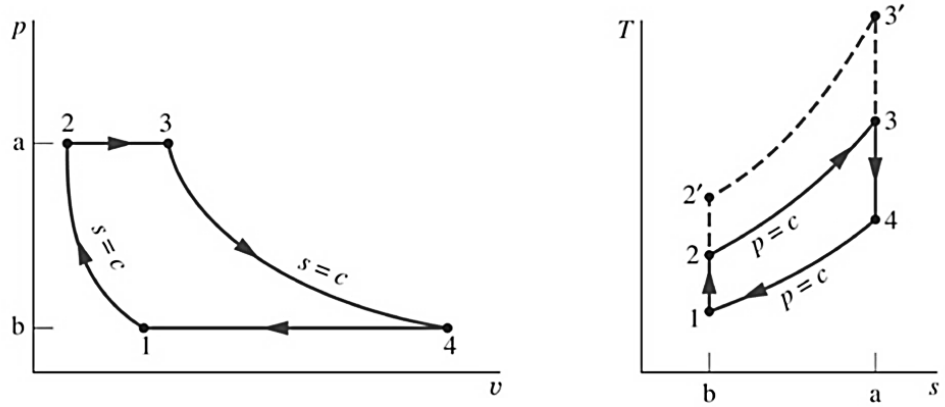
Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

As irreverssibilidades do ciclo real levam à queda da eficiência isentrópica e pelo fato do ciclo Brayton apresentar valores de razão de consumo de trabalho bastante elevados, valores de eficiência isentrópica menores que aproximadamente 60% podem resultar em trabalho líquido nulo, ou seja, todo trabalho produzido pela turbina é consumido pelo compressor (SONNTAG e BORGNAKKE, 2014).

2.1.4 Análise da relação de pressão

No ciclo Brayton a relação de pressão no compressor tem influência direta sobre a eficiência da máquina. Verificando-se o diagrama *T-s* da Figura 5, podem-se identificar duas linhas isobáricas contínuas sendo a linha 2-3, que representa o aporte de calor ou a combustão, e a linha 4-1, que representa a rejeição de calor ou exaustão. Existe outra isobárica tracejada neste diagrama que representa uma pressão de compressão maior. A área compreendida entre os pontos 2-3-a-b-2 representa a adição de calor por unidade de massa, e a área entre os pontos 4-1-b-a-4 representa o calor rejeitado, também por unidade de massa (MORAN e SHAPIRO, 2002).

Figura 5 - Ciclo de ar-padrão ideal Brayton



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

O enunciado de Kelvin-Planck da 2ª Lei da Termodinâmica fala sobre a eficiência de uma máquina térmica funcionando entre duas fontes térmicas, representado pela Equação (7), onde Q_C é o calor rejeitado na fonte fria, e Q_H é o calor adicionado da fonte quente. Analisando a Equação (8) percebe-se que elevando o valor da relação de pressão r_p no compressor aumenta a área que indica a quantidade de calor adicionado passando a ser compreendida pelos pontos 2′-3′-a-b-2′ do diagrama T-s da Figura 5. Como o calor rejeitado se mantém, a relação entre Q_C e Q_H diminui e assim a eficiência aumenta.

$$\eta = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \tag{7}$$

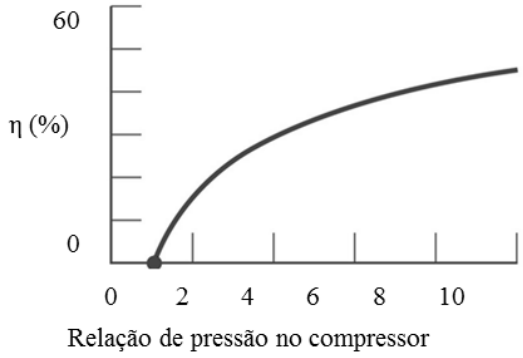
$$r_p = \frac{p_2}{p_1} \tag{8}$$

Na Equação (9) mostra-se a relação entre a eficiência do processo (η) e a relação de pressão (p_2/p_1), onde p_1 é a pressão na entrada do compressor e p_2 é a pressão na saída do compressor, considerando o valor da relação entre os calores específicos $k = c_p/c_v$, constante.

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \tag{9}$$

A Figura 6 traz o diagrama de eficiência do ciclo Brayton ideal considerando a hipótese de ar padrão e *k* = 1,4.

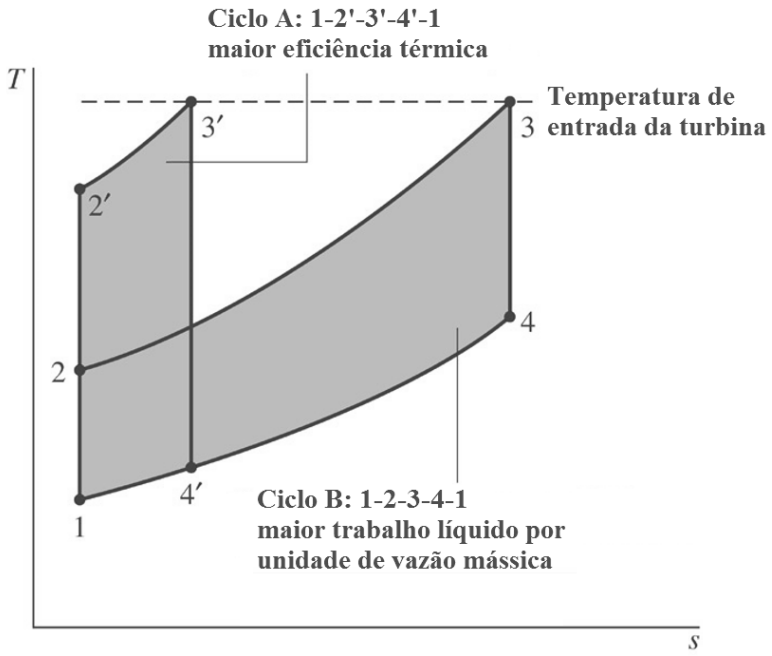
Figura 6- Eficiência térmica em função da relação de pressão (k=1,4)



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

Mas nem sempre a eficiência máxima de uma turbina a gás é o objetivo. No diagrama *T-s* da Figura, são ilustrados dois ciclos, A e B, com diferentes relações de pressão para a mesma temperatura de entrada na turbina. O ciclo A tem maior relação de pressão e, consequentemente, maior eficiência térmica. Porém, como pode ser visto no diagrama, o ciclo B possui uma área maior, indicando que o trabalho líquido produzido por unidade de massa é maior do que o do ciclo A. Para que o ciclo A produzisse o mesmo trabalho líquido que B a vazão mássica deveria ser maior, mas para se conseguir isto existe a necessidade de instalações maiores, o que nem sempre é possível (MORAN e SHAPIRO, 2002).

Figura 7 - Efeitos da razão de pressão no ciclo Brayton ideal

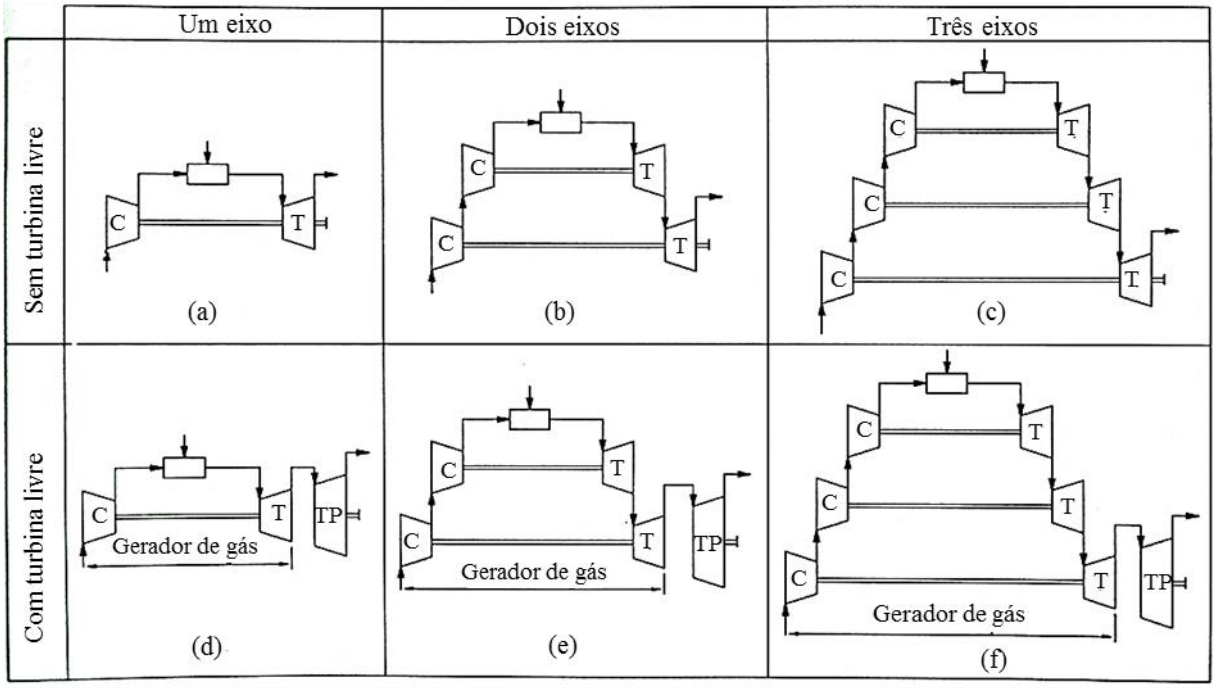


Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

2.2 CONFIGURAÇÕES DE TURBINAS A GÁS

As configurações das turbinas a gás podem variar desde simples acréscimos de compressores e turbinas adicionais, visando amenizar as perdas aerodinâmicas de compressão, até a utilização de *intercoolers*, que são resfriadores posicionados entre os compressores de baixa e alta pressão. Podem ser previstas também câmaras adicionais de combustão no ciclo com reaquecimento e trocadores de calor que utilizam os gases de saída da turbina para aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão em ciclos regenerativos. As configurações ainda podem variar com relação à quantidade de eixos, um dois ou três eixos, sendo que cada eixo tem solidário a si um compressor e uma turbina e cada conjunto opera com diferentes valores de pressão. Com isto, há um aumento na razão final de pressão, já que esta pode ser feita em etapas. Além disto, para algumas aplicações onde se quer uma operação estável em diferentes faixas de rotação, as turbinas a gás podem ter a chamada turbina livre, ou turbina de potência. Esta turbina não tem acoplada a si um compressor, como as turbinas do gerador de gás. O seu eixo é responsável por transmitir a potência e torque gerados pela máquina. A Figura 8 ilustra os diferentes tipos de configurações de turbinas a gás (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Figura 8 - Configurações do ciclo simples



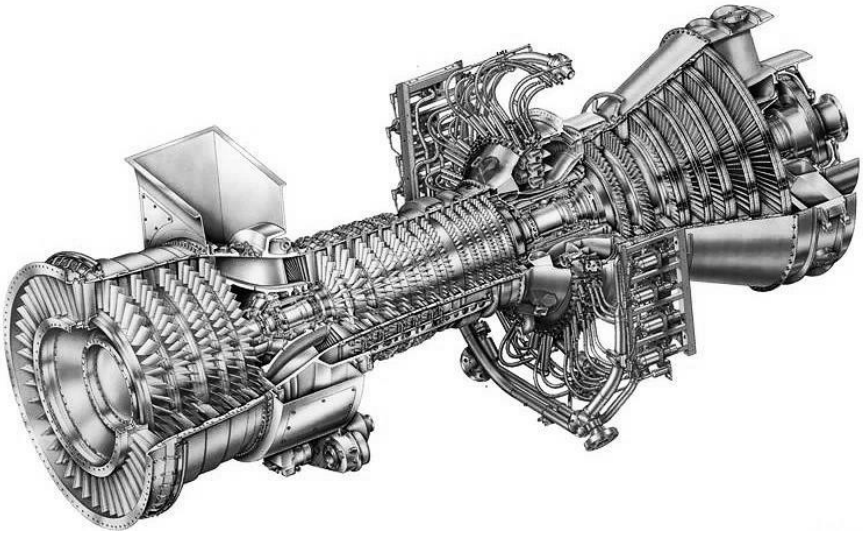
Fonte: Adaptado de Lora e Nascimento (2004)

2.3 TURBINAS INDUSTRIAIS

As turbinas industriais podem ser classificadas em dois grupos: aeroderivativas ou *heavy duty*.

As turbinas aeroderivativas são projetadas para utilização em aeronaves, podendo ser adaptadas para funcionar como turbinas estacionárias. Suas vantagens são a alta eficiência, confiabilidade, menores relações peso/potência e volume/potência. Além disto, têm a maior parte dos custos com seu projeto e desenvolvimento cobertos por orçamento militar. Um exemplo de turbina industrial aeroderivativa é a LM6000 da General Eletric, Figura 9**,** com potência de 40,7 MW e eficiência térmica de 42,3%. É uma turbina de ciclo simples com dois carretéis sendo um de baixa e outro de alta pressão, cada carretel é formado por um compressor, um eixo e uma turbina. O carretel de baixa pressão é responsável pela produção de potência (LORA e NASCIMENTO, 2004).

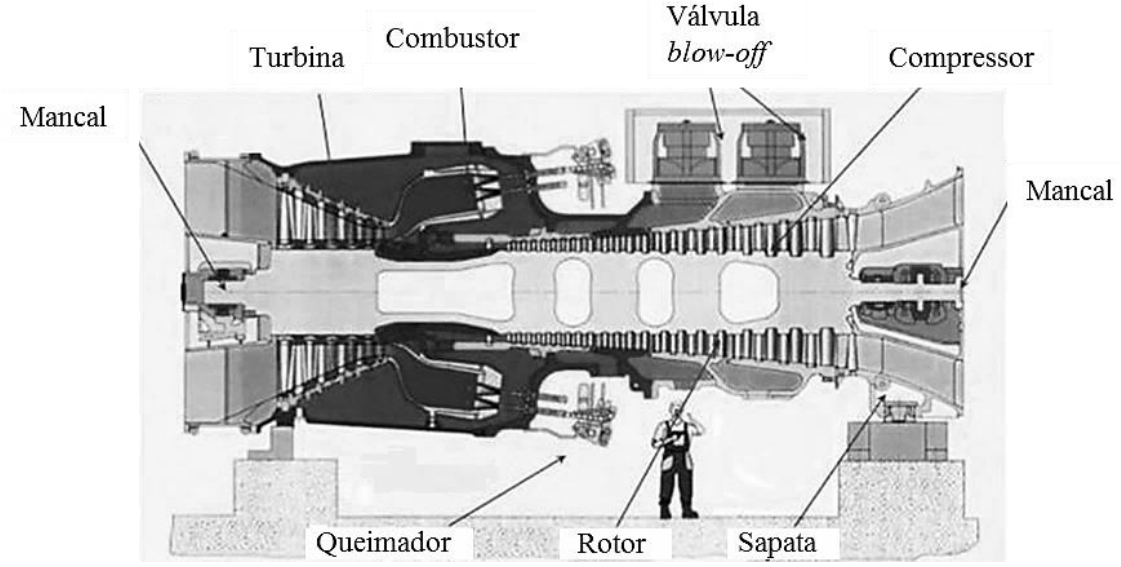
Figura 9 - Turbina a gás aeroderivativa LM6000 da General Eletric



Fonte: Adaptado de General Eletric (2013)

Existem também as turbinas a gás do tipo *heavy duty* que são máquinas projetadas exclusivamente para aplicação industrial, são altamente robustas e podem operar com uma gama variada de combustíveis. São de ciclo simples, normalmente dotadas de um único conjunto de compressor/eixo/turbina e uma câmara de combustão. Têm sua maior aplicação em centrais de geração de eletricidade. Um exemplo de turbina *heavy duty* é a GT13E, como mostra a Figura 10, fabricada pela ASEA BROWN BOVERI, com potência elétrica de 148 MW e eficiência térmica de 34,6%. É uma turbina de ciclo simples com um compressor, um eixo, uma turbina e uma câmara de combustão com múltiplos injetores (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Figura 10 - Turbina a gás *heavy duty* GT13E da Asea Brown Boveri

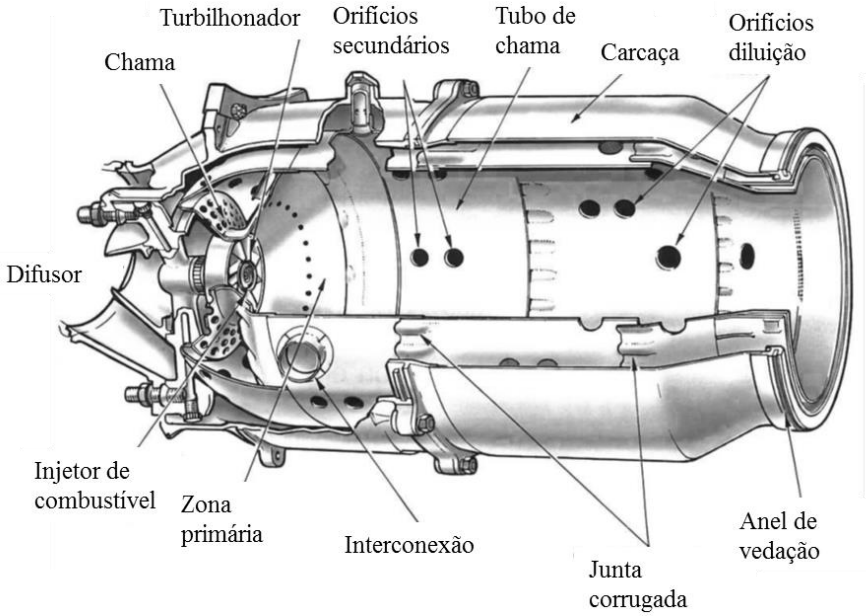


Fonte: Adaptado de Edwards Industrial Equipment Corp (s.d.)

2.4 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A finalidade da câmara de combustão, Figura 11, é prever a oxidação de uma pequena quantidade de combustível fornecida pelo injetor por meio de grande quantidade de ar que vem do compressor. A queima deve acontecer de forma suave e contínua proporcionando o suprimento de gás quente e em alta velocidade necessário para o funcionamento da turbina. Este processo deve acontecer com a mínima perda de carga. A quantidade de combustível a ser injetada vai depender da temperatura requerida para a produção de potência, porém sem atingir o limite de temperatura suportável pelo material das palhetas da turbina (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Figura 11 - Câmara de combustão

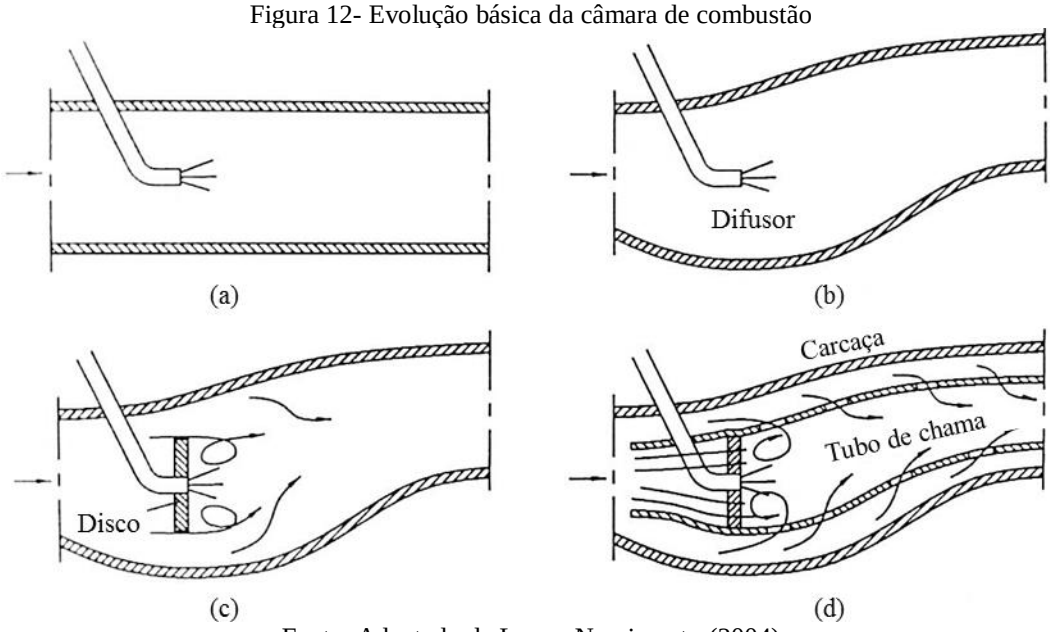


Fonte: Adaptado de Rolls-Royce (1996)

Segundo Lora e Nascimento (2004), o projeto da câmara de combustão deve ser adequado a todas as faixas de trabalho requeridas para a aplicação da turbina, onde a velocidade da corrente de ar na região de queima é fundamental para o bom funcionamento da máquina. Com velocidades muito altas fica difícil ocorrer a combustão completa da mistura. Na Figura 12 observa-se a evolução básica das câmaras de combustão. A Figura 12 (a) mostra uma câmara simples, onde o combustível é pulverizado diretamente no centro do duto, porém, como não existe aumento de área na seção da região de instalação do injetor, a velocidade da corrente de ar é semelhante àquela da saída do compressor, entre 150 e 200 m/s. Com esta velocidade torna-se impossível ocorrer a combustão, além disto, as perdas seriam muito

grandes. Na Figura 12 (b), com o acréscimo de um difusor a velocidade da corrente de ar na região de combustão diminui e então as perdas são amenizadas, mas a velocidade ainda é alta, ficando difícil a estabilização da combustão. Para resolver este problema, na Figura 12 (c), além do difusor, é introduzida uma placa plana antes do injetor causando um fluxo reverso na região de queima e criando uma região de baixa velocidade que favorece a combustão. Mas, este sistema ainda não é adequado uma vez que a razão entre ar e combustível necessária para o bom funcionamento da turbina a gás é da ordem de 50:1. Os limites de inflamabilidade de mistura ar/hidrocarbonetos, entretanto devem estar entre 0,6 e 0,8:1, então, na Figura 12 (d) é adicionado um tubo de chama com orifícios que permitem a dosagem de ar entrando na zona primária e mantendo uma boa relação ar/combustível para a manutenção da inflamabilidade. O restante do ar é adicionado na zona de diluição onde não ocorre combustão.

Figura 12- Evolução básica da câmara de combustão



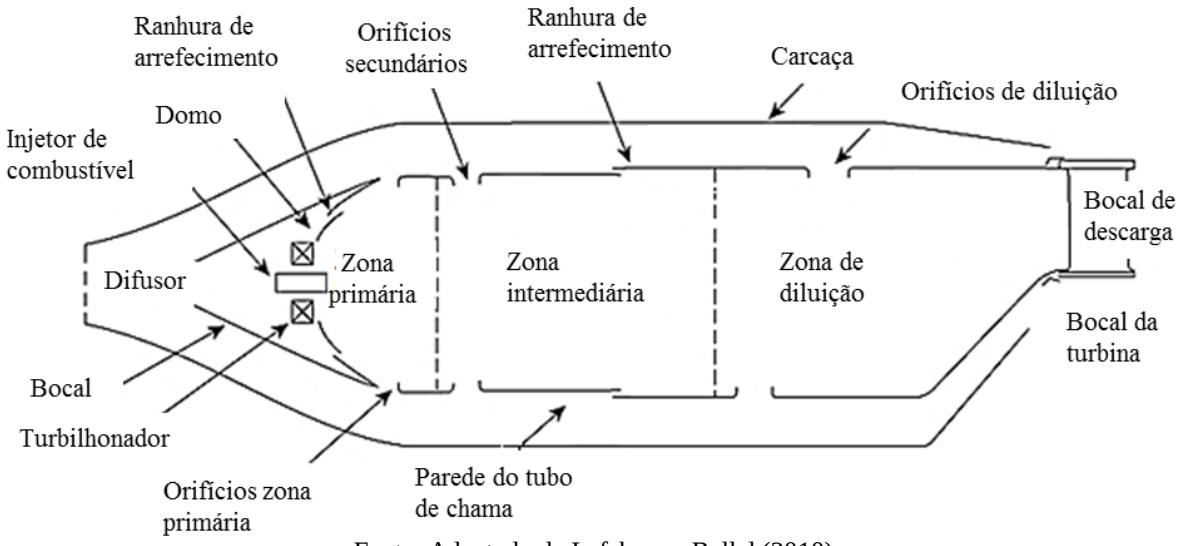
Fonte: Adaptado de Lora e Nascimento (2004)

2.4.1 Zonas da câmara de combustão

A câmara de combustão deve ter essencialmente duas ou três zonas, que são: primária, de diluição e em alguns casos intermediária. A zona primária tem a função de ancorar a chama e sustentá-la durante as mais variadas faixas de operação do motor. Para isto, é essencial que seja criado um fluxo recirculante e com velocidade mais baixa. A zona de diluição tem uma finalidade básica, que é admitir o ar que não passou pela zona primária e misturá-lo com os gases de combustão, resfriando-os parcialmente e assim deixando-os em condições de passar pela turbina. Em algumas câmaras de combustão, a inclusão de uma zona

intermediária é feita para que a diluição do ar com os gases da combustão seja feita de maneira gradual, e assim fazendo com que a diminuição da temperatura não seja tão brusca. Caso isto ocorra, há formação de uma grande quantidade de CO, que além de ser um poluente, causa muita queda na temperatura do gás, fazendo com que a máquina diminua sua eficiência. A zona intermediária é aplicável em câmaras de combustão que operem com temperaturas na zona primária acima de 2000K. Na Figura 13 são apresentadas as três zonas da câmara de combustão (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Figura 13 - Principais componentes de uma câmara de combustão convencional



Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

A queda de pressão em escoamento de fluidos é inevitável, e numa câmara de combustão o ar e os gases de combustão escoam a velocidades elevadas, causando assim condições propícias para grandes perdas de pressão. Conforme Lefebvre e Ballal (2010) existem dois tipos de perdas de carga na câmara de combustão (perda fria e perda quente), Equação (10), onde, Δp_{CC} indica a perda de carga total na câmara de combustão, obtida pela soma das perdas fria (Δp_f) e quente (Δp_q).

$$\Delta p_{CC} = \Delta p_f + \Delta p_q \tag{10}$$

A perda fria que acontece simplesmente pelo fluxo de ar através da câmara, que em motores modernos fica entre 2,5 e 5%.

Outro tipo de queda de pressão é conhecido como perda quente, Δp_q, que ocorre pelo fato de se estar adicionando calor ao fluxo de gás. Na Equação (11), que indica a perda quente, ρ é a massa específica do fluido, v é a velocidade do escoamento, T_2 e T_3 são

respectivamente as temperaturas de entrada e saída da câmara de combustão (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

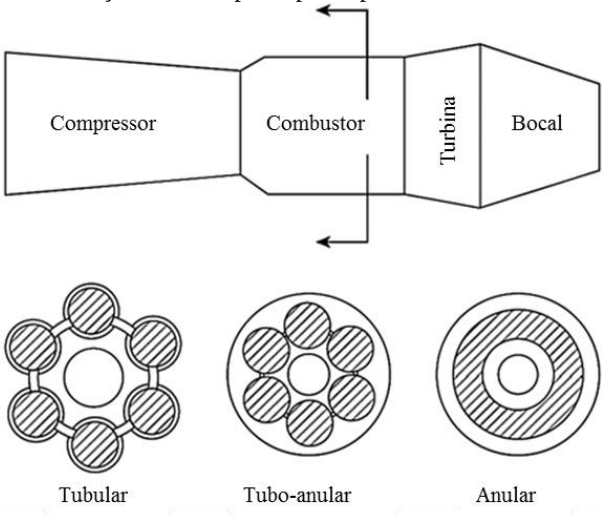
$$\Delta p_q = 0{,}5\rho v^2 \left[\frac{T_3}{T_2} - 1\right] \tag{11}$$

Obviamente, a perda quente será tanto maior, quanto maior for a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da CC, bem como aumentará com o quadrado da velocidade do escoamento. A massa específica, que aumenta com a pressão, relaciona a perda quente diretamente com a pressão de operação da CC.

2.4.2 Tipos de câmaras de combustão

Usualmente as câmaras de combustão podem ser de três tipos: tubulares, anulares ou tubo-anulares (Figura 14). As câmaras tubulares são muito resistentes a altas pressões, mais duráveis e de fácil manutenção, porém exigem mais espaço disponível para sua montagem no motor. Por possuírem estas características, são mais indicadas para o uso em turbinas a gás industriais. As câmaras anulares são indicadas em motores com relações de pressão não tão altas, pois não são tão resistentes à pressão quanto às câmaras tubulares. Apresentam como principais vantagens o fato de serem leves e ocuparem pouco espaço. As câmaras tubo-anulares começaram a ser mais utilizadas em função do aumento das relações de pressão dos motores. Combinam a resistência das câmaras tubulares com a compacidade das câmaras anulares (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Figura 14 - Ilustração dos três principais tipos de câmaras de combustão

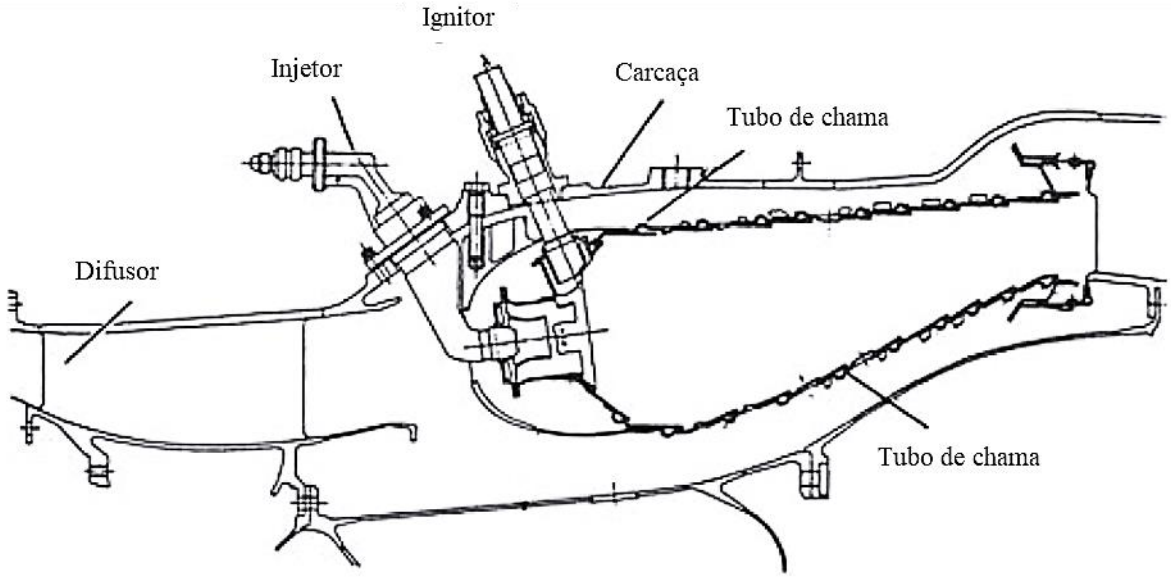


Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

2.4.3 Componentes da câmara de combustão

Os componentes básicos da câmara de combustão são a carcaça, que é o invólucro da câmara; o difusor que serve para diminuir a velocidade do fluxo e aumentar a pressão de ar na zona primária e assim facilitar o processo de combustão; o tubo de chama, que tem a função de abrigar o bico injetor de combustível e criar condições favoráveis à ignição e sustentação da combustão; o próprio bico injetor que faz a dosagem de combustível de forma vaporizada no interior da câmara; e o ignitor que dá início ao processo de combustão. Estes componentes básicos podem ser observados na Figura 15 (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

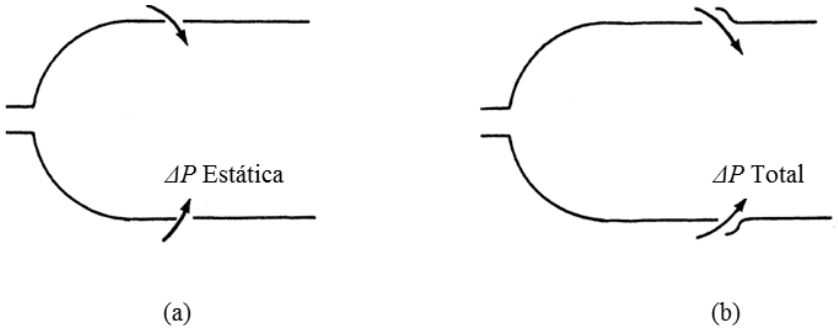
Figura 15 - Componentes básicos da câmara de combustão



Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

Pelo fato de abrigar a chama e direcionar os gases à alta temperatura até a turbina, o tubo de chama necessita de arrefecimento, haja vista que a temperatura da chama ultrapassa o limite de resistência térmica dos materiais geralmente utilizados. Os orifícios do tubo de chama servem tanto para a admissão gradual do ar que circula no espaço anular, quanto para criar um escoamento paralelo à parede interna do tubo. Conforme pode ser visualizado na Figura 16, dependendo das necessidades do projeto o direcionamento do ar pode ser feito de forma que a pressão estática ou a pressão total promovam o fluxo para o interior do tubo de chama (BOYCE, 2002).

Figura 16 - Orifícios do tubo de chama



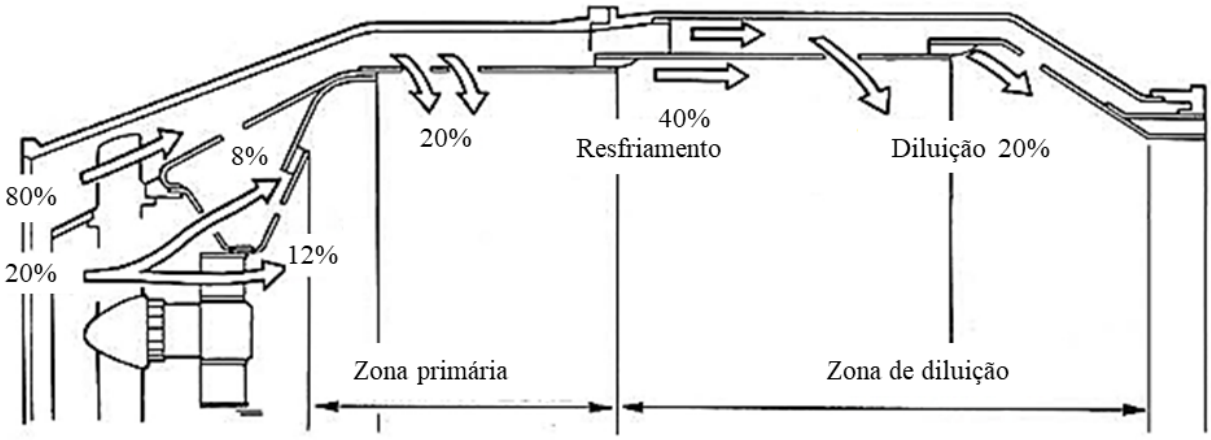
Fonte: Adaptado de Boyce (2002)

2.4.4 A reação de combustão

Basicamente, a combustão ocorre conforme descrito a seguir. O ar vem do compressor e entra na câmara de combustão com velocidade de aproximadamente 150 m/s. Para diminuir essa velocidade e aumentar a pressão, há um difusor na entrada da câmara de combustão. Ao passar pelo difusor a velocidade fluxo de ar cai para aproximadamente 25 m/s. Sem esta redução da velocidade não seria possível ocorrer a reação de combustão dos combustíveis comumente utilizados em turbinas a gás (ROLLS-ROYCE, 1996).

Nas condições típicas de operação a relação ar/combustível na câmara de combustão fica entre 45 e 130:1, mas para que ocorra a combustão do querosene, por exemplo, esta relação deve ser de aproximadamente 15:1 na reação estequiométrica. Portanto, a câmara de combustão é dividida em zonas (zona primária e zona de diluição). O volume de ar não participa integralmente do processo de combustão na zona primária. Ao longo da câmara, um dispositivo chamado de tubo de chama faz a dosagem de ar em cada zona. Como pode ser visto na Figura 17, apenas 20% do ar que vem do compressor é direcionado para a zona primária, o restante é desviado para o espaço anular entre a parede interna da câmara e o tubo de chama. Em seguida, outra fração de 20% adentra a zona primária pelos orifícios laterais do tubo de chama. Uma parcela de 40%, que serve para resfriamento da parede interna do tubo de chama, passa através do espaço anular formado pela diferença de diâmetro entre a zona primária e a zona de diluição do tubo de chama. E finalmente, na zona de diluição os 20% restantes são adicionados aos gases de combustão. Os gases de combustão chegam a temperaturas de aproximadamente 1800K e esta temperatura é demasiadamente alta para entrar na turbina, por isto, é feita uma dosagem gradual do ar aos gases de combustão (ROLLS-ROYCE, 1996).

Figura 17 - Repartição proporcional do fluxo de ar



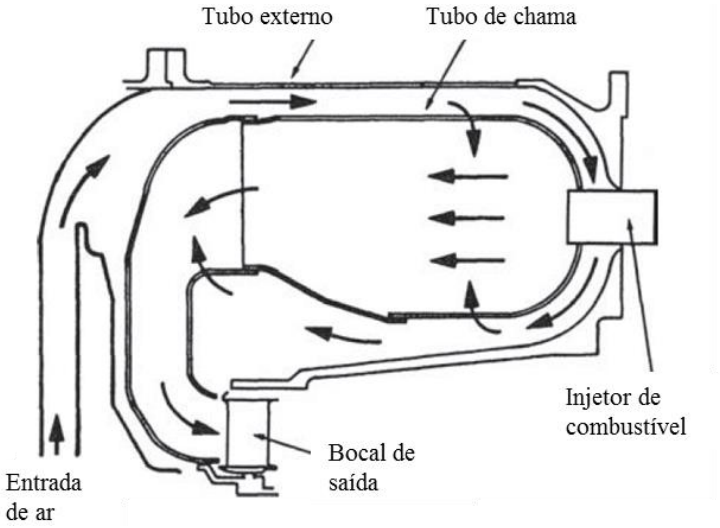
Fonte: Adaptado de Rolls-Royce (1996)

Em Boyce (2002), os percentuais são pouco diferentes, o autor sugere que apenas 18% do fluxo total seja direcionado para a zona primária e, outra parcela de 10%, a adentre lateralmente. Quanto ao percentual de fluxo na zona de diluição, o autor especifica que apenas os 72% restantes estão presentes neste fluxo, mas não há informação de quanto desta parcela serve para resfriamento e quanto serve exclusivamente para diluição.

2.4.5 Câmaras de combustão para microturbinas a gás

A Figura 18 apresenta o desenho esquemático de uma câmara de combustão, com fluxo inverso para microturbinas.

Figura 18 - Câmara de combustão com fluxo inverso

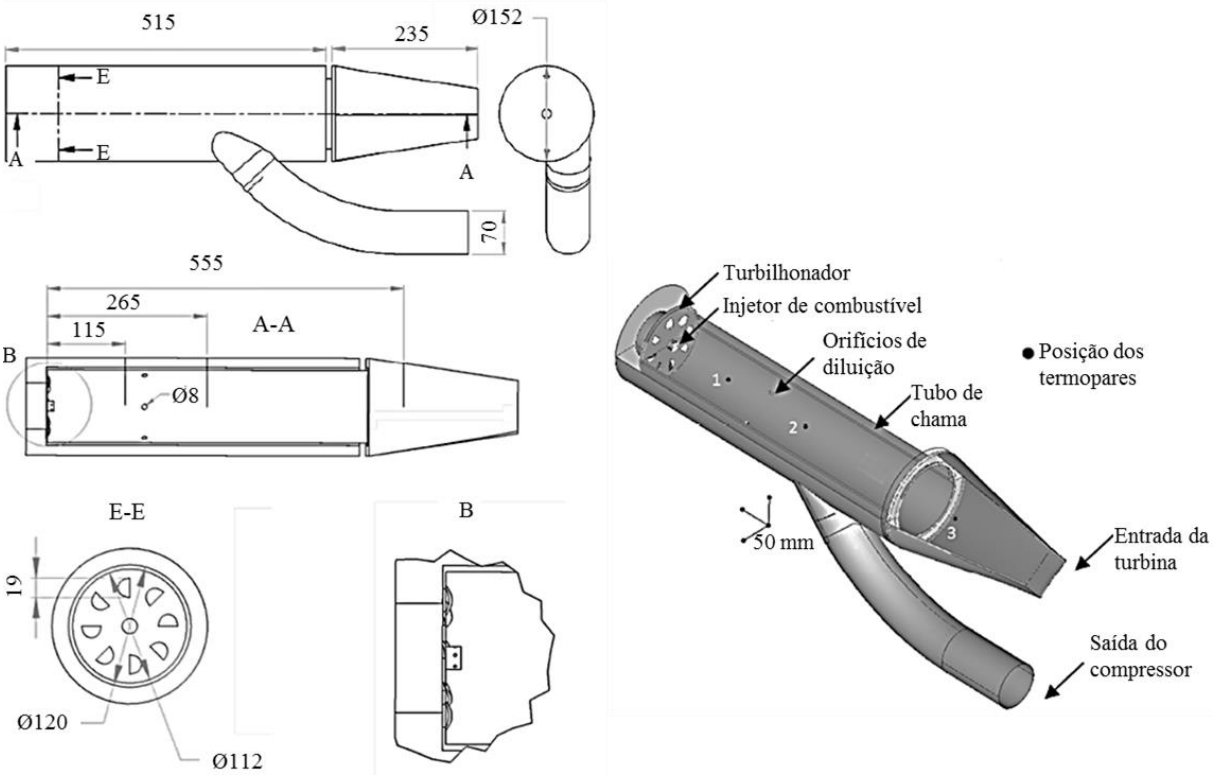


Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

Neste tipo de câmara de combustão a entrada de ar e a saída de gases são proximamente posicionadas, em função da alta velocidade angular dos eixos destes equipamentos, o que impediria a utilização de eixos longos. Como desvantagem, o desenho proposto pode oferecer maior perda de carga causada pelo fluxo de ar através dos orifícios do tubo de chama, em sentido oposto ao fluxo dos gases direcionados à turbina (LEFEBVRE e BALLAL, 2010).

Krieger *et al.* (2012) realizaram um estudo com o objetivo de caracterizar a chama no interior da câmara de combustão de uma turbina a gás. Os autores avaliaram câmaras de combustão de diferentes geometrias e perceberem que um modelo com fluxo reverso proporcionou melhores resultados, no que diz respeito à estabilidade da chama e arrefecimento do tubo de chama. As características geométricas da câmara de combustão são mostradas na Figura 19.

Figura 19 - Geometria da câmara de combustão de fluxo reverso



Fonte: Adaptado de Krieger *et al.* (2012)

Fukumasu (2006), Khodabandeh (2011) e Kumar e Rao (2013) utilizaram em seus trabalhos modelos de câmaras de combustão do tipo tubular, que não operam com fluxo reverso. Venson (2007) apresenta resultados satisfatórios em relação à operação de um modelo de câmara de combustão tubular acoplado a um turbocompressor automotivo. Mais detalhes sobre este trabalho são apresentados no item 2.9.1.

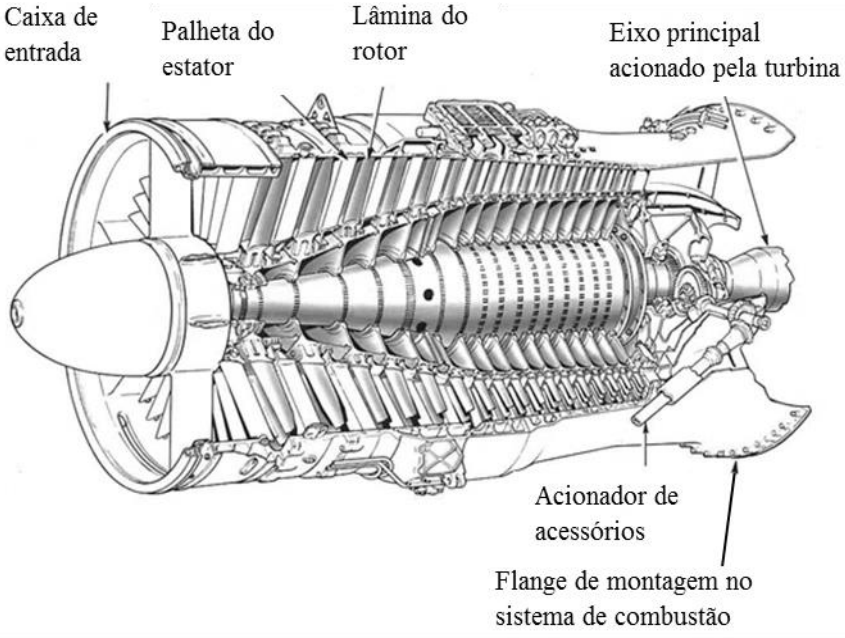
2.5 COMPRESSOR

Os compressores para turbinas a gás podem ser de fluxo axial (compressores axiais) ou de fluxo radial (compressores centrífugos). Compressores centrífugos são mais utilizados em plantas petroquímicas e propulsão de veículos, sendo mais adequados para pequenas turbinas a gás e operam bem em condições onde é desejável baixa vazão mássica, mas com altas relações de pressão (BOYCE, 2002).

2.5.1 Compressores axiais

São utilizados na maioria das turbinas a gás, principalmente em motores de aviões, pelo fato de apresentarem uma maior relação de vazão por área frontal. Apresentam valores ainda maiores de eficiência e menor consumo de combustível, quando operando com altas relações de pressão, se comparados com compressores centrífugos. A Figura 20 mostra a ilustração de um compressor axial (ROLLS-ROYCE, 1996).

Figura 20 - Compressor axial de carretel único



Fonte: Adaptado de Rolls-Royce (1996)

2.5.2 Compressores centrífugos

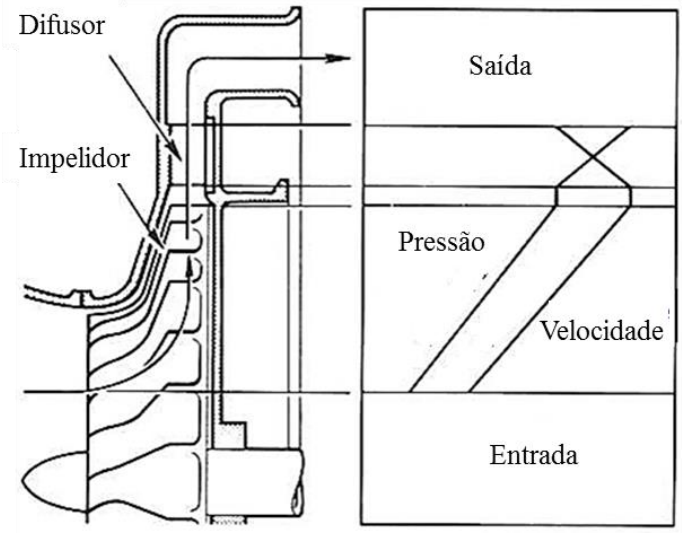
Apesar de apresentarem algumas desvantagens operacionais frente aos compressores axiais, os compressores centrífugos ainda são a melhor escolha para turbinas a gás de pequeno

porte, pois sua construção é bem mais simples, tornando-o economicamente mais atrativo para estas aplicações (ROLLS-ROYCE, 1996).

2.5.3 Funcionamento básico do compressor centrífugo

O funcionamento do compressor centrífugo pode ser compreendido pela Figura 21. O rotor é acionado pela turbina e efetua movimento rotatório com alta velocidade angular admitindo o ar pelo centro (nesta fase o fluxo é axial) e, por meio da ação centrífuga, acelera o fluido até a periferia adquirindo pressão. Ao sair do rotor, o ar entra na região difusora, onde são formadas regiões divergentes, convertendo a maior parte da energia cinética em energia de pressão. Normalmente os compressores centrífugos são projetados para que metade da conversão de energia cinética em energia de pressão seja feita no rotor e a outra metade no difusor (ROLLS-ROYCE, 1996).

Figura 21 - Variações de pressão e velocidade em um compressor centrífugo



Fonte: Adaptado de Rolls-Royce (1996)

2.6 TURBINAS

A turbina tem a função de movimentar o compressor e também produzir o trabalho líquido, no caso de motores em que se quer potência mecânica de eixo, ela faz isto extraindo energia do fluxo de gases quentes (cerca de 1700ºC), e em alta velocidade (em torno de 760 m/s), provenientes da câmara de combustão. As turbinas podem ser de fluxo radial ou fluxo axial, a determinação do tipo mais adequado para o projeto de uma turbina a gás vai depender

das características do escoamento do fluido de trabalho, como vazão e pressão (ROLLS-ROYCE, 1996).

2.6.1 Turbinas de fluxo axial

As turbinas de fluxo axial estão presentes na maioria das turbinas a gás, exceto nas unidades pequenas. Apresentam melhor eficiência, quando comparadas às turbinas de fluxo radial em praticamente todas as faixas de operação (BOYCE, 2002).

2.6.2 Turbinas de fluxo radial

As turbinas de fluxo radial são como compressores centrífugos com fluxo reverso. Seu projeto é semelhante à de uma turbina hidráulica Francis. Este tipo de turbina é utilizado em turbocompressores e em pequenas turbinas a gás que equipam helicópteros e máquinas estacionárias. Perante as turbinas axiais, as turbinas radiais apresentam vantagens: o trabalho produzido em um único estágio de uma turbina radial equivale ao trabalho produzido em vários estágios de uma turbina axial; e apesar de apresentarem menor eficiência, o seu custo é menor, tornando-a uma escolha atrativa para pequenos projetos (BOYCE, 2002).

2.7 TURBOCOMPRESSORES

São dispositivos rotativos, muito semelhantes a uma turbina a gás, que operam conforme o ciclo Brayton, sendo que se diferenciam das turbinas pela ausência da câmara de combustão. São utilizados para aumento da eficiência de motores alternativos, normalmente de ciclo diesel, onde atuam oferecendo sobre alimentação de ar ao motor, neste caso pode-se considerar um ciclo combinado DIESEL-BRAYTON. Turbocompressores também podem e vêm sendo utilizados cada vez mais em motores alternativos de ciclo OTTO (SANTOS, 2006).

As tentativas de desenvolvimento de um turbocompressor eficiente começaram no final do século XIX, com nomes como o de Rudolf Diesel, Lee Chadwick, Buchi e Auguste Rateau sendo que os trabalhos mais significativos foram os destes dois últimos. Primeiramente, os turbocompressores foram utilizados em aplicações aeronáuticas, já que, em grandes altitudes o ar é rarefeito e para manter a potência dos motores das aeronaves era necessário aumentar a pressão de admissão de ar. Já na segunda guerra mundial, muitos aviões utilizavam

turbocompressores em seus motores, depois dos anos 50, surgiram motores turbo alimentados para aplicação em locomotivas e embarcações (RACHE, 2004).

O turbocompressor opera promovendo o aproveitamento da alta energia contida nos gases de exaustão do motor para proporcionar o melhor enchimento dos cilindros. Os gases são direcionados para a turbina, fazendo o seu rotor girar. O rotor da turbina é solidário a um eixo, que por sua vez, movimenta o rotor do compressor, comprimindo o ar aspirado para dentro do motor. Isto faz aumentar a quantidade de ar disponível para a combustão, com o aumento da massa específica do ar. Como consequência, ocorre um aumento da eficiência do motor (RACHE, 2004).

2.8 A GERAÇÃO DISTRIBUÍDA DE ENERGIA ELÉTRICA

Segundo Carvalho *et al.* (2007) a geração distribuída pode ser definida como sendo qualquer unidade de geração de eletricidade de pequeno ou médio porte, localizada próximo aos consumidores, quer seja para alimentação de cargas isoladas ou conectadas à rede de distribuição.

A geração distribuída de energia apresenta benefícios às redes de transmissão e distribuição de energia elétrica, uma vez que a potência disponibilizada aos consumidores pode ser elevada, sem grandes investimentos em reforço das redes, desde as grandes centrais geradoras até os consumidores (parte da energia elétrica passa a ser produzida e distribuída em locais que só chegava via linhas de transmissão). Por outro lado, cuidados devem ser tomados, já que, com a inserção de unidades geradoras distribuídas conectadas à rede, passa a ter-se fluxo de energia bidirecional, e isto implica na necessidade de readequação de dispositivos de proteção e controle (CEMIG, 2012).

Os empecilhos ambientais impostos à construção de grandes hidrelétricas, as dificuldades financeiras que não favorecem os investimentos em linhas de transmissão, a necessidade de diversificação da matriz energética, entre outros fatores vêm evidenciando que a geração de energia elétrica de forma centralizada vem perdendo atratividade há alguns anos. Percebe-se como mais vantajosa a geração distribuída de energia e neste contexto um dos equipamentos mais promissores para utilização em unidades geradoras é a microturbina a gás (BONA e FILHO, 2004).

Carvalho *et al.* (2007) realizaram avaliações experimentais sobre a utilização de microturbinas a gás, microturbina a líquido orgânico, motores Stirling e células a combustível para geração termelétrica em pequena escala. No que diz respeito aos experimentos com

microturbinas a gás, foram estudadas dois exemplares do fabricante Capstone, sendo uma a diesel e outra a gás. Os autores relatam em seus resultados indícios de que as microturbinas respondem bem à demanda e apresentam bom desempenho, além disto, afirmam que as microturbinas a gás natural possuem melhor eficiência de combustão e são uma boa opção com relação ao aspecto ambiental.

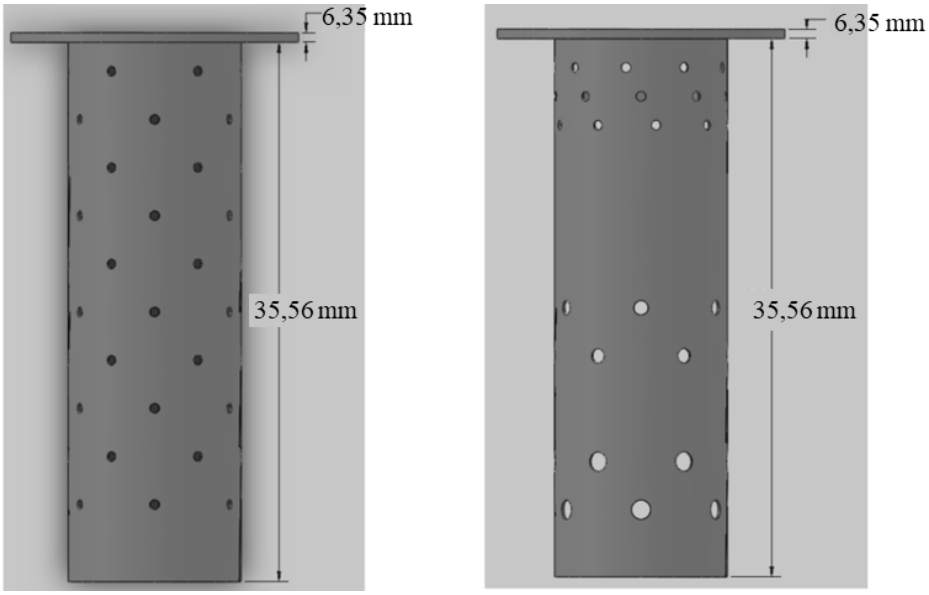
2.9 MICROTURBINAS A GÁS DERIVADAS DE TURBOCOMPRESSORES

O projeto e construção de uma turbina a gás, seja ela pequena ou grande, envolve inúmeras etapas em que são necessários estudos altamente aprofundados de assuntos diversos na área da engenharia mecânica, como por exemplo: mecânica dos fluidos, termodinâmica, mecânica dos sólidos, elementos de máquinas, projeto mecânico, desenho computacional, sistemas de lubrificação e arrefecimento, sistemas de injeção de combustível e ignição, etc. Uma turbina a gás é um conjunto de sistemas complexos que precisa de dedicação, conhecimento e principalmente muito tempo para ser desenvolvido.

Em muitos trabalhos de pesquisa envolvendo construção de microturbinas a gás, é feita a utilização de peças já projetadas por outros segmentos tecnológicos, adaptando-as ao projeto proposto, por exemplo, utilizar no projeto peças que podem facilmente ser encontradas já prontas no mercado atual. Turra (2006), Venson (2007) e Souza (2011), desenvolveram trabalhos em que são utilizados turbocompressores automotivos como bases para montagens de microturbinas a gás.

Thoma *et al.* (2010) utilizaram um turbocompressor Holset 351VGT para desenvolvimento de uma microturbina a gás. Os autores relatam que optaram pelo modelo da Holset por oferecer geometria variável das palhetas na turbina. Para projeto da câmara de combustão, foi avaliado o mapa de desempenho do compressor escolhido e baseando os cálculos no ponto de operação com eficiência de 76%, relação de pressão de 2:1 e fluxo mássico corrigido de 0,21 kg/s. No trabalho foram testados dois modelos de câmaras de combustão, sendo a diferença entre eles a distribuição dos orifícios do tubo de chama (Figura 22).

Figura 22 - Diferentes tubos de chama utilizados em experimentos



Fonte: Adaptado de Thoma *et al.* (2010)

Para o sistema de lubrificação, Thoma *et al.* (2010), utilizaram uma bomba de óleo e um radiador, ambos de aplicação automotiva, sendo que a pressão de óleo selecionada foi de aproximadamente 345 kPa. Para a alimentação foi utilizado gás propano e para o sistema de partida os autores utilizaram um soprador elétrico.

A primeira vista pode-se imaginar que a utilização de turbocompressores como base para desenvolvimento de turbinas a gás seria uma adaptação grosseira com pouca possibilidade de funcionamento ou durabilidade. Porém, este tipo de adaptação já aconteceu com sucesso, pois, conforme Lora e Nascimento (2004) e Boyce (2002), algumas empresas utilizaram projetos de turbinas de aviões, que foram desenvolvidas para operar em condições de temperatura e pressão muito diferentes do que nas condições atmosféricas em solo, para construção de turbinas industriais, as chamadas turbinas aeroderivativas.

2.9.1 Operação e ensaios de microturbinas derivadas de turbocompressores

Turra (2006) utilizou um turbo compressor Borg-Warner modelo K27.2 para construção de uma microturbina a gás. A câmara de combustão do tipo tubular foi projetada, construída e ensaiada. O autor relatou que a câmara de combustão apresentou resultados relativamente satisfatórios, no que diz respeito à estabilidade da chama, mas não excluiu a possibilidade de modificações no projeto para atenuação da perda de carga. Em seu experimento, não foi possível atingir regime de marcha. O autor concluiu que um dos motivos que levaram a falta de sucesso na tentativa de atingir a operação da máquina foi a dissipação de energia mecânica

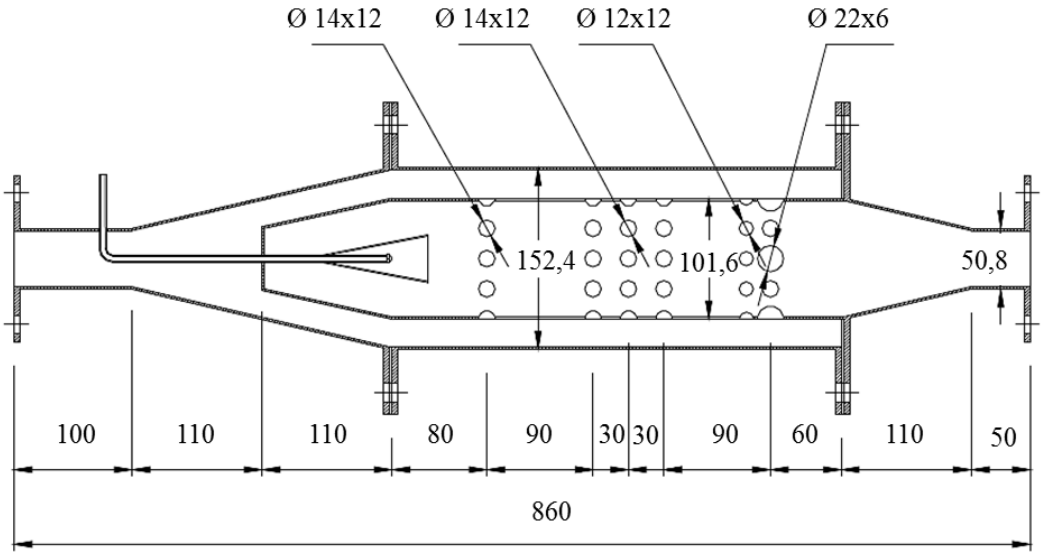
nos mancais causada por atrito viscoso do sistema de lubrificação. Tal conclusão é justificada pelo fato de que com pressões menores de lubrificação o turbocompressor desenvolvia maior velocidade angular. Os ventiladores utilizados no experimento para partida da microturbina também não eram adequados para tal função.

Souza (2011) realizou o projeto de uma microturbina a gás em que utilizou um rotor de compressor T04B-S3 e um rotor de turbina de GT-35, ambos da marca Garrett. O autor concluiu que, pelo fato de não ter feito ensaios práticos, tampouco simulações utilizando softwares CFD não foi possível validar os resultados obtidos por cálculos empíricos.

Batista (2006) realizou ensaios a baixas vazões mássicas em uma câmara de combustão, utilizando um ventilador para fornecimento de ar. Nestas condições, o autor conseguiu avaliar a eficiência da câmara de combustão, mas não pode garantir que em condições reais de operação, com fluxo mássico real, a câmara de combustão apresentaria bom desempenho.

Venson (2007) desenvolveu um banco de ensaios para turbocompressores. Em seu trabalho, projetou e construiu uma turbina a gás derivada de turbocompressor, incorporando instrumentação dedicada à avaliação dos parâmetros de turbocompressores. O autor obteve sucesso no funcionamento e operação estável do conjunto. Para a partida, utilizou um compressor radial de 7,5 kW de potência, pressão nominal de 28,7 kPa e vazão nominal de 7,4 Nm³/min. O turbocompressor utilizado no ensaio foi um MP-O4B da Master Power, que normalmente equipa caminhões e utilitários com potência não superior a 200 kW. A câmara de combustão foi do tipo tubular confeccionada em aço inoxidável AISI 304 e dimensões apresentadas na Figura 23.

Figura 23 - Câmara de combustão para banco de ensaios em turbocompressores (mm)



Fonte: Adaptado de Venson (2007)

O autor relatou a necessidade de fazer alterações em sua proposta inicial de câmara de combustão, após realizar simulações computacionais, entretanto, diagramas de escoamento na câmara de combustão não são apresentados no trabalho.

2.9.2 Simulações computacionais em câmaras de combustão

Com a utilização de turbocompressores como base do projeto, a dedicação principal no trabalho volta-se para o desenvolvimento da CC, sendo este um enfoque importante do trabalho.

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é utilizada em engenharia para avaliação de escoamento de fluidos empregando computadores. Atualmente, muitos engenheiros utilizam CFD junto com análises experimentais, sendo que as duas técnicas se complementam. Algumas propriedades globais como a pressão, por exemplo, podem ser obtidas experimentalmente e o uso do CFD permite a avaliação de detalhes sobre o campo de escoamento. Além disto, a avaliação experimental pode ser utilizada para validação de resultados obtidos via CFD. No atual desenvolvimento a análise computacional pode resolver com facilidade escoamentos laminares, já para situações que envolvam turbulência é necessário adotar modelos de turbulência adequados. Uma solução em CFD é resultado da resolução de algumas equações diferenciais (equações de movimento). Para um caso simples de escoamento laminar, em regime permanente de um fluido viscoso, newtoniano incompressível e sem efeitos de superfície livre as equações são a equação da continuidade e a equação de Navier-Stokes, respectivamente Equações (12) e (13).

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \tag{12}$$

$$\left(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}\right)\vec{v} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \bar{\nu}\nabla^2\vec{v} \tag{13}$$

onde $\vec{\nabla}$ é o operador gradiente, $\vec{v}$ é a velocidade do fluido, ρ é sua densidade, $\bar{\nu}$ é sua viscosidade cinemática, P' é a pressão modificada. Para escoamentos que envolvam conversão de energia ou transferência de calor, outra equação de transporte deve ser adicionada, ou seja, a equação da energia. Além das equações de transporte e das condições de contorno, de uma maneira geral, a exatidão de um resultado CFD depende também do refinamento de malha e do modelo de turbulência adotado. A definição da malha adequada

para a simulação é de fundamental importância para a validação dos resultados obtidos via CFD, entretanto, quanto mais refinada a malha mais capacidade de processamento computacional é necessário. Uma maneira de verificar o refinamento de malha é fazendo o teste de independência da malha, que consiste em ir aumentando o número de células nas três dimensões até que os resultados não variem mais de uma malha para a outra. Para escoamentos turbulentos surge a necessidade de se escolher um modelo de turbulência que represente com boa aproximação as características físicas do escoamento. Não existe um modelo de turbulência universal e os resultados de uma avaliação CFD não podem ser considerados válidos se o modelo de turbulência utilizado não representar fisicamente o escoamento estudado (ÇENGEL e CIMBALA, 2015).

Foram pesquisados alguns trabalhos envolvendo simulação CFD em câmaras de combustão para microturbinas a gás. Alencar (2006) desenvolveu um trabalho numérico sobre a aerodinâmica de câmaras de combustão para microturbinas a gás. No estudo, o autor realiza e avalia simulações de escoamento e combustão em um modelo tridimensional de CC tipo anular, baseado em uma CC da turbina a gás T.62T-32 da Solar Turbines. No trabalho são apresentados estudos de três modelos de turbulência para a simulação de escoamento, onde são avaliados os perfis de velocidade e distribuição de pressão. Avaliações térmicas também foram feitas com base em simulações computacionais.

Rodrigues e Nascimento (2009) também realizaram avaliações termofluidodinâmicas num modelo de CC da mesma turbina, T.62T-32 da Solar Turbines. No artigo são avaliados os perfis de velocidade, evidenciando, através de vetores, a ocorrência de maior velocidade nas proximidades das paredes internas da CC, o que favorece o arrefecimento dos materiais que compõem a mesma. Outra análise interessante do trabalho é a distribuição de combustível, em que os autores relatam que a maior parte do combustível é oxidada na região adequada e com isto, tem condições de ser dissociada até a saída da CC. A zona de recirculação avaliada no trabalho, região de ancoragem da chama, ocorre entre o injetor de combustível e os orifícios de diluição.

Dias, Nascimento e Rodrigues (2014) avaliaram a velocidade de escoamento, distribuição de temperatura, fração em massa de combustível e fração em massa de óxido de nitrogênio (NO), em modelos de câmaras de combustão com diferentes valores de área de referência. Com isto, os autores avaliaram um modelo tridimensional obtido a partir de um roteiro de cálculos proposto em literatura. Este modelo apresentou condições pouco favoráveis para sustentação de chama. Foram relatados valores de velocidade altos no interior do tubo de chama e temperaturas altas até a saída da CC. Em comparação ao modelo obtido

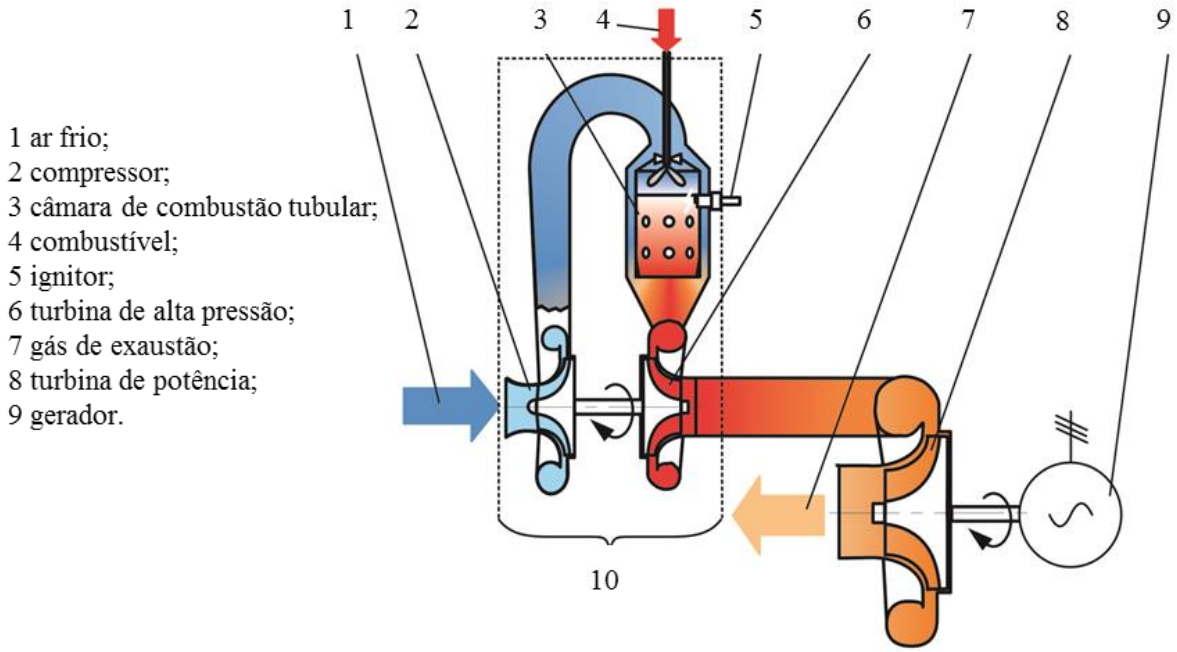
por cálculos, foram realizados ensaios em um modelo de CC baseado na câmara de uma turbina T.62T-32 da Solar Turbines. Neste equipamento a área de referência apresenta valores bem superiores aos do modelo anteriormente mencionado. Nos resultados dos autores é relatado que a velocidade mais baixa ocasionada pelo aumento da área de referência oferece melhores condições para ancoragem da chama, além de proporcionar melhor distribuição de combustível, fazendo com que a temperatura na saída da CC seja diminuída, além de menor geração de NO e aumento da eficiência térmica do equipamento.

Rodrigues (2009), projetou, a partir do escalonamento da CC da turbina a gás T.62T-32 da Solar Turbines, uma câmara de combustão para uma turbina a gás de 600 kW. O trabalho apresenta avaliações dos parâmetros térmicos e aerodinâmicos. O modelo de turbulência utilizado pela autora foi validado em uma CC desenvolvida e avaliada pelo *Israel Institute of Technology*, 2003. Em suas avaliações, Rodrigues (2009) conclui que o modelo de turbulência SST foi mais adequado à simulação, pois apresentou resultados mais próximos do esperado do que outros dois modelos, *k-ε* e RNG (*Re-Normalization Group*) *k-ε*. A validação do modelo de combustão foi feita em uma CC de uma turbina de ciclo simples, modelo T200D, da empresa Didacta/Itália. Os modelos de combustão testados foram o EDM (*Eddy Dissipation Moldel*) e o *Finite Rate Chemistry*, sendo o primeiro avaliado como o mais adequado, por aproximar-se mais dos dados obtidos experimentalmente.

2.10 CONFIGURAÇÕES DE MICROTURBINAS A GÁS

Os trabalhos de Turra (2006) e Venson (2007) apresentam configurações de turbina a gás compostas por um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina, ou seja, configurações com um eixo e sem turbina de potência. Neste tipo de configuração existe a possibilidade de implementação de um recuperador de calor, como proposto por Kiaee, Tousi e Toudefallah (2015), entretanto, não é possível a utilização de *intercoolers*, tampouco reaquecimento. A bancada didática ET 794 da Gunt Hamburg, Figura 24, apresenta uma configuração com um eixo no gerador de gás e uma turbina de potência.

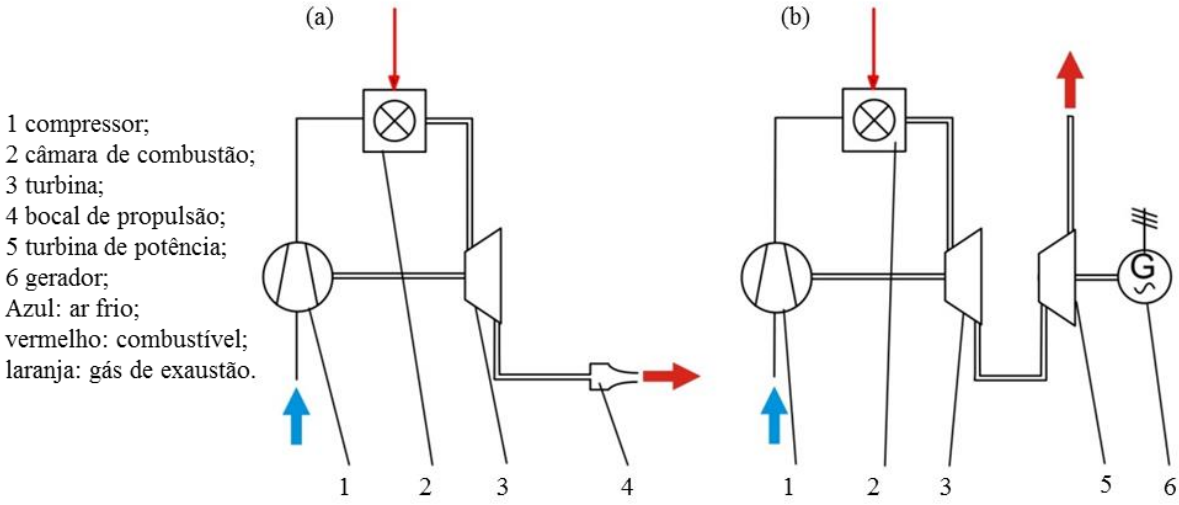
Figura 24 - Bancada didática Gunt Hamburg ET 794



Fonte: Adaptado de G.U.N.T. Gerätebau Gmbh (2005)

O modelo ET 792, do mesmo fabricante, Figura 25, apresenta a possibilidade de operação com ou sem turbina de potência, sendo a primeira configuração como um propulsor e a segunda um gerador.

Figura 25 - Bancada didática Gunt Hamburg ET 792

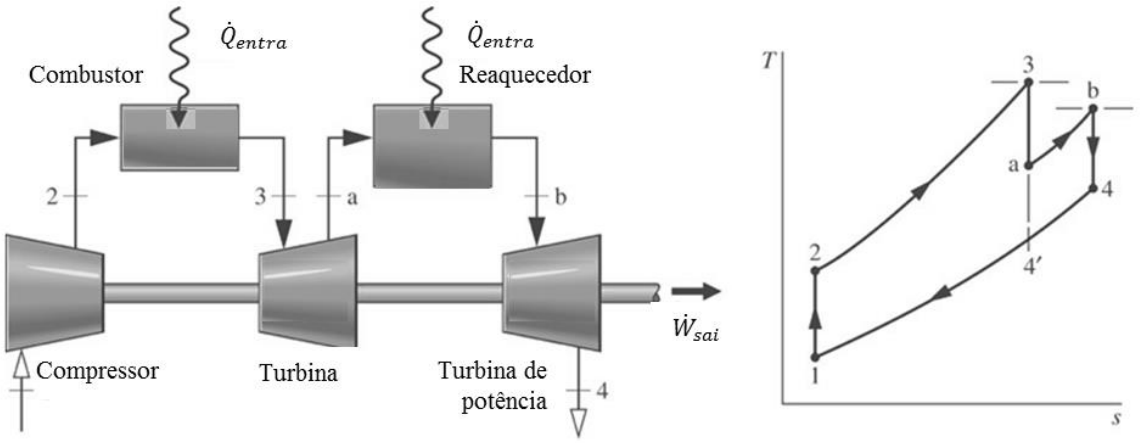


Fonte: Adaptado de G.U.N.T. Gerätebau Gmbh (2005)

Uma configuração que possui turbina de potência pode ser incrementada com reaquecedor, que consiste na utilização de uma CC adicional entre a turbina do gerador de gás e a turbina de potência. O reaquecimento é um dos meios de aumento de eficiência do ciclo

Brayton. A diminuição da temperatura causada pela passagem do gás pela primeira turbina é recuperada antes de passar para a segunda turbina (Figura 26).

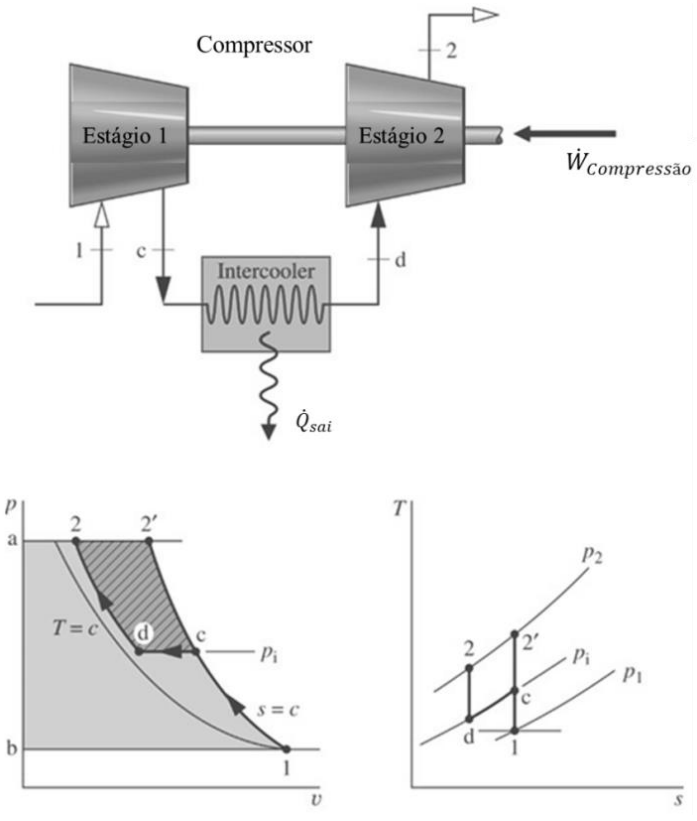
Figura 26 - Ciclo Brayton com reaquecimento



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

Outra forma de aumentar a eficiência do ciclo é a utilização de *intercoolers* (Figura 27). Porém, este equipamento só é possível em uma configuração que conte com no mínimo dois compressores ou dois estágios de compressão.

Figura 27 - Compressores com *intercooler*

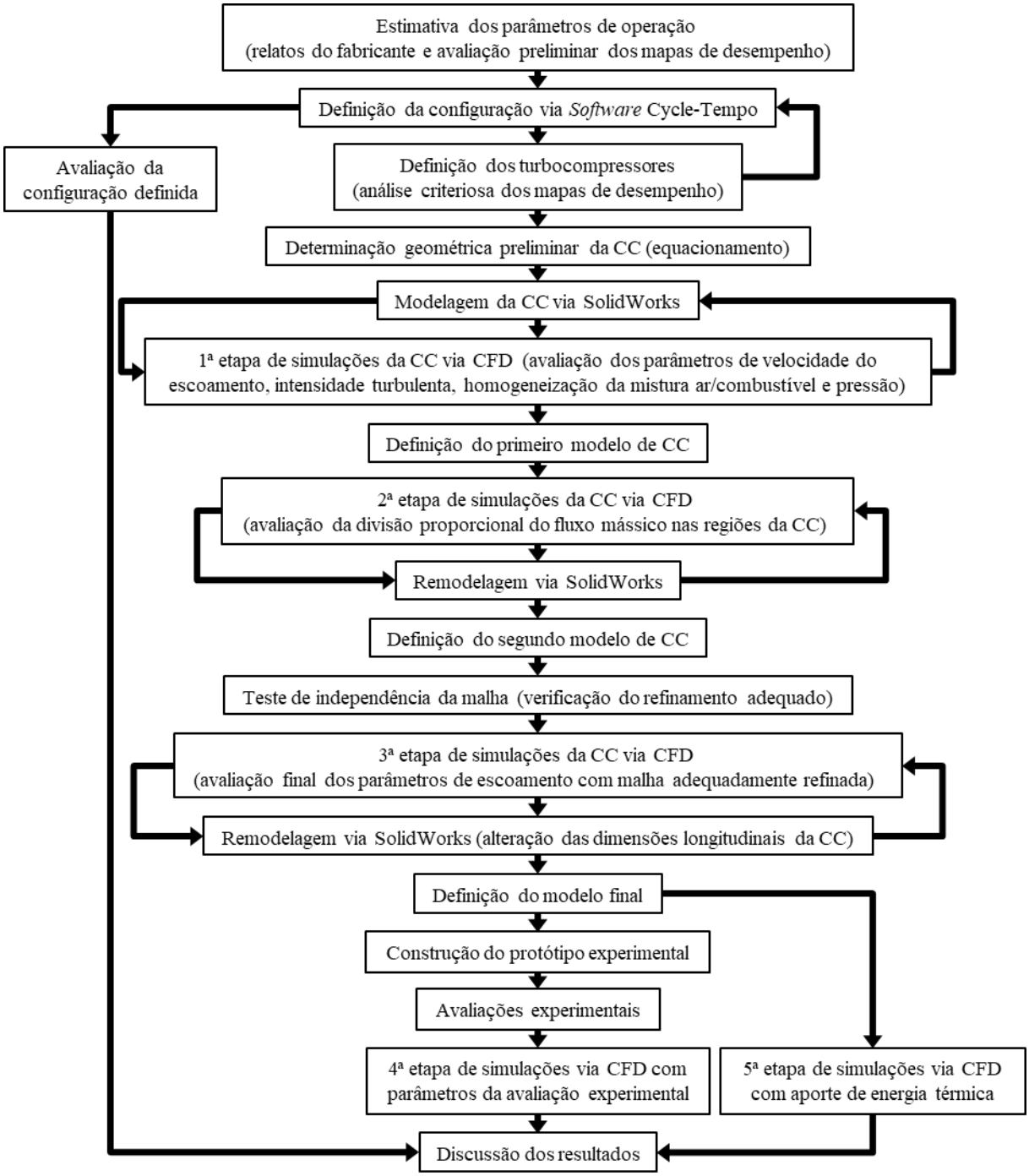


Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2002)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente estudo busca a determinação de uma configuração de MTG derivada de turbocompressores veiculares e, a partir desta definição, especificar equipamentos comercialmente disponíveis. O fluxograma da Figura 28 mostra as etapas do desenvolvimento do trabalho.

Figura 28 - Fluxograma de desenvolvimento do trabalho



Fonte: O autor (2017)

A definição dos turbocompressores que compuseram o esquema de estudo é feita a partir da avaliação dos dados característicos obtidos nos mapas de desempenho destes equipamentos. Com base nestes dados e a partir de equacionamentos básicos foi desenvolvida uma proposta de modelo de CC. A avaliação do modelo quanto às características de escoamento, como: velocidade, vazão, turbulência e pressão foram realizadas através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). As simulações serviram para avaliar as perdas frias, não envolvendo combustão. Estes ensaios serviram para fornecer indicativos de necessidades de alterações geométricas no modelo antes da construção de um protótipo, principalmente quanto à divisão proporcional do fluxo mássico de ar em cada zona ou seção da CC. Foi construído um protótipo para verificação dos resultados obtidos por CFD, via ensaios experimentais de escoamento a frio.

3.1 AVALIAÇÃO DAS POSSÍVEIS CONFIGURAÇÕES DA MTG

Para avaliar as possíveis configurações da MTG derivada de turbocompressores veiculares, quanto às variações na eficiência térmica (nas avaliações a eficiência do gerador hipotético será contabilizada dentro da eficiência térmica) e potência (potência elétrica disponível no gerador hipotético), foram realizadas diversas simulações no *software* Cycle-Tempo.

3.1.1 O *software* Cycle-Tempo

O Cycle-Tempo é um *software* comercial, desenvolvido pela Delft University of Technology, que oferece licenças permanentes ou temporárias para pesquisadores estudantes e empresas. Versões gratuitas de avaliação são concedidas por prazo determinado. O programa é destinado à modelagem termodinâmica e otimização de sistemas para a produção de eletricidade, calor e refrigeração. O Cycle-Tempo contém um grande número de modelos para equipamentos termo-fluido-dinâmicos e correntes de fluxo, com os quais o usuário pode estabelecer o modelo de sistema desejado. O *software* possui uma interface gráfica que permite a configuração diretamente na tela de simulação. A partir das configurações é possível alterar os valores de pressão, temperatura e composição de fluidos de trabalho. Depois de definidas as configurações, os cálculos podem ser rapidamente realizados a partir de um único comando. Caso ocorra algum erro na simulação é exibida uma janela com as informações relativas às falhas. A partir de equações termodinâmicas, o Cycle-Tempo, via

cálculo numérico, busca determinar o valor do fluxo de massa e parâmetros de energia do sistema. O programa processa automaticamente os resultados do cálculo para avaliação detalhada das propriedades do sistema modelado, fornecendo parâmetros de energia e exergia. Os resultados podem ser visualizados em tabelas e diagramas (Cycle-Tempo Introduction).

3.1.2 As configurações analisadas

Com o Cycle-Tempo foram realizadas simulações de dez diferentes configurações de microturbinas. As variações nas configurações vão desde a alteração no número de compressores e turbinas, até a inclusão de *intercoolers*, recuperadores de calor e reaquecedores. O Quadro 1 apresenta as denominações criadas para as configurações avaliadas e as suas respectivas características. Todas as simulações são apresentadas no Apêndice A e os resultados são discutidos na seção 4.1.

Quadro 1 - Denominação das configurações de MTG

Denominação	Características
1C1T	Apenas um compressor e uma turbina
1C2T	Um compressor e uma turbina formando o gerador de gás e uma turbina de potência
1C2T-RC	Um compressor e uma turbina formando o gerador de gás, uma turbina de potência e recuperador de calor
1C2T-RA	Um compressor e uma turbina formando o gerador de gás, uma turbina de potência e uma etapa de reaquecimento
1C2T-RC.RA	Um compressor e uma turbina formando o gerador de gás, uma turbina de potência, recuperador de calor e uma etapa de reaquecimento
2C3T	Dois compressores e duas turbinas formando o gerador de gás e uma turbina de potência
2C3T-I	Dois compressores e duas turbinas formando o gerador de gás, uma turbina de potência e intercooler
2C3T-I.RC	Dois compressores e duas turbinas formando o gerador de gás, uma turbina de potência, intercooler e recuperador de calor
2C3T-I.RC.RA	Dois compressores e duas turbinas formando o gerador de gás, uma turbina de potência, intercooler, recuperador de calor e uma etapa de reaquecimento
2C3T-I.RC.RA.RA	Dois compressores e duas turbinas formando o gerador de gás, uma turbina de potência, intercooler, recuperador de calor e duas etapas de reaquecimento

Fonte: O autor (2017)

Todas as simulações foram realizadas com os mesmos parâmetros de entrada. Os valores limites de pressão na saída do compressor e temperatura na entrada da turbina foram estabelecidos com base nos relatos do fabricante dos turbocompressores, ou seja, a Master Power, empresa localizada na cidade de São Marcos/RS. Os valores de eficiência isentrópicas dos compressores e turbinas foram estimados a partir da consulta dos mapas de desempenho

dos equipamentos. Para realização dessas simulações, ainda não haviam sido definidos os equipamentos para compor a máquina térmica, por este motivo, tratam-se de valores médios dos equipamentos consultados, e foram utilizados para estabelecer um padrão para todas as simulações, e assim possibilitar a comparação das diferentes configurações. A Tabela 1 mostra os dados de entrada comuns a todas as configurações.

Tabela 1 - Dados de entrada nas simulações

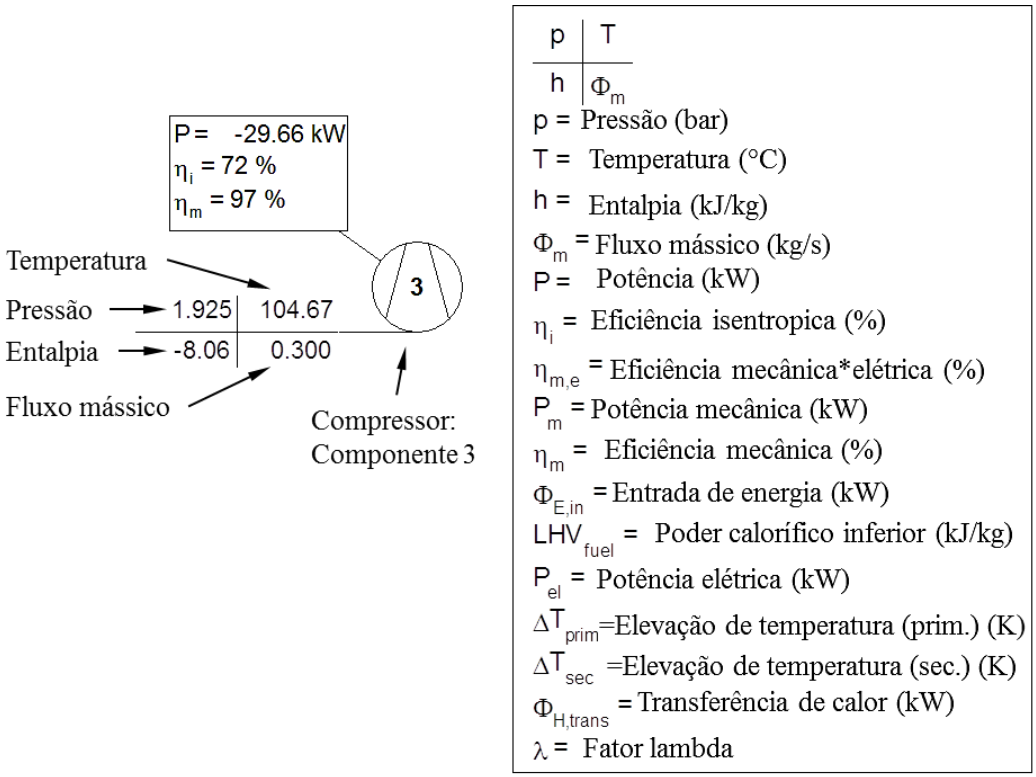
Dado	Simbolo	Valor	Unidade
Fluxo mássico de ar	Φ_m	0,3	kg/s
Pressão de entrada do compressor 1 (C1)	p	1,01325	bar
Temperatura de entrada do compressor 1 (C1)	T	25	°C
Pressão de entrada da CC	p	3,45	bar
Temperatura de saída da CC e reaquecedores 1 e 2 (RA1 e RA2)	T	700	°C
Poder calorífico inferior do combustível	LHV_{fuel}	47228,8	kJ/kg
Temperatura saída combustível	T	20	°C
Eficiência isentrópica dos compressores	η_i	74	%
Eficiência isentrópica das turbinas	η_i	67	%
Eficiência mecânica dos compressores e turbinas	η_m	97	%
Eficiência mecânica x elétrica do gerador	$\eta_{e,m}$	95	%

Fonte: O autor (2017)

O combustível utilizado nas simulações foi o gás natural (GN) boliviano que, segundo relatórios de fornecimento da empresa Transportadora Brasileira Gasoduto Brasil-Bolívia S.A., apresenta os seguintes valores em percentual molar: 89,51% de CH_4; 5,96% de C_2H_6; 1,55% de C_3H_8; 1,43% de CO_2; 0,85% de C_4H_{10} e 0,70% de N_2. O Poder calorífico inferior (LHV_{fuel}) calculado pelo Cycle-Tempo é de 47228,8 kJ/kg.

A partir da avaliação dos resultados das simulações das possíveis configurações de microturbinas apresentados na seção 4.1, procedeu-se com a seleção dos equipamentos para compor o projeto da MTG. Para entendimento das ilustrações referentes às simulações, a Figura 29 identifica a correspondência dos parâmetros avaliados com seu respectivo símbolo.

Figura 29 - Legenda das simulações do Cycle-Tempo

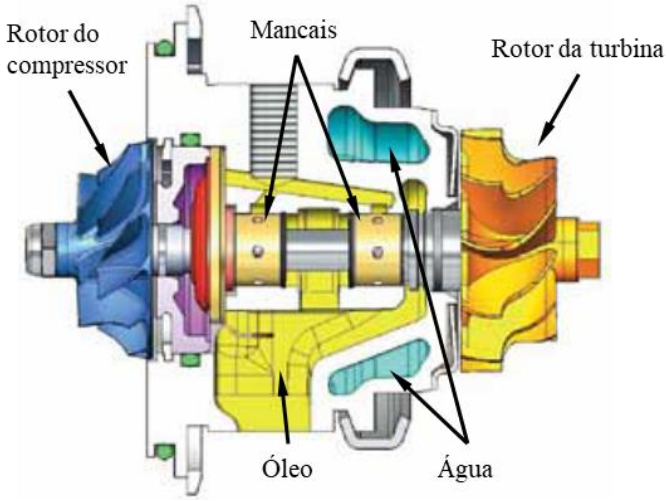


Fonte: Adaptado de Cycle-Tempo Reference Guide

3.2 SELEÇÃO DOS TURBOCOMPRESSORES

Para realizar a escolha dos turbocompressores ideais para composição de uma MTG, foi utilizado o Catálogo *Racing* (2012) da Master Power. Este catálogo traz várias opções em equipamentos indicados para o uso em condições severas de operação. Isto é bastante relevante para a decisão por esta linha de produtos, já que, a utilização de turbocompressores veiculares na geração de potência expõe os equipamentos a condições extremas de operação no que diz respeito aos valores de temperatura e pressão. Os produtos da linha *Racing* trazem como grande diferencial o fato de utilizarem arrefecimento por circulação de água nas carcaças dos conjuntos centrais, além do arrefecimento proporcionado pela circulação de óleo nos mancais que é comum a todos os turbocompressores comerciais. A Figura 30 mostra um conjunto central de turbocompressor da linha *Racing* da Master Power em corte, onde pode ser identificado o fluxo de óleo, em amarelo, nas galerias envolvendo os mancais, e o fluxo de água, em azul, nas galerias mais próximas do rotor da turbina, região exposta a maiores temperaturas.

Figura 30 - Conjunto central de turbocompressor



Fonte: Adaptado de Manual Técnico Master Power (2012)

Para a seleção específica dos equipamentos para MTG, foram utilizados os mapas de desempenho fornecidos pelo fabricante. A partir das informações obtidas nestes mapas de desempenho e outras características dimensionais verificadas no catálogo do fabricante, foi elaborada a Tabela 2, onde constam as características principais de sete modelos de turbocompressores. Estes equipamentos são fornecidos com diferentes combinações de rotores de turbina e compressor.

Tabela 2 - Dados operacionais de turbocompressores da linha Racing da Master Power

Modelo	η_{comp}	$\dot{m}_{mín}$	$\dot{m}_{máx}$	$r_{p,mín}$	$r_{p,máx}$	Rotor do compressor (mm)			Rotor da turbina (mm)		
	(%)	(kg/s)	(kg/s)	(p_2/p_1)	(p_2/p_1)	n°	d_{ent}	d_{sai}	n°	d_{ent}	d_{sai}
R4449	72	0,12	0,15	1,9	2,3	1	44	63	I	61,5	49,5
	70	0,08	0,20	1,5	3,2						
R494	72	0,14	0,27	1,7	3,6	2	49	70	I	61,5	49,5
	70	0,11	0,28	1,5	3,7						
R544	72	0,17	0,34	1,7	3,5	3	54	77	I	61,5	49,5
	70	0,13	0,37	1,5	3,9						
R545	72	0,17	0,34	1,7	3,5	3	54	77	II	70	59
	70	0,13	0,37	1,5	3,9						
R594	76	0,19	0,31	1,6	2,5	4	59	84	I	61,5	49,5
	74	0,16	0,37	1,45	3,1						
	72	0,14	0,41	1,4	3,5						
	70	0,13	0,43	1,4	3,7						
R595	76	0,19	0,31	1,6	2,5	4	59	84	II	70	59
	74	0,16	0,37	1,45	3,1						
	72	0,14	0,41	1,4	3,5						
	70	0,13	0,43	1,4	3,7						
R596	76	0,19	0,31	1,6	2,5	4	59	84	III	74	64,5
	74	0,16	0,37	1,45	3,1						
	72	0,14	0,41	1,4	3,5						
	70	0,13	0,43	1,4	3,7						

Fonte: Adaptado de Catálogo Racing Master Power (2012)

Para facilitar a seleção dos equipamentos, na Tabela 2, os rotores de compressor foram classificados ordenadamente do menor para o maior por algarismos arábicos. Já os rotores de turbina foram classificados ordenadamente do menor para o maior por algarismos romanos.

3.3 MODELO TRIDIMENSIONAL E PROTÓTIPO DA CC

A utilização de turbocompressores como base do projeto não permite a opção por outro tipo de câmara que não seja a tubular, pois tanto as saídas dos compressores quanto as entradas das turbinas são canalizadas em dutos dispostos radialmente, o que inviabiliza ou dificulta o uso de câmaras de combustão anulares ou tubo-anulares. Para o desenvolvimento da CC foram executadas as seguintes etapas:

a) dimensionamento da CC em função da estimativa de pressão e fluxo mássico feita após a seleção dos turbocompressores;
b) realização dos desenhos em software CAD;
c) verificação por meio de equacionamentos e hipóteses simplificativas os parâmetros do escoamento de fluidos através da câmara e realização de simulações de escoamento em software CFD;
d) construção de um protótipo em PVC para ensaios a frio e a baixa pressão, com a finalidade de avaliação da perda de carga e da divisão do fluxo em cada seção.

3.3.1 Desenvolvimento preliminar da CC

Para definição do modelo de CC foram observados alguns requisitos: importância da velocidade na zona primária; participação não integral da massa de ar na reação de combustão e diluição gradual da parcela de ar que não participa da reação de combustão promovendo a redução controlada da temperatura do gás que ingressará na turbina.

Além da utilização do *software* SolidWorks para a modelagem também foram utilizadas equações matemáticas para a definição de um ponto de partida das dimensões de cada zona da CC, principalmente na zona primária e avaliações de CFD no *software* Flow Simulation.

A partir da definição dos turbocompressores estimou-se o fluxo mássico máximo de fluido, dando base ao dimensionamento das distintas regiões da CC. Conforme Rolls-Royce (1996), na região de ignição, a velocidade do fluido não deve ser maior do que 25 m/s, porém a velocidade do fluido que sai do compressor pode ultrapassar 100 m/s. Com isto, faz-se

necessário usar dimensões apropriadas para a CC para que a velocidade do escoamento na região de ignição fique abaixo deste valor limite.

3.3.2 O *software* Flow Simulation

O *software* Flow Simulation é um programa de simulações CFD, integrado ao SolidWorks. O programa oferece a possibilidade de níveis de refinamento de malha manuais e automáticos, conforme necessidades do projeto e capacidade de processamento do computador. Os resultados são exibidos em diagramas e tabelas, que podem ser exportados para outros programas, ou de forma gráfica, com paletas de cores que ilustram a intensidade dos parâmetros avaliados (SOLIDWORKS, 2008).

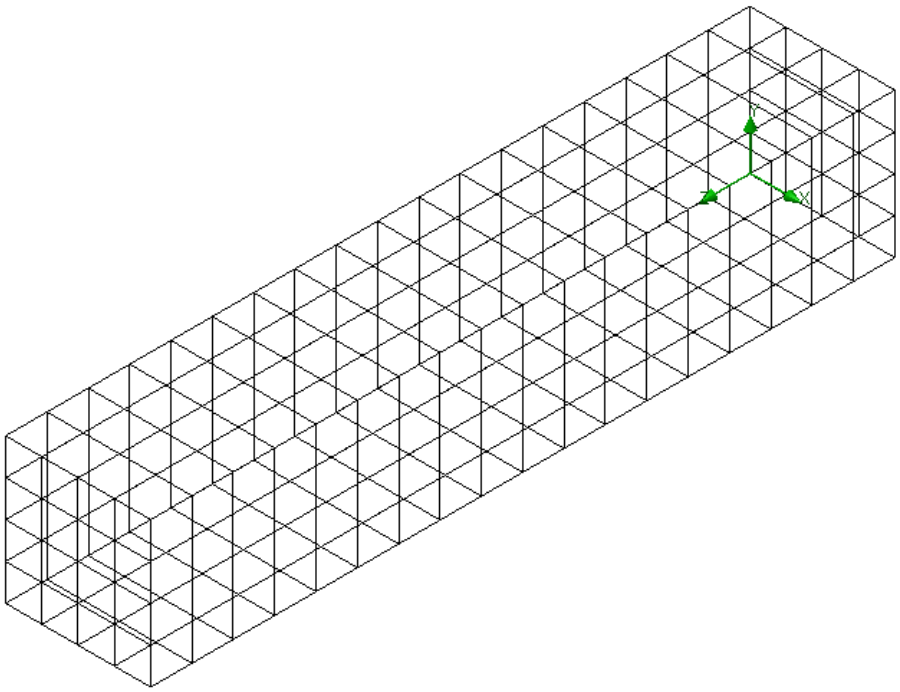
O programa resolve as equações de Navier-Stokes, que são formulações de leis de conservação de massa, de impulso e de energia para escoamento de fluidos. Tais equações são complementadas por equações de estado, que definem a natureza do fluido, e por dependências empíricas entre densidade, viscosidade e condutividade térmica na temperatura. Os fluidos inelásticos não-newtonianos são considerados introduzindo uma dependência entre sua viscosidade dinâmica, taxa de cisalhamento e temperatura. Líquidos compressíveis são considerados introduzindo relações entre sua densidade e pressão. Um problema específico é finalmente especificado pela definição de sua geometria, fronteiras e condições iniciais. O *software* é capaz de prever tanto fluxos laminares como turbulentos. Os fluxos laminares ocorrem a valores baixos do número de Reynolds, que é definido como o produto de escalas representativas de velocidade e comprimento divididas pela viscosidade cinemática. Quando o número de Reynolds excede um determinado valor crítico, o fluxo torna-se turbulento. A maioria dos fluxos de fluidos encontrados na prática de engenharia são turbulentos, então o Flow Simulation foi desenvolvido principalmente para simular e estudar fluxos turbulentos. Para prever tais fluxos, são utilizadas as equações de Navier-Stokes com média de Favre, onde são considerados os efeitos da turbulência do fluxo nos parâmetros de fluxo calculados no tempo, enquanto os outros fenômenos dependentes do tempo, em larga escala, são levados em conta diretamente. Através deste procedimento, termos extras conhecidos como as tensões de Reynolds aparecem nas equações para as quais informações adicionais devem ser fornecidas. Para fechar este sistema de equações, o Flow Simulation emprega equações de transporte para a energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, o chamado modelo k-ε. Os parâmetros pré-definidos pelo software são: 2% para a intensidade da turbulência e 1% do diâmetro hidráulico para o comprimento de turbulência A Simulação de fluxo emprega um

sistema de equações para descrever os fluxos laminar e turbulento. Além disto, é possível um estado de transição de laminar para turbulento e/ou vice-versa. O domínio computacional é discretizado pela malha estruturada de volumes finitos hexaédricos e o sistema de equações é resolvido para este domínio, sujeito à determinadas condições de contorno (SOLIDWORKS, 2011).

3.3.3 Criação da malha computacional

A malha computacional do Flow Simulation é retangular em todo o domínio computacional, de modo que os lados das células de malha são ortogonais aos eixos especificados do sistema de coordenadas cartesianas e não é ajustada na interface sólido/fluido. Como resultado, esta interface corta as células de malha. Tais células são chamadas de **células parciais** e nelas também são computados os fluxos de massa e calor. O domínio computacional retangular é construído automaticamente (pode ser alterado manualmente), de modo que envolve o corpo sólido e tem os planos de fronteira ortogonais aos eixos especificados do sistema de coordenadas cartesianas. A malha computacional é iniciada através de uma malha básica como mostrada na Figura 31. Para isto, o domínio computacional é dividido em fatias pelos planos de malha básica, que são evidentemente ortogonais aos eixos do sistema de coordenadas cartesianas.

Figura 31 - Exemplo de malha básica do Flow Simulation



Fonte: O autor (2017)

O usuário pode especificar o número e o espaçamento destes planos ao longo de cada um dos eixos. Os chamados planos de controle, cuja posição é especificada pelo usuário, também podem estar entre estes planos. A malha básica é determinada unicamente pelo domínio computacional e não depende das interfaces sólido/fluido. Na próxima etapa, as células da malha básica que se cruzam a interface sólido/fluido são divididas uniformemente em células menores. Para capturar a interface com células de malha do tamanho especificado (em relação às células de malha básicas). Depois disto, as células de malha básicas que se cruzam com a interface sólido/fluido são divididas uniformemente em oito células filhas; cada uma das células filhas que se cruzam com a interface é, por sua vez, dividida em oito células do próximo nível, e assim por diante, até o tamanho da célula especificado ser atingido. Na etapa seguinte, a malha obtida na interface sólido/fluido com o procedimento anterior é refinada (isto é, as células são separadas ou provavelmente fundidas) de acordo com a curvatura da interface sólido/fluido. O critério a ser satisfeito é estabelecido da seguinte forma: o ângulo máximo entre as normais para a superfície dentro de uma célula não deve exceder determinado limiar, caso contrário, a célula é novamente dividida em oito células. Finalmente, a malha obtida com estes procedimentos é refinada no domínio computacional para satisfazer o chamado critério do canal estreito: para cada célula que se encontra na interface sólido/fluido, o número de células de malha (incluindo as células parciais) que se encontram na região do fluido ao longo da linha normal à interface sólido/fluido e a partir do centro desta célula não deve ser inferior ao valor do critério. Caso contrário, cada uma das células de malha nesta linha é dividida em oito células filhas. Como resultado de todos estes procedimentos, uma malha computacional retangular localmente refinada é obtida e usada então para resolver as equações governantes. A malha computacional pode ser aprimorada ainda mais nos momentos especificados durante o cálculo de acordo com os gradientes espaciais da solução (tanto em fluido quanto em sólido). Como resultado, nas regiões de baixo gradiente as células são mescladas, enquanto nas regiões de alto gradiente as células são divididas. Os momentos do refinamento de malha computacional durante o cálculo são realizados de forma automática ou manual (SOLIDWORKS, 2011).

3.3.4 Avaliações das propostas de modelos de CC

No *software* Flow Simulation foram feitas cinco etapas de simulações em diferentes propostas de modelos tridimensionais, desde geometrias mais simplificadas, como ilustra a

Figura 32, até modelos mais complexos, como o modelo apresentado nos itens 4.4.3 a 4.4.6, utilizado para construção do protótipo em PVC.

O modelo de turbulência utilizado foi o *k-ε*, onde *k* representa a energia cinética turbulenta e *ε* representa a taxa de dissipação desta energia. Nas simulações os parâmetros de turbulência utilizados foram a intensidade da turbulência (relaciona a velocidade média do escoamento com as flutuações de velocidades turbulentas) de 2% e comprimento de turbulência (relaciona a velocidade de deslocamento dos vórtices turbulentos com o seu tempo de duração, aplicando-se em geral, 1% do diâmetro para este parâmetro) de 0,001 m.

O escoamento no domínio computacional nas três dimensões foi considerado em regime permanente. Esse domínio envolve externamente o modelo da CC e foram desconsiderados os efeitos gravitacionais e a transferência de calor em meio sólido. Ainda foi considerado o fluido como incompressível, newtoniano e viscoso, em condições iniciais a pressão de 1 atm e 20 °C. As superfícies foram consideradas perfeitamente lisas (sem rugosidades). As três primeiras etapas de simulações foram realizadas com as condições de contorno mostradas na Tabela 3.

Tabela 3 - Condições de contorno da simulação CFD

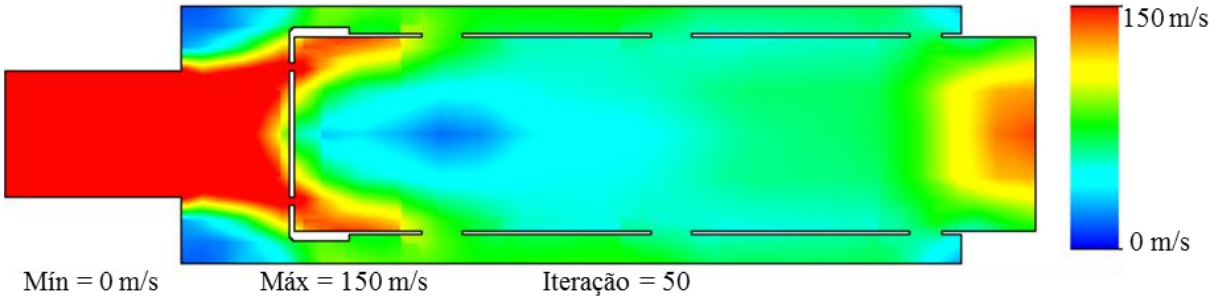
Parâmetro	Pressão (Pa)	Fluxo mássico (kg/s)	Temperatura (°C)
Entrada de ar	345000	0,3	197
Entrada de GN	500000	0,004	20
Saída de gás	345000	..	700

Fonte: O autor (2017)

Os valores de pressão na entrada de ar e na saída do gás são iguais, ou seja, não foi considerada perda de pressão no escoamento. Este valor é o mesmo utilizado nas simulações do Cycle-Tempo e foi obtido a partir de relatos do fabricante dos turbocompressores, quanto aos limites operacionais do equipamento. À pressão de entrada do GN foi atribuído um valor pouco superior à pressão de entrada do ar. O valor do fluxo mássico de ar também é igual ao que foi utilizado para o Cycle-Tempo, e o fluxo mássico de gás combustível é o suficiente para manter a temperatura de saída do gás na saída da CC em torno de 700 °C. O valor da temperatura do ar que entra na CC é o mesmo utilizado no equacionamento básico do item 4.3.1, oriundo da simulação do Cycle-Tempo da configuração 2C3T, apresentado na Figura 91 do Apêndice A. O valor da temperatura na saída da CC também foi extraído das simulações do Cycle-Tempo. Para a entrada do gás combustível atribuiu-se temperatura ambiente.

Na primeira etapa, foram avaliados os parâmetros de velocidade, turbulência, pressão e homogeneização da mistura ar/combustível. Para esta etapa, foram aplicadas alterações consideráveis na geometria do modelo, como por exemplo, variação dos diâmetros do tubo de chama e carcaça da CC, bem como dos ângulos dos difusores. A Figura 32 ilustra uma avaliação de velocidade no escoamento, no plano Y-Z, de um dos modelos iniciais da primeira etapa de simulações CFD. O modelo tridimensional está posicionado em relação ao sistema de referência, de modo que, em todas as imagens das simulações CFD, os planos Y-Z e X-Z representam cortes longitudinais centralizados.

Figura 32 - Modelo de câmara de combustão básico (velocidade no plano Y-Z)

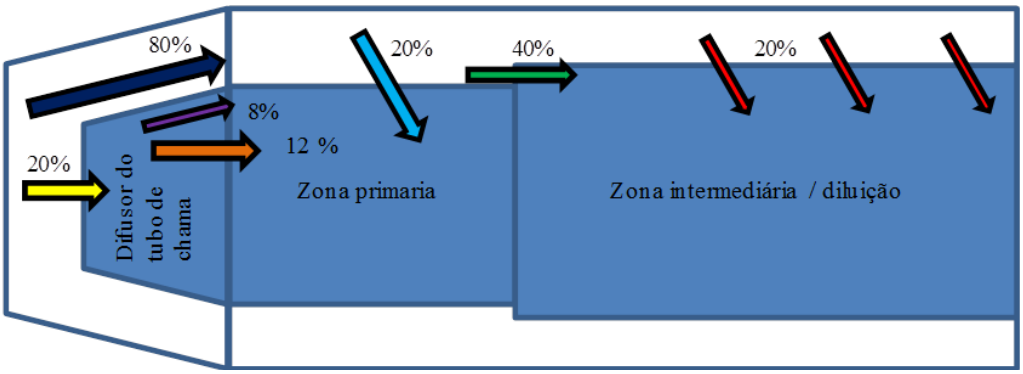


Fonte: O autor (2017)

Para despender menos tempo, as simulações da primeira etapa foram realizadas com uma malha bastante grosseira. Depois de diversos ciclos de remodelagem e avaliações chegou-se a um modelo com dimensões de diâmetro e comprimento da carcaça e tubo de chama que apresentou condições de fluxo que atendem às necessidades. No Apêndice B, onde são apresentados os resultados da segunda etapa de simulações CFD, constam as avaliações citadas, e que foram realizadas previamente na primeira etapa.

Na segunda etapa de simulações em CFD, foi avaliada a divisão proporcional do fluxo mássico em cada região da CC. Conforme visto na Figura 17 do item 2.4.4, apenas parte do ar que acessa a CC deve participar efetivamente da reação de combustão. A Figura 33 mostra simplificadamente os valores percentuais esperados, da divisão do fluxo de ar em cada região do modelo de CC proposto neste trabalho.

Figura 33 - Esquema simplificado da divisão mássica de ar na câmara de combustão

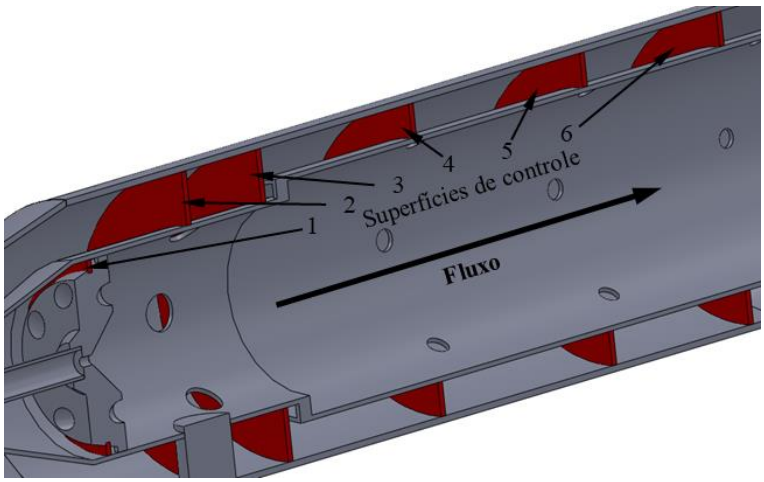


Fonte: O autor (2017)

Na Figura 67, onde é mostrada a simulação do *software* Cycle-Tempo para a configuração 2C3T, com os novos parâmetros de operação dos turbocompressores selecionados, nota-se que o valor do fator lambda é 5. Isto significa que a mistura teria excesso de 400%. Porém, trata-se de um valor de fator lambda medido na saída da CC, onde a fração de ar que participou da combustão já foi diluída pela parcela de ar que circula externamente à zona primária. Entretanto, conforme previsto para a CC, somente 20% do fluxo mássico é direcionado para a zona primária. Sendo assim, o fator lambda na região de combustão deve apresentar valor equivalente a 1/5 do total, ou seja, λ=1.

No *software* Flow Simulation é possível inserir superfícies de controle e avaliar diversas características do escoamento. Neste trabalho, as superfícies de controle foram utilizadas para avaliar o fluxo mássico de ar em diferentes seções internas da CC, e comparar com o que consta em bibliografia. Na Figura 34 é possível visualizar as superfícies de controle utilizadas nas simulações CFD.

Figura 34 - Anéis inseridos no modelo como superfícies de controle de fluxo mássico



Fonte: O autor (2017)

A superfície de controle 1, posicionada na seção anular, entre o difusor do tubo de chama e o turbilhonador, registra o fluxo mássico de ar que serve para resfriamento das paredes internas do tubo de chama na zona primária. Conforme Rolls-Royce (1996), o valor ideal de fluxo nesta seção deve ser de 8% do total. A superfície de controle 2 percebe o fluxo que não foi direcionado para a zona primária, e seu valor deve corresponder a 80% do fluxo total. Subtraindo-se estes dois valores do fluxo total, é possível saber o percentual de fluxo que passa pelo turbilhonador, que deve ser de 12%. Realizando simples operações de soma e subtração entre as superfícies de controle posicionadas ao longo da CC é possível saber o quanto de ar está fluindo em cada seção.

A partir das avaliações preliminares da primeira etapa de simulações CFD, o modelo selecionado como satisfatório é da família CC200, onde o algarismo 2 significa que foi a segunda leva de modelos de CC avaliados. A primeira família de CC's estudadas compreenderam 33 modelos, sendo a CC1 aquela apresentada na Figura 32. Os modelos CC201 a CC206 foram avaliados na segunda etapa, onde o objetivo principal foi adequar à divisão do fluxo mássico nas seções da CC. Nos modelos gerados foram feitas alterações na quantidade e no diâmetro dos orifícios do turbilhonador e tubo de chama, no diâmetro do tubo de chama na zona primária e também nos ângulos do difusor e do turbilhonador. Os parâmetros geométricos alterados em cada modelo são indicados na Tabela 4.

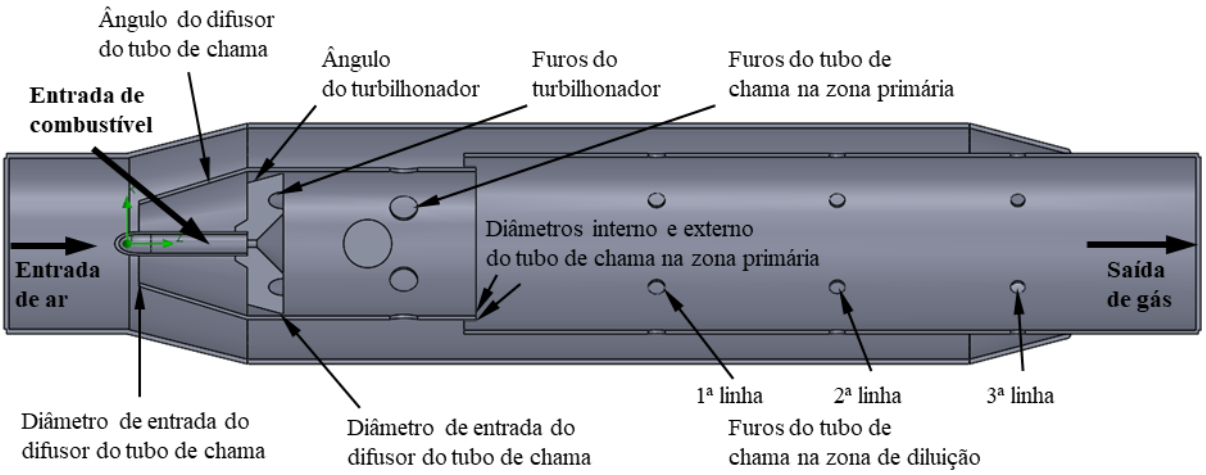
Tabela 4 - Alteração nos parâmetros geométricos da CC

Ponto alterado			Modelos de CC					
			CC 201	CC 202	CC 203	CC 204	CC 205	CC 206
Difusor do tubo de chama	Ângulo (°)		20	20	20	17	17	17
	d_{ent} (mm)		30,0	29,2	27,2	32,5	32,5	32,5
Turbilhonador	Ângulo (°)		20	15	15	15	15	15
	d (mm)		60,0	59,0	58,0	58,0	58,0	58,0
	Nº de furos		8	8	8	8	8	8
	d furos (mm)		8,0	8,0	8,0	8,0	7,0	7,0
Tubo de chama na zona primária	d_{int} (mm)		64,0	62,0	60,0	60,0	60,0	60,0
	d_{ext} (mm)		67,0	65,0	63,0	63,0	63,0	63,0
	Nº de furos		6	6	6	6	6	6
	d furos (mm)		12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	11,5
Tubo de chama na zona intermediária / diluição	Nº de furos	1ª linha	6	6	6	6	6	6
		2ª linha	6	6	6	6	6	6
		3ª linha	6	6	6	6	6	6
	d (mm)	1ª linha	8,0	8,0	8,0	8,0	7,0	7,0
		2ª linha	7,0	7,0	7,0	7,0	6,5	6,5
		3ª linha	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0

Fonte: O autor (2017)

Para melhor entendimento, a Figura 35 ilustra os parâmetros da Tabela 4.

Figura 35 - Parâmetros geométricos da CC

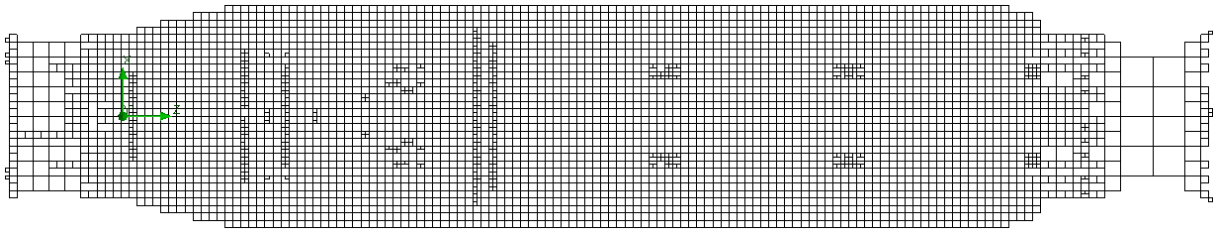


Fonte: O autor (2017)

Assim como para a primeira etapa, todas as simulações da segunda etapa foram feitas com as mesmas condições de contorno vistas na Tabela 3. Os resultados das avaliações de divisão de fluxo mássico dos seis modelos da família 200 também são apresentados no Apêndice B, onde também são expostos os resultados das reavaliações dos parâmetros estudados na primeira etapa (velocidade, turbulência, pressão e homogeneização da mistura ar/combustível), porém, referentes ao modelo CC206. Tratam-se de resultados parciais que serviram de motivação para a continuidade do trabalho.

Na Figura 36 é ilustrada uma vista do plano X-Z da malha gerada para uma das primeiras simulações realizadas na segunda etapa.

Figura 36 - Malha inicial gerada para uma simulação em CFD da segunda etapa



Fonte: O autor (2017)

Entre a segunda e a terceira etapa de simulações CFD, foi realizado um estudo da independência da malha para o modelo CC206. Neste estudo, foram aplicados seis passos de densidade de células na malha inicial, variando-se o número de fatias (divisões) nas três dimensões conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Malhas iniciais

Malha	Número de fatias por dimensão			Total de células
	x	y	z	
1	4	4	18	288
2	6	6	26	936
3	8	8	38	2.432
4	10	10	54	5.400
5	16	16	78	19.968
6	18	18	86	27.864

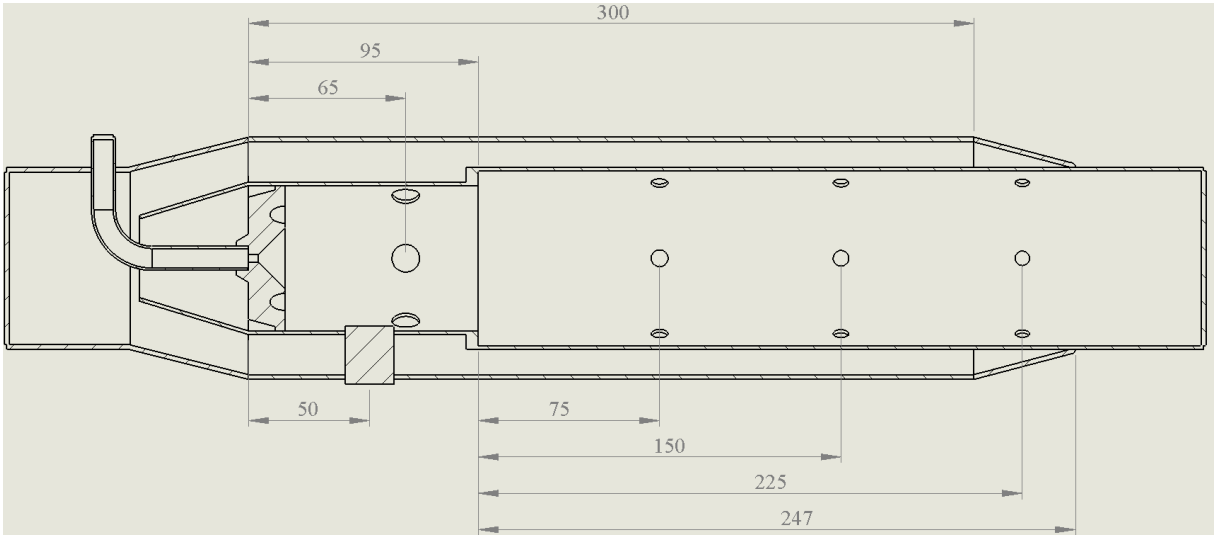
Fonte: O autor (2017)

Nestas malhas iniciais, o passo de aumento do número de fatias foi aplicado automaticamente pelo *software* Flow Simulation nos cinco primeiros níveis. Na malha 6, o passo foi definido manualmente em 10%, já que um próximo passo automático aumentaria muito o número total de células na malha inicial (22·22·110 = 53.240) e o computador utilizado nas simulações não teria capacidade de calcular. Imagens dessas seis malhas, depois de refinadas, constam nas Figuras 110 a 115 do Apêndice C e os resultados dos testes de independência da malha são apresentados no item 4.4.1.

Na terceira etapa de simulações CFD foi realizado o estudo de impacto nos resultados com relação a alterações nas dimensões de comprimento da CC. Estas avaliações foram realizadas com a malha mais refinada definida no teste de independência da malha, cujos resultados constam no item 4.4.1.

Para estas avaliações, foram propostas alterações para maior e para menor nas dimensões de comprimento das duas seções do tubo de chama. Com isto, obtiveram-se três diferentes comprimentos de cada seção do tubo de chama, que associados entre si, resultaram em nove diferentes combinações, sendo oito novos modelos alocados na família 300 (CC301 a CC308), e mais o modelo CC206. Analisando a Figura 37 e a Tabela 6, percebem-se quais os parâmetros de comprimento foram alterados em cada um dos nove modelos avaliados nesta terceira etapa de simulações CFD.

Figura 37 - Dimensões de comprimento do modelo CC206



Fonte: O autor (2017)

As distâncias dos orifícios de cada seção foram alteradas proporcionalmente com as alterações de comprimento das respectivas seções. Para esclarecimento destas alterações, segue análise do modelo CC301: zona primária estendida em 20% do valor base referente à CC206, passando de 95 mm para 114 mm, e a distância entre os orifícios passou de 65 mm para 71 mm; zona de diluição estendida também em 20%, mas nos casos de encurtamento, o percentual aplicado foi de 10%.

Tabela 6 - Alterações das dimensões de comprimento

Modelo	Comprimento do componente (mm)				Distância em relação ao ponto de referência (mm)			
	Carcaça	Zona primária	Zona diluição	Orifícios zona primária	Receptáculo do ignitor	1º conjunto de orifícios zona de diluição	2º conjunto de orifícios zona de diluição	3º conjunto de orifícios zona de diluição
CC206	300	95	247	65	50	75	150	225
CC301	368	114	296	71	55	90	180	270
CC302	266	86	222	53	40	67	135	203
CC303	294	114	222	71	55	67	135	203
CC304	340	86	296	53	40	90	180	270
CC305	364	95	296	59	50	90	180	270
CC306	290	95	222	59	50	67	135	202
CC307	306	86	247	53	40	75	150	225
CC308	334	114	247	71	55	75	150	225

Fonte: O autor (2017)

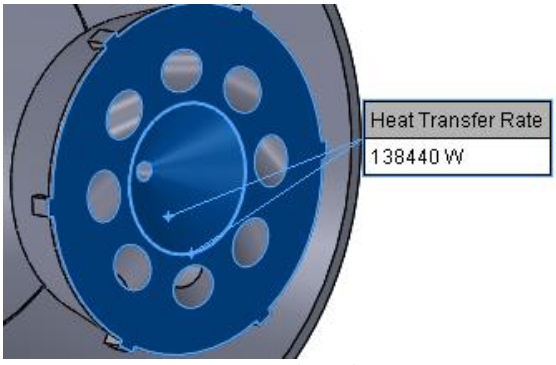
As avaliações da terceira etapa de simulações CFD também foram com o intuito de adequar a divisão proporcional de fluxo mássico em cada região da CC, avaliando os efeitos da alteração das dimensões de comprimento do modelo. Os resultados são apresentados no

item 4.4.2. As alterações geométricas realizadas podem ser conferidas nos desenhos de vista em corte longitudinal dos modelos CC301 a CC308 que constam no Apêndice D.

Na quarta etapa, de simulações com o Flow Simulation, foram aplicados os parâmetros de fluxo mássico e pressões de entrada e saída da CC, conforme dados obtidos nas avaliações experimentais. O modelo tridimensional também passou por pequenas adaptações geométricas aplicadas para torná-lo o mais semelhante possível com o protótipo avaliado experimentalmente. Apesar de o protótipo ter sido desenvolvido a partir do modelo tridimensional, os tubos de PVC utilizados apresentam diferença de medidas entre os valores reais e nominais. Para as adaptações no modelo, o protótipo foi parcialmente desmontado, possibilitando a execução de medições de diâmetro dos tubos e das furações, bem com das medidas de comprimento. Dimensões que apresentaram muita variação entre medições foram tomadas trinta e duas vezes e o valor médio foi aplicado no modelo tridimensional. Este foi o caso das medidas de diâmetro dos tubos, que pela ovalização apresentaram grande discrepância entre as medições. Os dados das medições do protótipo são apresentados na Tabela 31 do Apêndice F.

Uma etapa adicional (quinta etapa de simulações CFD) foi realizada para avaliar os efeitos da expansão causada pela combustão no interior da CC. Foi inserida uma nova condição de contorno (além das condições de contorno vistas na Tabela 3) que simula o aporte de calor que aconteceria pelo processo de combustão. Foi incluída uma fonte de energia nas superfícies do turbilhonador. Tal artifício teve que ser utilizado, pois o Flow Simulation não realiza simulações de combustão. A taxa de aporte de energia foi de 138,44 kW, esta potência equivale à entrada de energia pelo combustível determinada pela simulação do Cycle-Tempo realizada com a configuração 2C3T e que pode ser vista na Figura 91 do Apêndice A. A simulação foi feita no modelo CC308q e as faces do turbilhonador em que a fonte de energia foi aplicada podem ser vistas na Figura 38.

Figura 38 - Fonte de energia aplicada nas faces do turbilhonador



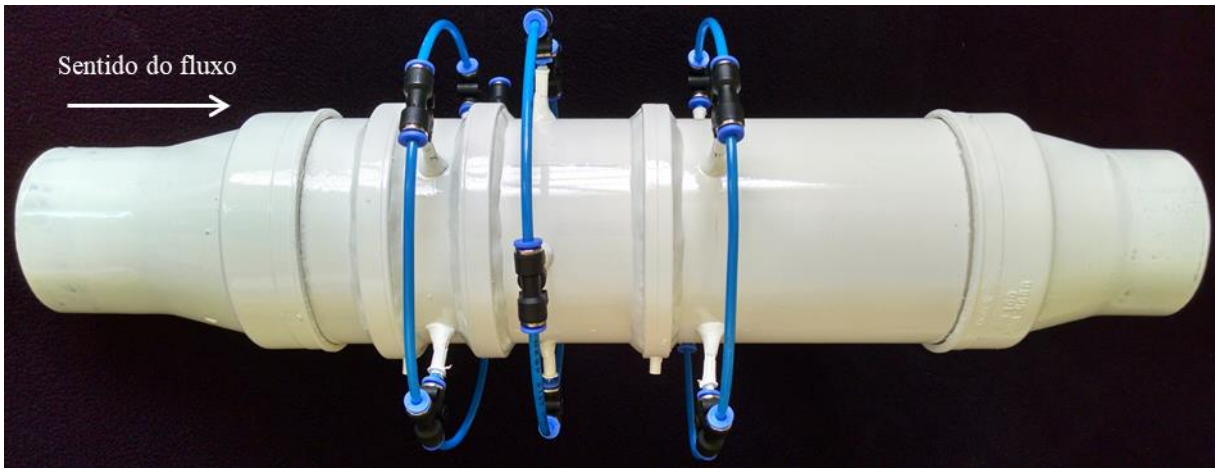
Fonte: O autor (2017)

A fonte de energia não simula exatamente o que aconteceria no interior da CC se houvesse a reação de combustão, apenas serve para promover o aquecimento do gás e avaliar a expansão térmica no fluxo de gases e seus efeitos na divisão de fluxo mássico e nos perfis de velocidade, pressão e temperatura. Os resultados são apresentados na seção 4.7 e a imagem da malha utilizada consta na Figura 115 do Apêndice C.

3.3.5 Protótipo em PVC

O protótipo para ensaios a frio foi construído com tubos de PVC e alumínio, parafusos, peças usinadas em nylon e adesivo epóxi. A Figura 39 apresenta uma imagem do protótipo.

Figura 39 - Protótipo em PVC da CC



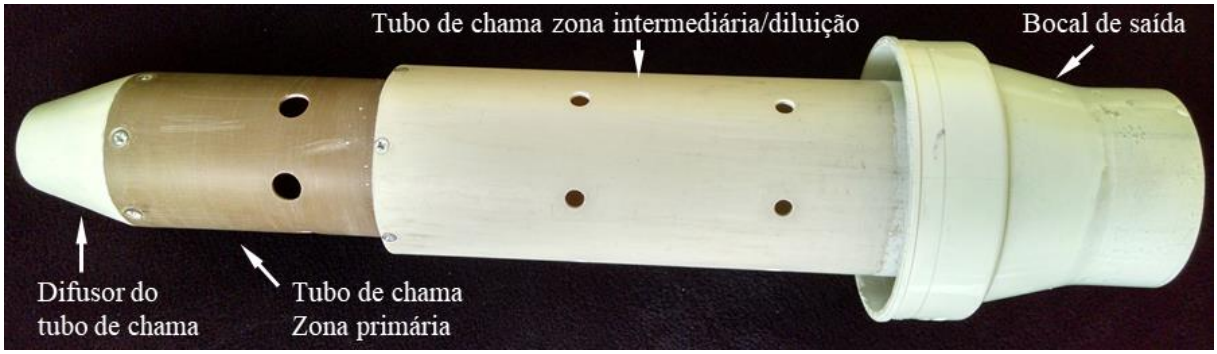
Fonte: O autor (2017)

A utilização de tubos de PVC facilitou a construção do protótipo. Os tubos são encontrados em dimensões semelhantes às dimensões padronizadas para tubos de aço inoxidável e isto facilita a futura reprodução da CC em aço inoxidável, seguindo o mesmo desenvolvimento. Os cones do difusor de entrada, do bocal de saída foram obtidos por conformação de tubos de 75 mm de diâmetro. O cone do difusor do tubo de chama foi obtido a partir de um tubo de PVC de 40 mm de diâmetro. A Figura 136 do Apêndice G mostra os gabaritos em nylon utilizados para a conformação dos tubos.

Na zona primária, o tubo de chama projetado possui diâmetro externo de 63 mm. Como não existe comercialmente tubo de PVC nesta medida, utilizou-se um tubo de 60 mm de diâmetro que foi expandido até o diâmetro de 63 mm. O comprimento nominal desta peça é de 114 mm. Como a espessura da parede do tubo era de 3 mm, foi realizada uma operação de usinagem interna para adequar esta dimensão. Para a zona intermediária/diluição o tubo de

chama, foi confeccionado a partir de um tubo de PVC com 75 mm de diâmetro nominal e comprimento de 250 mm. Todas as furações das peças que compõem o tubo de chama foram executadas em uma fresadora convencional. A Figura 40 apresenta a montagem concêntrica entre as duas peças. Também podem ser visualizados na imagem o difusor do tubo de chama e o bocal de saída da CC.

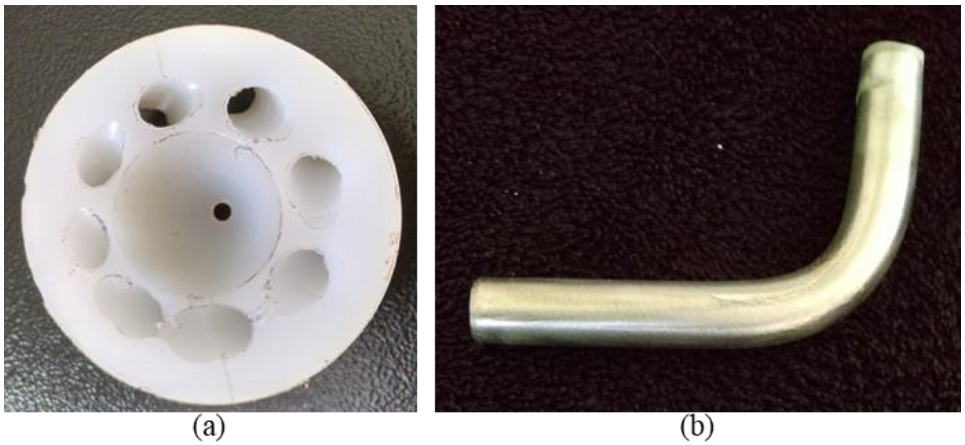
Figura 40 - Tubo de chama completo



Fonte: O autor (2017)

O turbilhonador foi construído em nylon, por processos de usinagem que envolveram torneamento, furação e fresamento. A peça possui 8 furos de 7 mm de diâmetro, inclinados a 35° em relação ao eixo de simetria. No centro existe um difusor para a distribuição do combustível na zona primária da CC. O injetor de combustível, embora não tenha sido utilizado para sua finalidade original, foi inserido no protótipo, para garantir semelhança geométrica com o modelo das simulações CFD. A peça foi construída a partir de um tubo de alumínio com 9 mm de diâmetro. A Figura 41 mostra em (a) e (b), respectivamente, imagens do turbilhonador e do injetor de combustível.

Figura 41 - Turbilhonador e injetor de combustível

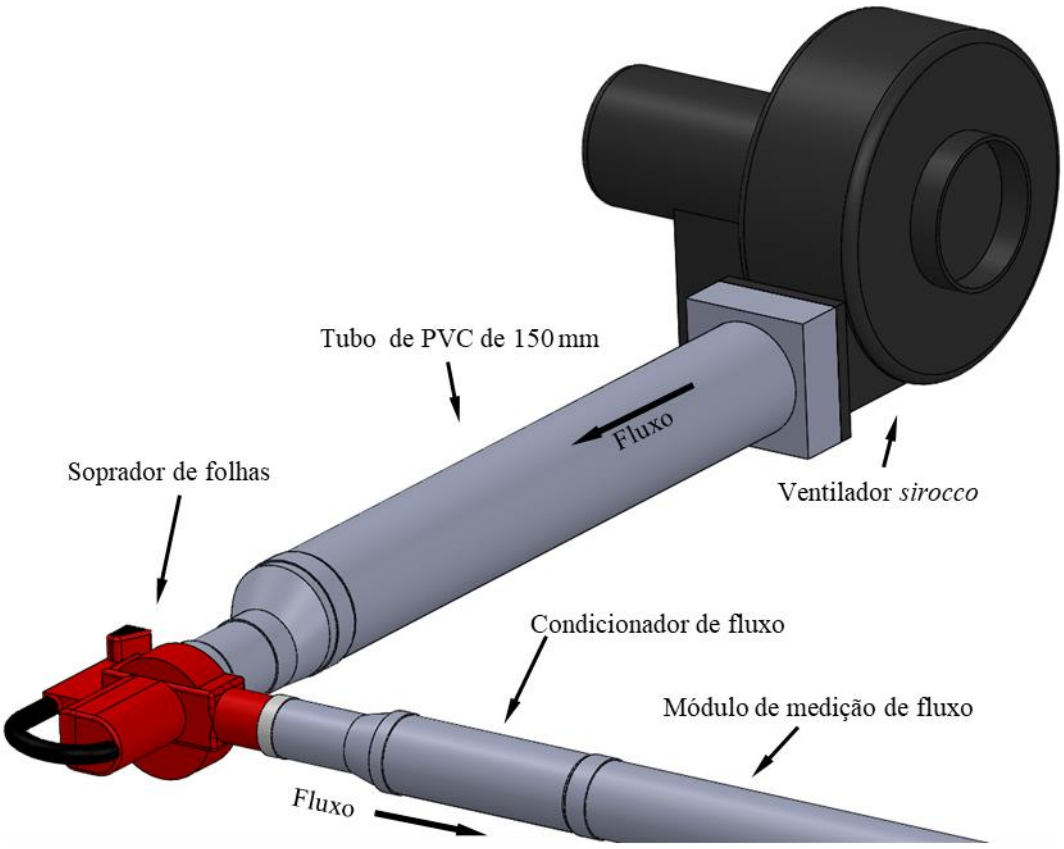


Fonte: O autor (2017)

3.4 APARATO EXPERIMENTAL

Para realização dos ensaios de escoamento foram utilizados: soprador de folhas elétrico modelo SAE 1200 da Tramontina; manômetro diferencial Benetech GM 520; medidor de temperatura Minimpa MT-455; ventilador centrífugo tipo sirocco, modelo 1409 do fabricante Aeromack, O ventilador é equipado com motor de 4 kW, e é acionado por um inversor de frequência marca WEG, modelo CFW-11. Os dados de placa do ventilador indicam pressão máxima de 200 mm.c.a. e vazão de 50 m³/min. A boca de aspiração é circular e possui diâmetro de 200 mm, sendo a saída de seção quadrada de 145 mm x 145 mm. As imagens destes equipamentos e instrumentos constam no Apêndice G. O soprador foi conectado em série com o ventilador para aumentar a pressão do ar fornecido ao protótipo de PVC. Com este acoplamento, obteve-se fluxo mássico atingindo o valor máximo de 0,162 kg/s. Utilizando somente do ventilador, o fluxo mássico atingido em ensaios prévios foi de no máximo 0,133 kg/s. A ilustração deste acoplamento é apresentada na Figura 42 e a sequência da montagem aparece na Figura 47 do item 3.4.2.

Figura 42 - Acoplamento entre ventilador e soprador



Fonte: O autor (2017)

Pelo fato de, na saída do soprador, o fluxo apresentar comportamento excessivamente turbulento, foi desenvolvido um condicionador de fluxo para atenuação da turbulência. Trata-se de um tubo de PVC com 100 mm de diâmetro e 300 mm de comprimento, com um agrupamento de canudos de polipropileno inseridos internamente ao tubo, formando uma espécie de colmeia. A Figura 43 mostra o condicionador de fluxo confeccionado.

Figura 43 - Condicionador de fluxo

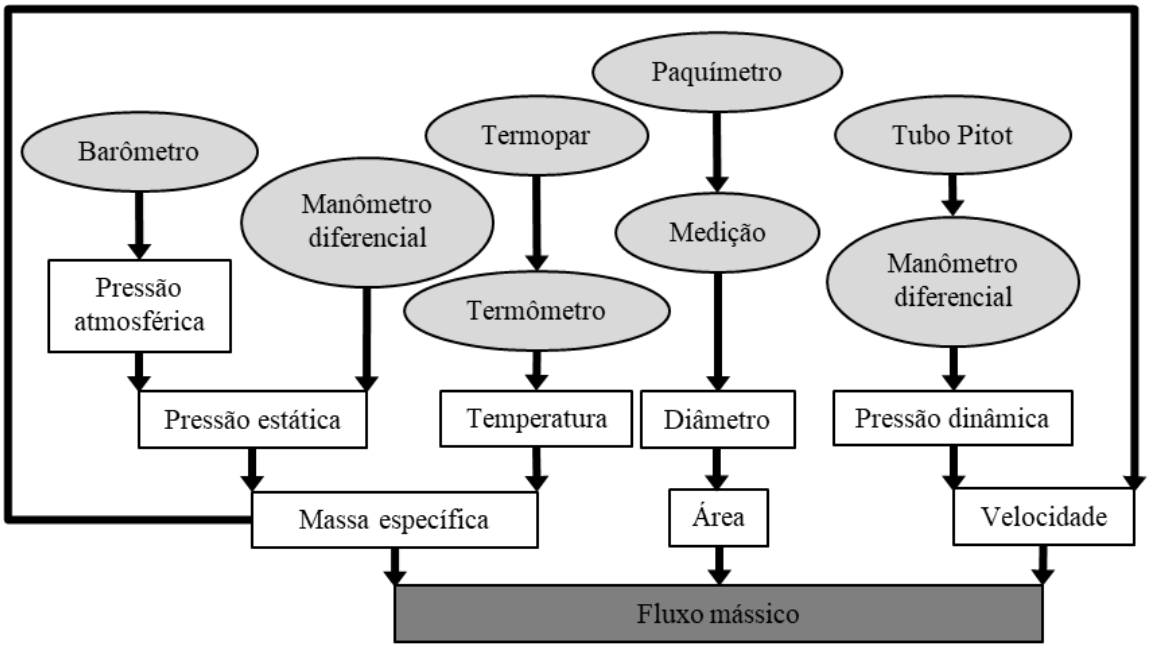
Fonte: O autor (2017)

3.4.1 Determinação das incertezas combinadas e propagadas

Foram realizadas trinta medições de pressão estática e de pressão dinâmica em cada ponto, tendo 7 segundos a duração de cada medição (intervalo suficiente para que as anotações fossem feitas enquanto a próxima leitura era realizada). Neste tempo o instrumento captou os valores máximo, mínimo e médio, sendo este último utilizado para os cálculos de fluxo mássico. Os valores de temperatura foram tomados por simples leitura da indicação instantânea do instrumento. As medições foram feitas para avaliar: o fluxo mássico total; o fluxo mássico na seção “A”; o fluxo mássico na seção “B”; o fluxo mássico na seção “C” (tais seções poder ser identificadas na Figura 52 do item 3.4.4) e a perda de pressão no protótipo $(p_2 - p_3)/p_2$. Todas essas medições foram feitas manualmente, sem utilizar sistema de aquisição simultânea de dados. Cada item foi obtido por composição de algumas medições primárias (pressão estática, pressão dinâmica, temperatura), os dados destas medições primárias foram aplicados nos devidos equacionamentos para fornecerem os resultados finais.

A Figura 44 ilustra o fluxograma desde as medições primárias até o resultado de fluxo mássico. Este fluxograma se aplica a medição do fluxo mássico total, bem como para as medições de fluxo mássico nas seções “A”, “B” e “C”.

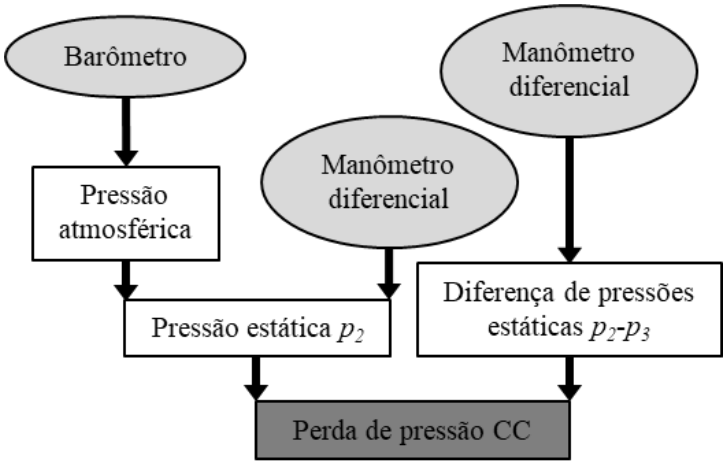
Figura 44 - Composição das medições de entrada para o fluxo mássico



Fonte: O autor (2017)

Para o cálculo da perda de pressão na CC (Δp_f) o fluxograma é apresentado na Figura 45.

Figura 45 - Composição das medições de entrada para a perda de pressão na CC



Fonte: O autor (2017)

A associação de instrumentos de medição para determinação de um valor final implica a propagação de incertezas. Kline e McClintock (1953) definem que se um parâmetro *R* é

função de duas ou mais variáveis independentes, $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots x_{n1})$, a incerteza propagada é calculada pela Equação (14).

$$I_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} I_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} I_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} I_n\right)^2} \tag{14}$$

Além disto, segundo o Guia para Expressão da Incerteza de Medição (2003), a incerteza individual de cada parâmetro pode ter duas componentes: incerteza tipo A (I_A), determinada estatisticamente por uma série de medições, e a incerteza tipo B (I_B), definida a partir de informações de certificados de calibração, especificações de instrumentos de medição. Considerando-se as incertezas tipo A e tipo B, tem-se a incerteza combinada (I_C) que pode ser calculada a partir da Equação (15).

$$I_C = \sqrt{{I_A}^2 + {I_B}^2} \tag{15}$$

Nos experimentos realizados, foram feitas trinta medições de cada tomada, segundo Montgomery e Runger (2003) este tamanho amostral permite definir o desvio padrão populacional (σ) como sendo muito próximo ao desvio padrão amostral (s).

O desvio padrão amostral equivale à incerteza padrão e quando dividido pela raiz quadrada do número de medições que foram feitas para sua determinação, indica a incerteza padrão da média, Equação (16), (ALBERTAZZI e SOUZA, 2008).

$$I_A = \bar{s} = \frac{s}{\sqrt{n}} \tag{16}$$

Onde I_A é a incerteza tipo A, $\bar{s}$ é o desvio padrão da média, s representa o desvio padrão amostral e n indica o numero de medições efetuadas.

A incerteza tipo B (especificações dos instrumentos) foi utilizada para a propagação das incertezas e o seu resultado foi finalmente combinado com a incerteza tipo A e este valor considerado como a incerteza global das grandezas finais. As especificações dos instrumentos de medição aparecem na Tabela 7.

Tabela 7 - Especificações dos instrumentos de medição

Instrumento	Resolução	Precisão / Repetibilidade	Acurácia	Faixa de medição	Observações
Manometro diferencial Benetech GM 520	0,01 kPa	±0,2% (máximo ±0,3% FSO)	±0,3% FSO	± 35 kPa	-Compensação pela temperatura ambiente; -erro sistemático de -0,02 kPa
Medidor de temperatura Minimpa MT-455	0,1 °C	±(0,1% + 1 °C)	¨	-200 °C a 1372 °C	¨
Termopar tipo K TP-01	¨	¨	±0,75% T	-50 °C a 204 °C	¨
Tubo de Pitot (módulo de medição de fluxo mássico total)	¨	¨	¨	¨	Não há informações. Intrumento destinado à utilização em aero modelos
Tubos de Pitot (medição de fluxo mássico nas seções "A", "B" e "C"	¨	¨	¨	¨	Não há informações. Intrumento produzido a partir de agulhas de injeção
Barômetro EMA/INMET PMT16A	0,1 hPa	¨	±0,3 hPa	600 hPa a 1100 hPa	¨

Fonte: O autor (2017)

O manômetro diferencial Benetech apresenta um erro sistemático de -0,02 kPa, que foi corrigido adequadamente nas medições. Outra peculiaridade é que a acurácia do manômetro é de 0,3% do fundo de escala, o que representa ±105 Pa, como as medições de pressão dinâmica apresentam valores baixos, entre 60 Pa e 510 Pa, a utilização da acurácia especificada pelo fabricante não é viável para a propagação da incerteza. Um rápido teste foi realizado com o manômetro diferencial, comparando-o a um manômetro de coluna de água, sendo que a leitura da diferença de altura realizada com um traçador de altura com resolução de 0,02 mm. Neste teste, foram comparados 10 valores de diferença de pressão, entre os limites de -1000 Pa e 3500 Pa, criando assim um fundo de escala mais estreito e que ainda abrange os valores medidos nos experimentos. No teste comparativo foram feitos dois ciclos de medição, cada ciclo compreende vinte medições, sendo dez medições ascendentes (desde o limite inferior até o limite superior) e dez medições descendentes (do limite superior ao limite inferior). O procedimento não pode ser considerado como uma calibração do manômetro, embora seja baseado no que descreve o Guia de Calibração de Instrumentos de Medição: Mostrador Digital de Pressão (2010), do INMETRO, não segue completamente as instruções do guia, como por exemplo, a utilização de padrões de referência calibrados. Contudo, tendo em vista as limitações de custo, tal procedimento serviu para diminuir a incerteza de medição do

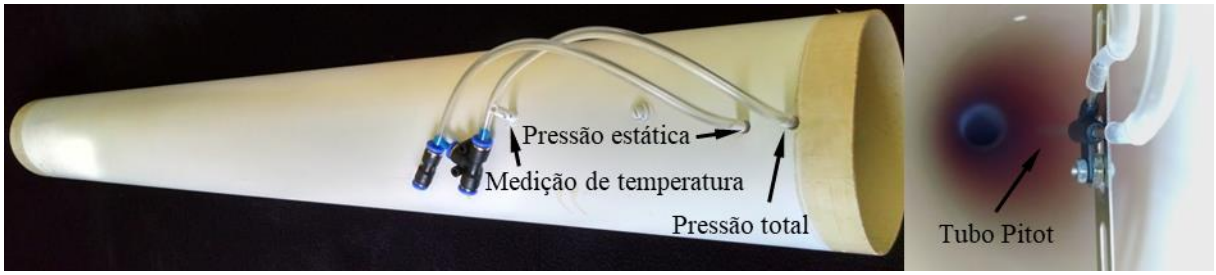
manômetro. A Tabela 36 do Apêndice H mostra os valores obtidos na verificação de exatidão do instrumento, dentro da faixa de medição entre -1000 Pa e +3500 Pa. O desvio padrão amostral variou entre 5 Pa e 17 Pa. Dividindo o desvio padrão máximo pela raiz quadrada do número de medidas, tem-se a incerteza de ±8,66 Pa.

Os cálculos das incertezas Tipo A (I_A) e Tipo B (I_B), bem como a propagação de incerteza e a incerteza combinada (I_C), constam no Apêndice H.

3.4.2 Medição de fluxo mássico total

A medição da velocidade do escoamento foi feita com a utilização de um tubo de Pitot posicionado no trecho de tubo a jusante do condicionador de fluxo. A Figura 46 apresenta duas imagens do módulo de medição de fluxo, sendo uma externa e outra interna.

Figura 46 - Módulo de medição de fluxo



Fonte: O autor (2017)

Este tubo de Pitot é comercializado para utilização na medição de velocidade em aero modelos e foi adquirido no mercado chinês. O posicionamento do tubo de Pitot no módulo de medição de fluxo mássico total foi feito com a utilização de duas linhas cruzadas na abertura de entrada do módulo de medição. A visualização, através do tubo de Pitot, do ponto de interseção dessas linhas, indicou o alinhamento da peça. No Apêndice G, aparece na Figura 132 o tubo de Pitot em detalhe e na Figura 137 o alinhamento do tubo de Pitot no módulo de medição.

O tubo de Pitot possui duas tomadas de pressão, sendo uma de pressão estática (p_{est}), abertura posicionada perpendicularmente ao sentido de escoamento do fluido, e outra de pressão total (p_{tot}), abertura posicionada de frente para o escoamento. Conforme Equação (17), a diferença entre as pressões total e estática fornece o valor da pressão dinâmica (p_{din}).

$$p_{din} = p_{tot} - p_{est} \tag{17}$$

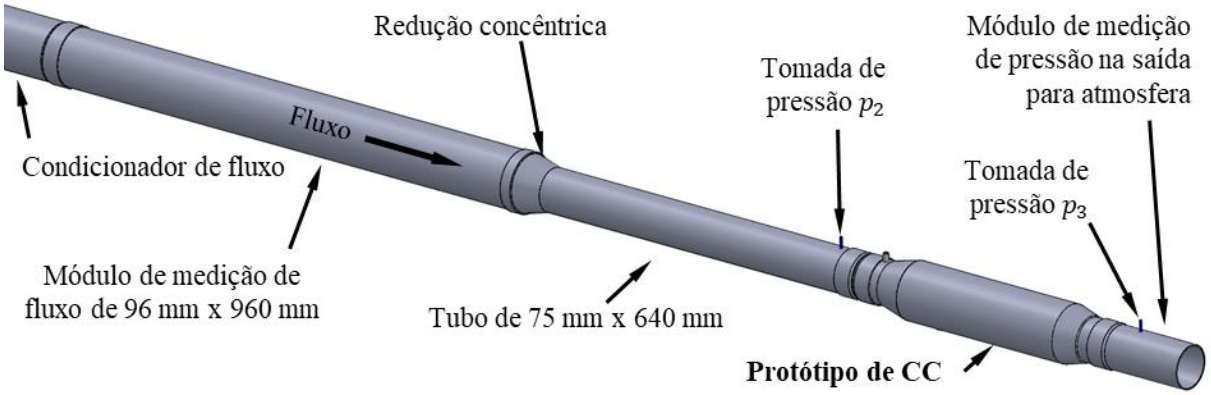
Utilizando a Equação (18), que se trata de uma forma de apresentação da equação de Bernoulli com a supressão do termo de energia potencial e com a variável velocidade sendo isolada, calcula-se a velocidade (v) do escoamento a partir dos valores de pressão dinâmica (p_{din}), e massa específica (ρ).

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{din}}{\rho}} \tag{18}$$

Para medição da pressão dinâmica foi utilizado, juntamente com o tubo de Pitot, o manômetro diferencial Benetech GM 520, já a massa específica do ar escoando neste ponto foi determinada a partir das medições de pressão estática (utilizando o mesmo manômetro e o valor da pressão atmosférica) e temperatura, utilizando o medidor de temperatura Minimpa MT-455 em conjunto o termopar tipo K TP-01. Com os dados de velocidade, e massa específica, multiplicados pela área da seção de medição, foi determinado o fluxo mássico total.

O módulo de medição de fluxo foi montado em um tubo de 100 mm de diâmetro nominal, sendo considerado o diâmetro interno de 96 mm, com 960 mm de comprimento. O tubo Pitot foi instalado a 816 mm da seção de entrada do fluxo, pois, conforme Iope – Instrumentos de Precisão (s.d.), deve haver trechos retos correspondentes a 8,5 e 1,5 vezes o diâmetro, respectivamente a montante e a jusante da medição de velocidade. Entre o módulo de medição de fluxo e o protótipo da CC foi inserido um trecho reto de tubo de 75 mm de diâmetro com 640 mm de comprimento, conectado ao módulo de medição de velocidade por uma redução concêntrica de 100 mm x 75 mm. Depois do protótipo de CC foi conectado um módulo de medição de pressão na saída para a atmosfera. A Figura 47 apresenta uma ilustração do trecho entre o condicionador de fluxo e a saída da CC, do aparato experimental.

Figura 47 - Aparato experimental



Fonte: O autor (2017)

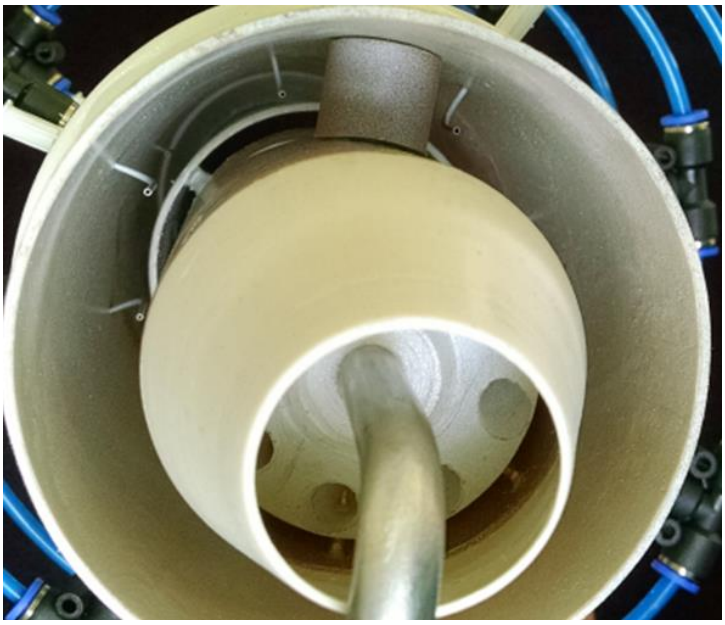
3.4.3 Perda de pressão

A queda de pressão do protótipo de CC foi avaliada a partir das medições de pressão diferencial entre a entrada (p_2) e a saída (p_3) do protótipo, utilizando-se o manômetro diferencial Benetech GM 520. A tomada de pressão p_2 foi localizada no final do trecho de tubo 75 mm x 640 mm, 50 mm antes da conexão com a CC. A tomada de pressão p_3 foi localizada no módulo de medição de pressão na saída para a atmosfera, 50 mm adiante da conexão com a CC. O valor da diferença de pressão dividido pela pressão absoluta p_2 e multiplicado por 100, indica a perda de pressão percentual do protótipo ensaiado.

3.4.4 Avaliação da divisão do fluxo no interior da CC

Nas simulações de CFD as avaliações da divisão do fluxo mássico no interior da CC foram feitas por superfícies de controle inseridas no modelo tridimensional (Figura 34 do item 3.3.4). No experimento prático, estas avaliações foram feitas com a utilização de tubos de Pitot nas regiões anulares de três diferentes seções da CC. Esta metodologia possibilitou a medição da velocidade do escoamento. O produto de cada valor de velocidade pela sua respectiva área anular fornece o valor de vazão volumétrica na seção. A massa específica, assim como feito no módulo de medição do fluxo total, foi determinada a partir das medições de pressão e temperatura do fluido escoando. O produto da vazão volumétrica em cada seção pela massa específica na respectiva seção fornece então, a vazão mássica na seção. Na Figura 48 é possível visualizar os tubos de Pitot no interior da CC bem como sua posição em relação ao tubo de chama.

Figura 48 - Tubos de Pitot no interior da CC



Fonte: O autor (2017)

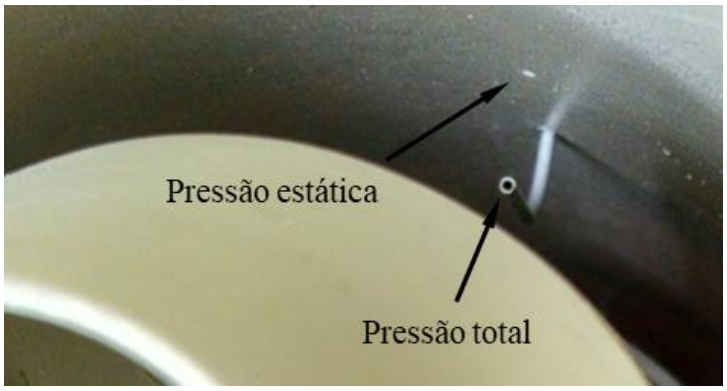
A Figura 49 mostra os doze tubos Pitot fixados na carcaça da CC.

Figura 49 - Fixação dos tubos Pitot na carcaça do protótipo

Fonte: O autor (2017)

A Figura 50 mostra, em detalhe, as tomadas de pressões estática e total de um dos tubos.

Figura 50 - Detalhe dos orifícios de pressão estática e total

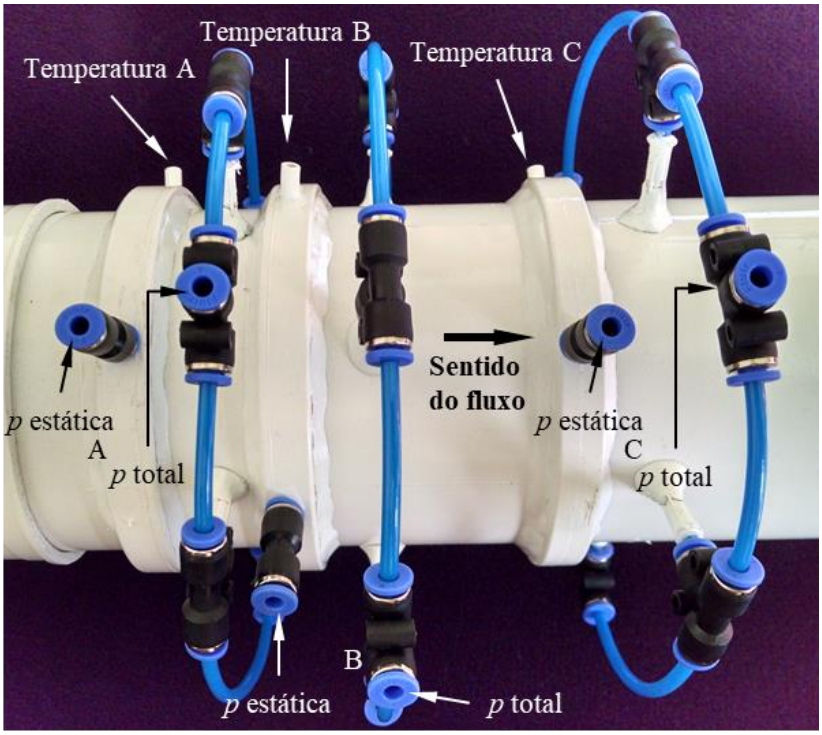


Fonte: O autor (2017)

Na Figura 138 do Apêndice G aparecem os tubos de Pitot, obtidos a partir da conformação de agulhas de injeção com 1,2 mm de diâmetro. O posicionamento dos tubos foi realizado com o auxílio de um gabarito utilizado durante a cura do adesivo epóxi que os fixou na carcaça, uma ilustração do procedimento pode ser visualizada na Figura 139 do Apêndice G.

Para cada seção foram utilizados quatro pontos de medição de pressão estática e quatro pontos de medição de pressão total. Os pontos de cada seção foram interligados formando anéis piezométricos. Na Figura 51 visualizam-se os anéis piezométricos das seções.

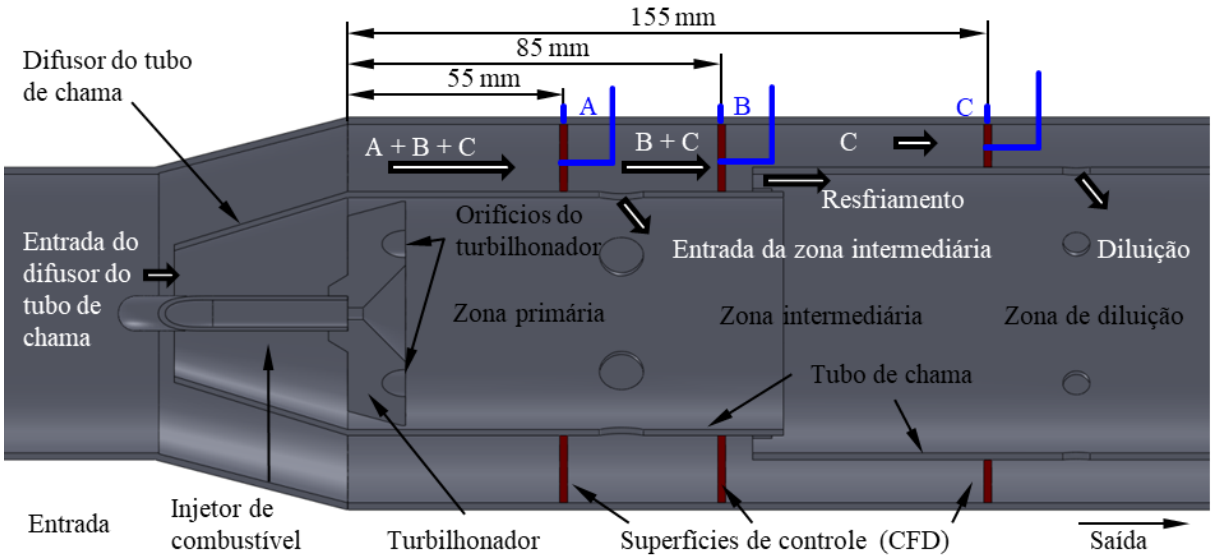
Figura 51 - Anéis piezométricos



Fonte: O autor (2017)

Na seção "A" são feitas as medições de velocidade e massa específica do fluido que não foi direcionado para a zona primária. Na seção "B" são feitas as medições da velocidade e massa específica do fluxo que segue para a zona intermediária, arrefecimento e zona de diluição. Na seção "C" são feitas as medições de velocidade e massa específica do fluxo direcionado para a zona de diluição. Diferentemente das avalições CFD, onde foram instaladas seis superfícies de controle, nas avaliações experimentais, foram instalados apenas três pontos de medição, que possibilitaram avaliar quatro frações de fluxo mássico. A diferença entre o fluxo total e o fluxo na seção “A”, indica o fluxo direcionado para o difusor do tubo de chama e que entra diretamente na zona primária, pelos orifícios do turbilhonador, e também, pela área anular entre o turbilhonador e a parede interna do tubo de chama. A diferença entre o fluxo na seção “A” e na seção “B” indica o fluxo de ar para a zona intermediária. A diferença entre o fluxo na seção “B” e na seção “C” indica o fluxo direcionado para o arrefecimento da zona de diluição. E finalmente o fluxo na seção “C” indica diretamente o fluxo adicional de diluição que passa pelos três conjuntos de furos do tubo de chama nesta zona. A Figura 52 ilustra o posicionamento dos tubos de Pitot na CC, onde também pode ser mais bem entendido o esquema de avaliação das frações de fluxo mássico mencionados.

Figura 52 - Posicionamento dos pontos de medição de velocidade



Fonte: O autor (2017)

A pressão atmosférica obtida a partir dos dados do barômetro EMA/INMET modelo PMT16A. O barômetro pertence à estação meteorológica do INMET, instalada no campus Ibirubá do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia, local onde foram realizados os

experimentos. O valor da pressão atmosférica serviu para determinação das pressões absolutas em cada ponto avaliado.

Cada ciclo de medição completo do ensaio envolveu quatro leituras de pressão estática, quatro leituras de pressão dinâmica e quatro leituras de temperatura, respectivamente para as medições de fluxo mássico: total, seção “A”, seção “B” e seção “C”. Finalizando o ciclo de medição, outras duas leituras, uma de pressão estática (p_2) e outra de pressão diferencial ($p_2 - p_3$), foram feitas para avaliação da perda de pressão no protótipo. Foi utilizado um único manômetro para todos estes dez pontos de medição de pressão e para facilitar as ligações do manômetro com cada ponto foi desenvolvido um quadro de válvulas direcionais, utilizando válvulas de uso hospitalar, chamadas de “torneirinhas de três vias”. A Figura 140 do Apêndice G apresenta uma imagem do quadro de válvulas montado.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos no trabalho, referentes às simulações de configuração da MTG no Cycle-Tempo, simulações em CFD do modelo tridimensional da CC e ensaios no protótipo da CC em PVC.

4.1 AVALIAÇÃO DO CYCLE TEMPO PARA AS CONFIGURAÇÕES DE MTG

A ideia de desenvolver uma MTG com uma configuração diferenciada é motivada pelo interesse na possibilidade de implantação de outros acessórios na montagem, como: reaquecimento, resfriamento intermediário e recuperação de calor. Teoricamente, estes acessórios devem aumentar a eficiência térmica (neste trabalho: relação entre a potência elétrica produzida pela máquina e a taxa de entrada de energia por meio do aporte de combustível) ou a potência do ciclo (potência elétrica extraída por um gerador elétrico). A seguir são discutidos os resultados das avaliações das diferentes configurações mencionadas no item 3.1.2.

No Apêndice A, são apresentados os esquemas resolutivos avaliados com o software Cycle-Tempo das várias configurações de turbocompressores. Para avaliação das configurações vistas, foram elaboradas tabelas que facilitam a comparação dos principais resultados obtidos. Primeiramente serão discutidos os resultados das simulações de configurações com um eixo no gerador de gás (Tabela 8). Esta tabela foi elaborada a partir dos dados das simulações apresentadas nas Figuras 89 a 93 do APÊNDICE A.

Tabela 8 - Comparação dos dados obtidos nas simulações de configurações com um eixo

Parâmetro			Configuração				
			1C1T	1C2T	1C2T RC	1C2T RA	1C2T RC.RA
Entrada de energia (combustível)	$\Phi_{E,in}$	kW	139,7	139,7	127,6	194,0	176,2
Potência C1	P_m	kW	-52,6	-52,6	-52,6	-52,6	-52,6
Potência T1	P_m	kW	58,8	52,6	52,6	52,6	52,6
Potência TP	P_m	kW	-	6,9	6,7	8,2	7,9
Temperatura do gás de rejeição	T	°C	527,1	525,4	482,9	676,4	617,2
Potência no gerador elétrico	P_{el}	kW	5,9	6,5	6,4	7,7	7,5
Eficiência térmica	η_t	%	4,2	4,7	5,0	4,0	4,3

Fonte: O autor (2017)

Na configuração mais simples, 1C1T, pode-se observar que a eficiência térmica é de apenas 4,2% e a potência no gerador chegou a 5,9 kW. É o tipo mais comum de MTG,

principalmente quando se trata de microturbinas derivadas de turbocompressores. Como a relação de pressão total não pode chegar a valores muito altos, a compressão e a expansão em estágios simples são perfeitamente viáveis.

A segunda configuração simulada foi a 1C2T. Com a inclusão da turbina de potência e com o mesmo valor de entrada de energia em combustível, a potência de saída no gerador aumentou para 6,5 kW. Consequentemente, a eficiência térmica também se elevou, chegando a 4,7%.

Outra vantagem da configuração com turbina de potência é que a carga (gerador elétrico) não possui conexão mecânica com o do eixo gerador de gás, com isto, a elevação da carga não afeta diretamente o compressor.

A configuração 1C2T-RC conta com um recuperador de calor, equipamento que aproveita parte da energia térmica contida nos gases de exaustão para pré-aquecer o ar antes da CC. Com este pré-aquecimento, a quantidade de combustível necessária para elevar a temperatura do gás a 700 °C é menor. Isto resulta em aumento da eficiência térmica, chegando a 5,0%, maior valor de todas as configurações com um eixo. Porém, a potência no gerador apresenta leve diminuição, se comparada à configuração sem o RC, ficando em 6,4 kW.

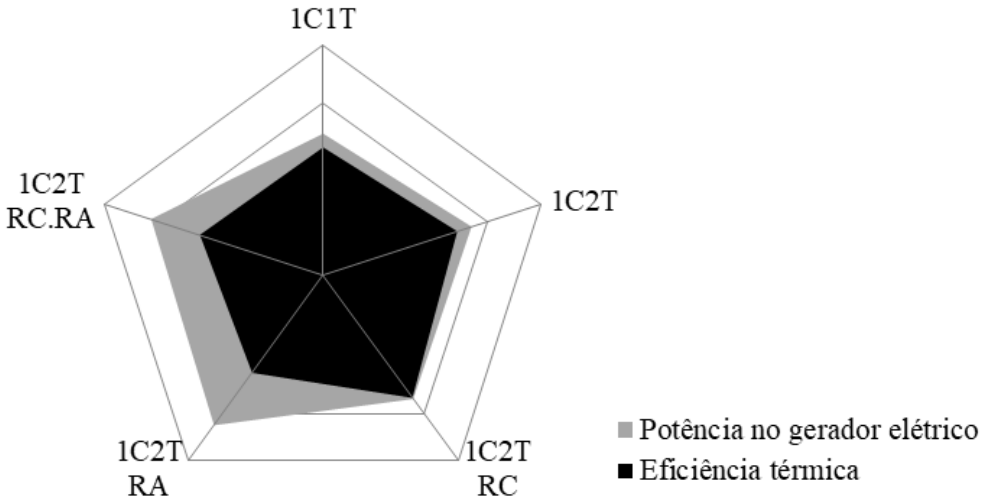
Outra variação da configuração com um eixo e turbina de potência, foi a implementação de uma etapa de reaquecimento, resultando na configuração 1C2T-RA. Percebe-se que o reaquecimento eleva sensivelmente a potência da máquina. O valor da potência indicada pelo software foi de 7,7 kW no gerador elétrico. Porém, a eficiência térmica diminui bastante, ficando em 4,0%. A entrada de energia total de 194,0 kW equivale à soma das entradas na CC e no RA.

Por último, ainda nas configurações com um eixo, foi simulada a variação 1C2T-RC.RA, que conta com recuperador de calor e reaquecimento. O reaquecimento aumenta a temperatura do gás na entrada da turbina de potência, naturalmente que a temperatura do gás na saída da turbina também seja mais alta, assim como pode ser verificado na configuração citada anteriormente, 1C2T-RA. Com essa elevação de temperatura a transferência de calor no recuperador é mais efetiva. Na configuração 1C2T-RC.RA, a eficiência térmica foi de 4,3% e a potência no gerador 7,5 kW.

Por limitações construtivas e resistência dos materiais dos turbocompressores, as microturbinas a gás derivadas destes equipamentos operam com valores de relação de pressão e temperatura do gás na entrada da turbina bem mais baixos do que as microturbinas comerciais, isto explica a baixíssima eficiência térmica obtida nas simulações.

A Figura 53 apresenta um gráfico que compara qualitativamente a eficiência térmica e a potência elétrica das configurações com um eixo. No gráfico, percebe-se mais claramente que a turbina de potência promove aumento simultâneo na eficiência térmica e na potência da máquina. Com relação ao recuperador de calor, nota-se que o equipamento promove ganho significativo na eficiência térmica, porém, queda na potência de saída. O reaquecimento produz efeitos inversos, elevação sensível na potência, em detrimento de grande queda na eficiência térmica.

Figura 53 - Relação potência x eficiência térmica para as configurações com um eixo



Fonte: O autor (2017)

Para avaliação das simulações de configurações com dois eixos no gerador de gás, elaborou-se a Tabela 9, apresenta os resultados obtidos nas simulações apresentadas nas Figuras 94 a 98 do Apêndice A.

Tabela 9 - Comparação dos dados obtidos nas simulações de configurações com dois eixos

Parâmetro			Configuração				
			2C3T	2C3T I	2C3T I.RC	2C3T I.RC.RA	2C3T I.RC.RA.RA
Entrada de energia (combustível)	$\Phi_{E,in}$	kW	138,4	147,9	134,7	191,1	183,1
Potência C1	P_m	kW	-26,0	-26,0	-26,0	-26,0	-26,0
Potência C2	P_m	kW	-28,2	-26,0	-26,0	-26,0	-26,0
Potência T1	P_m	kW	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0
Potência T2	P_m	kW	28,2	26,0	26,0	26,0	26,0
Potência TP	P_m	kW	6,4	8,8	8,6	11,6	12,6
Temperatura do gás de rejeição	T	°C	521,9	521,9	475,9	536,3	601,4
Potência no gerador elétrico	P_{el}	kW	6,1	8,3	8,2	11,1	12,0
Eficiência térmica	η_t	%	4,4	5,6	6,1	5,8	6,5

Fonte: O autor (2017)

A adição de um segundo turbocompressor no gerador de gás, configuração 2C3T, não elevou a eficiência térmica em relação à configuração 1C2T vista na Tabela 8. Pelo contrário, a eficiência térmica diminui de 4,7% para 4,4%. A potência no gerador elétrico também diminui de 6,5 kW para 6,1 kW. Contudo, um fato positivo é que a potência mecânica requerida em cada compressor foi reduzida, de 52,9 kW na configuração 1C2T, para 28,2 kW no segundo estágio e 26,0 kW no primeiro estágio, da configuração 2C3T. Por esta redução de potência pode-se esperar maior durabilidade de uma turbina a gás com dois eixos.

A configuração com dois eixos no gerador de gás permite a inserção de um resfriador intermediário entre os compressores (*intercooler*), surgindo a variação 2C3T-I. Com isto, ocorreu elevação relevante, tanto na eficiência térmica, que atinge 5,6%, quanto na potência de saída no gerador, que chega ao valor de 8,3 kW. Pode-se dizer que uma configuração com dois eixos no gerador de gás passa a ser vantajosa, do ponto de vista da eficiência térmica, quando combinada ao uso do *intercooler*.

O *intercooler* proporciona a redução de temperatura do ar que sai do compressor do primeiro estágio. Com isto o compressor do segundo estágio opera com temperatura mais baixa, e o seu trabalho de compressão é reduzido. A densidade do ar que entra na CC aumenta com a diminuição de temperatura, possibilitando a injeção de maior quantidade de combustível. Estas alterações ocasionadas pela utilização do *intercooler* proporcionam acréscimo na eficiência térmica e na potência da máquina.

Na configuração 2C3T-I. RC foi mantido o *intercooler* e adicionado um recuperador de calor. Semelhante ao que aconteceu na configuração com um eixo, os efeitos do recuperador de calor na configuração com dois eixos 2C3T-I.RC são o acréscimo na eficiência térmica e a queda na potência. Em comparação com a configuração 2C3T-I, a eficiência térmica elevou-se de 5,6% para 6,1%. Já a potência, caiu um pouco de 8,3 kW para 8,2 kW.

Nota-se que tanto o *intercooler* quanto o recuperador de calor são equipamentos bastante vantajosos de se ter em microturbinas. Pelo fato de serem apenas trocadores de calor, são equipamentos relativamente simples e que promovem elevação significativa na eficiência térmica.

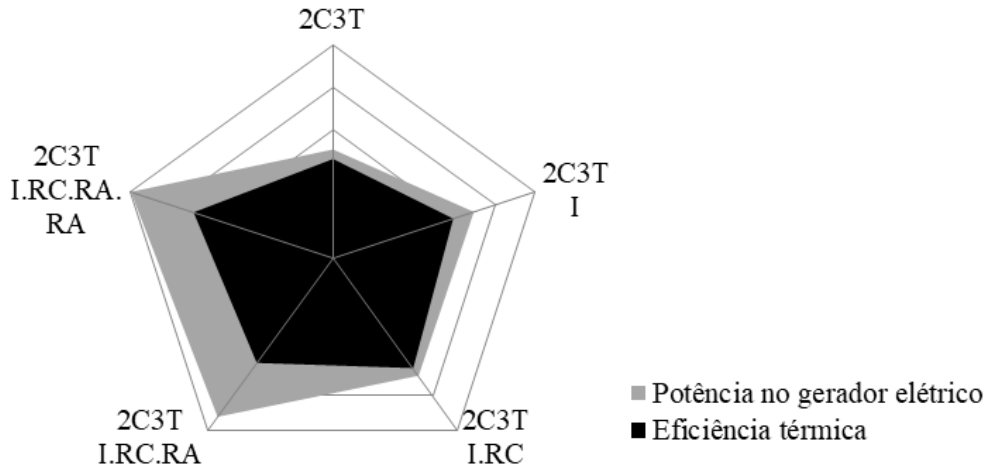
Seguindo com as avaliações referentes à Tabela 9, a inclusão de uma etapa de reaquecimento na turbina de baixa pressão do gerador de gás resultou na configuração 2C3T-I.RC.RA. Com reaquecimento, a temperatura de entrada na turbina de baixa pressão do gerador de gás também é de 700 °C, e com isto é possível extrair mais potência da máquina sem superar os limites de temperatura estabelecidos pelo fabricante dos equipamentos. Como

esperado, a potência da máquina apresentou boa elevação, atingindo 11,1 kW. Em contrapartida a eficiência térmica caiu para 5,8%.

Finalizando as avaliações das simulações, foi incluída uma segunda etapa de reaquecimento. Na configuração 2C3T-I.RC.RA.RA as temperaturas de entrada em cada turbina da composição são de 700 °C. A potência elevou-se ainda mais, ficando em 12,0 kW. Surpreendentemente, com duas etapas de reaquecimento, a eficiência térmica também aumentou, atingindo 6,5%. Nesta configuração, tanto a eficiência térmica quanto a potência foram as maiores entre todas as variações simuladas.

O gráfico da Figura 54 compara qualitativamente a eficiência térmica e a potência das configurações com dois eixos, onde é possível visualizar os efeitos de cada alteração de configuração nestes dois parâmetros. Os picos de eficiência térmica e potência, originados pelo *intercooler* ficam bastante evidentes, bem como o salto significativo na potência das configurações com uma ou duas etapas de reaquecimento.

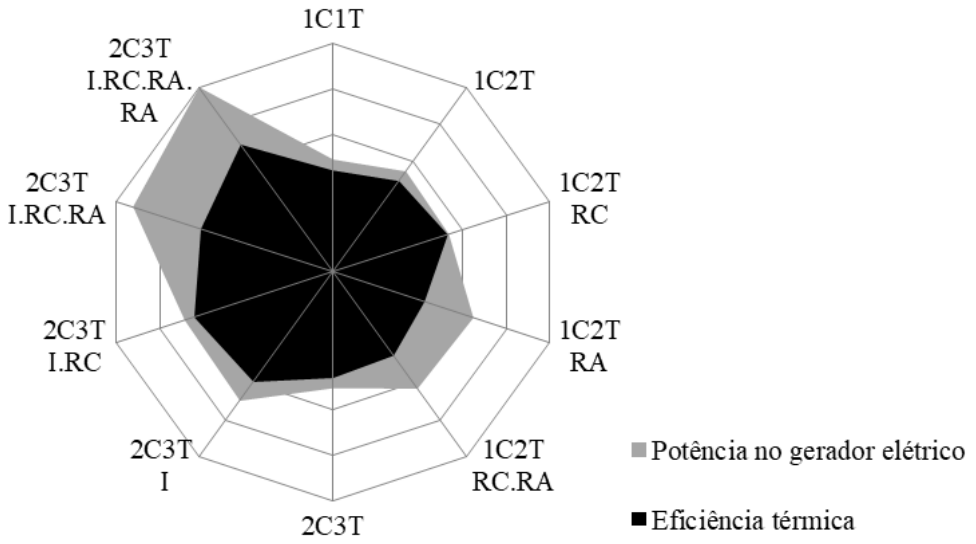
Figura 54 - Relação potência x eficiência térmica para as configurações com dois eixos



Fonte: O autor (2017)

Para facilitar a comparação simultânea das configurações com um e dois eixos, elaborou-se o gráfico de comparação qualitativa que é mostrado na Figura 55.

Figura 55 - Relação potência x eficiência térmica para todas as configurações



Fonte: O autor (2017)

Percebe-se a tendência do aumento de potência nas configurações com reaquecimento. Já nas configurações com recuperador de calor, nota-se que ocorre maior incremento na eficiência térmica. Também é possível perceber que a presença do *intercooler* é muito relevante no ciclo, pois sua utilização proporciona tanto o aumento da potência quanto de eficiência térmica.

A partir das análises das simulações, optou-se por definir como configuração mais adequada para a MTG derivada de turbocompressor, o modelo 2C3T. Esta configuração oferece a possibilidade de futuramente incluir *intercooler* e até duas etapas de reaquecimento, além do recuperador de calor que pode ser utilizado em qualquer configuração.

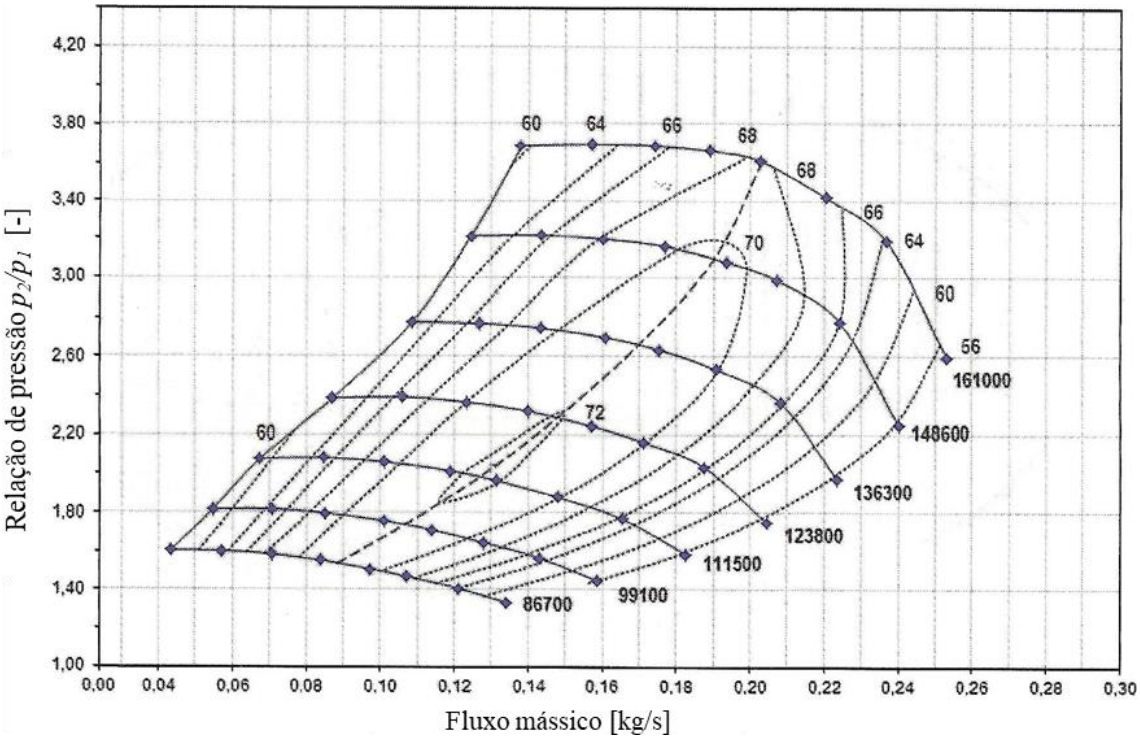
4.2 DEFINIÇÃO DOS TURBOCOMPRESSORES

Com os dados da Tabela 2 do item 3.2 foi possível fazer comparações entre alguns equipamentos e a partir disto, selecionar os turbocompressores ideais para o projeto. O primeiro aspecto observado para a definição dos turbocompressores foi o fluxo mássico do compressor. Pelo fato de se tratar de uma conexão em série, o fluxo mássico entre os compressores de alta e baixa pressão, é igual. A partir disto, procurou-se selecionar um par de turbocompressores que operassem com faixas de fluxo mássico semelhantes dentro das regiões de eficiência isentrópica mais altas.

Definiu-se que uma eficiência isentrópica aceitável seria de 70% e então foram avaliados os valores de fluxo mássico dos compressores disponíveis dentro desta região de

eficiência isentrópica. Por exemplo, pensou-se no modelo n° 1, que opera com fluxo mássico entre 0,08 e 0,20 kg/s com eficiência isentrópica de 70% a 72%, Figura 56, como uma opção de compressor de alta pressão.

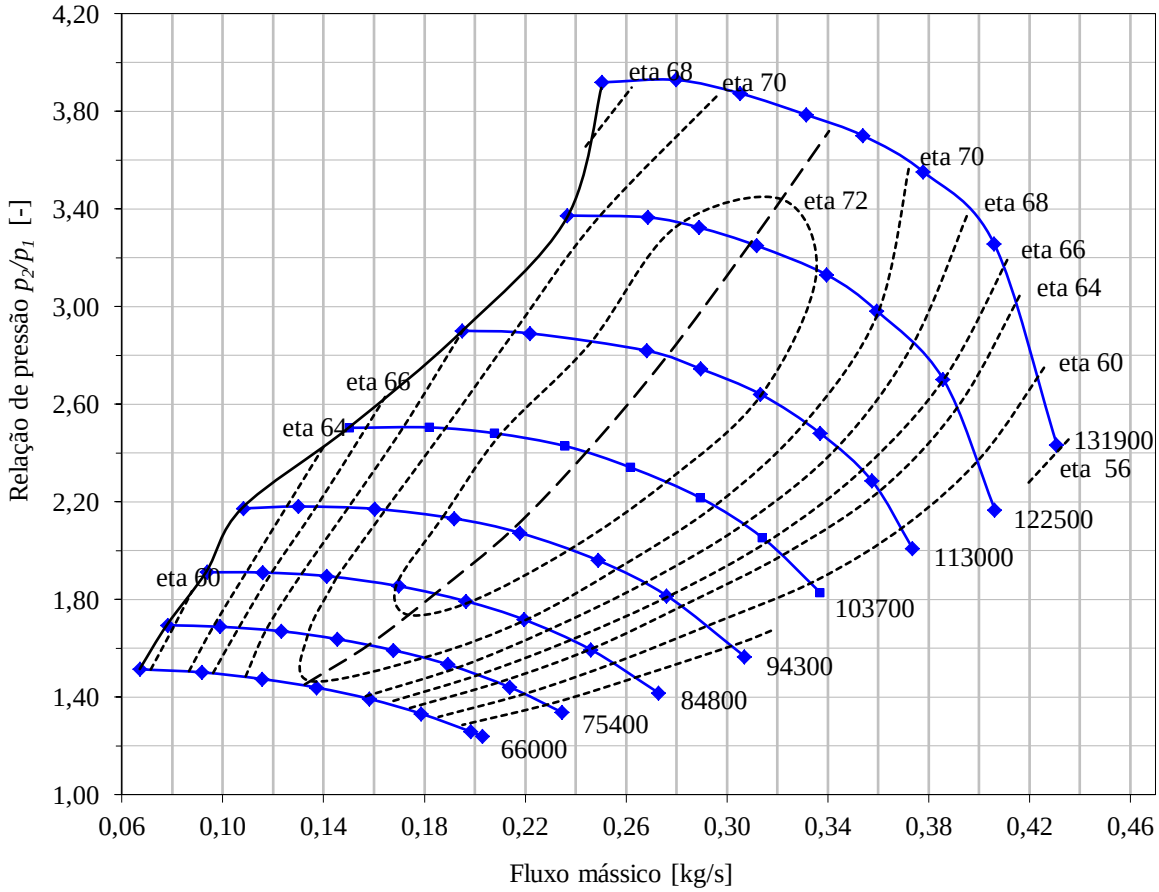
Figura 56 - Mapa de desempenho do compressor n° 1



Fonte: Adaptado de Catálogo Racing Master Power (2012)

Porém, este equipamento limitaria o fluxo mássico a um valor muito baixo. Para entender melhor, suponha-se que o modelo R4449 seja o turbocompressor de alta pressão. Consequentemente, o modelo seguinte, R494, não poderia ser o turbocompressor de baixa pressão, tampouco o modelo R544, haja vista que ambos utilizam turbina n° I, a mesma que equipa o modelo R4449. Optando-se pelo modelo R545 o conjunto teria um escalonamento de tamanhos, tanto de compressor quanto de turbina, ou seja, equipamentos maiores na baixa pressão. Porém, analisando os valores de fluxo mássico máximo e mínimo dos modelos R4449 e R545, percebe-se que são faixas bastante discrepantes. A Figura 57 apresenta o mapa de desempenho do compressor n° 3, onde é possível observar que com o fluxo mássico limitado em 0,20 kg/s, este compressor até funcionaria com eficiência isentrópica acima de 70%, inclusive chegando a 72%. Porém, quando o fluxo mássico estivesse no valor mínimo, ou seja, 0,08 kg/s a eficiência isentrópica cairia para um valor inferior a 64%.

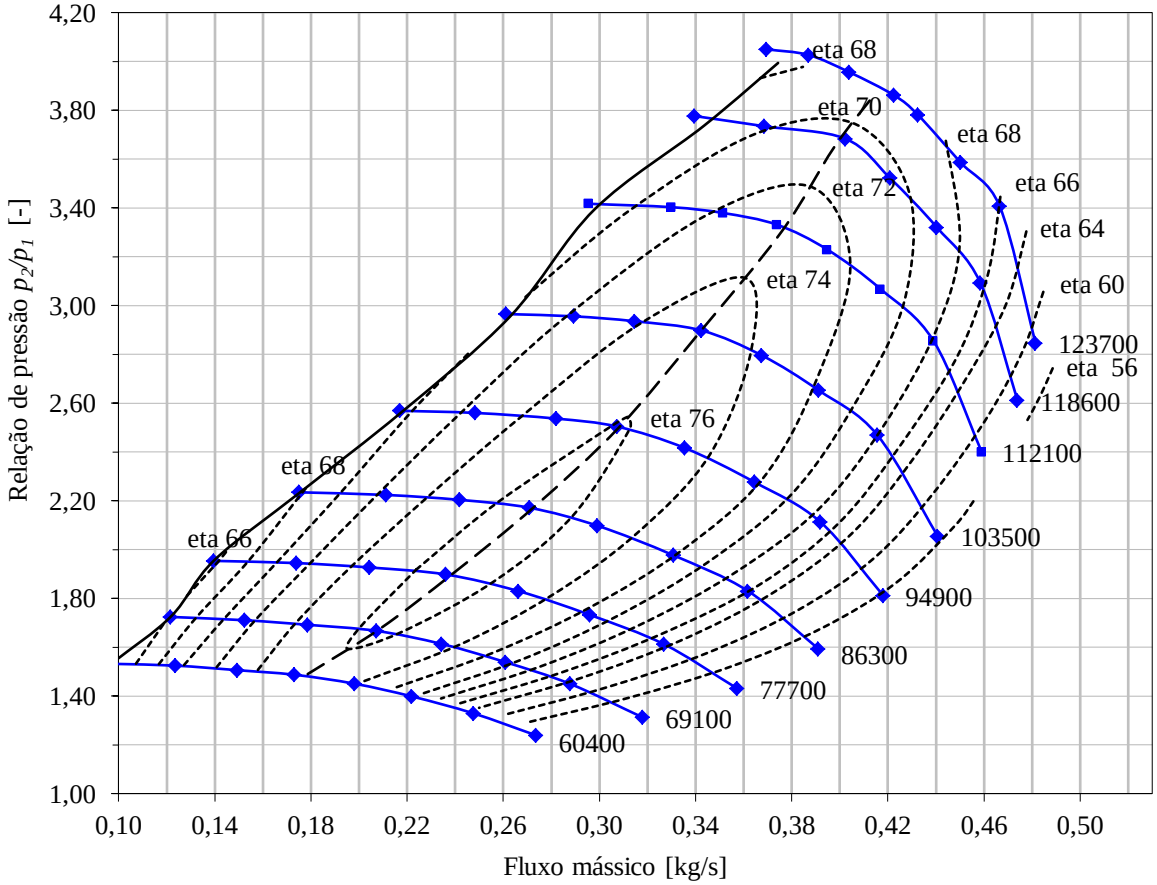
Figura 57 - Mapa de desempenho do compressor n° 3



Fonte: Adaptado de Master Power (2016)

Percebeu-se então a necessidade de selecionar um compressor de alta pressão que operasse com uma faixa de fluxo mássico maior dentro da região de eficiência isentrópica mínima de 70%. O compressor n° 2 opera numa faixa de fluxo mássico mais alta, porém não muito mais ampla do que o n° 1. Já o compressor n° 3, opera numa faixa mais alta e principalmente com maior amplitude. Portanto, definiu-se que o compressor do conjunto de alta pressão seria o n° 3. Por conseguinte, para manter o escalonamento também no compressor (equipamento maior na baixa pressão) o compressor de baixa pressão selecionado foi o n° 4. A Figura 58 mostra o mapa de desempenho deste modelo de compressor.

Figura 58 - Mapa de desempenho do compressor n° 4



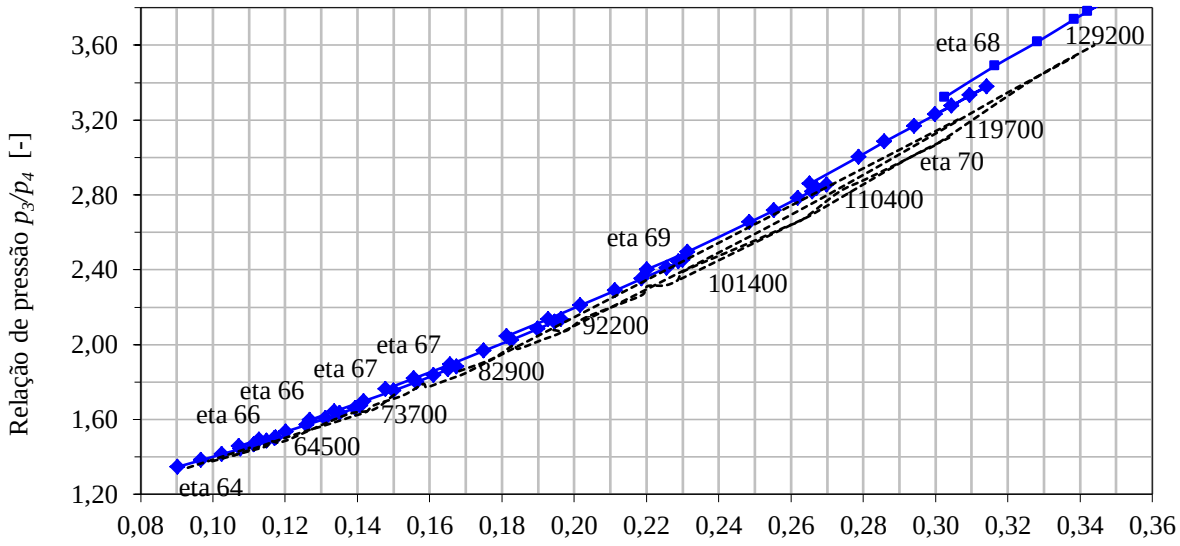
Fonte: Adaptado de Master Power (2016)

Avaliando-se os mapas de desempenho dos compressores n° 3, Figura 57 e n° 4, Figura 58 percebe-se boa compatibilidade entre eles. O fluxo mássico do conjunto para eficiência isentrópica acima de 70% abrange a faixa entre 0,13 kg/s e 0,37 kg/s.

Depois de definido o compressor, verificou-se, ainda com auxílio da Tabela 2, que existiam duas possibilidades para o turbocompressor de alta pressão (R544 e R545), já que ambos os equipamentos são montados com compressores nº 3. Da mesma forma, identificam-se três possibilidades para o turbocompressor de baixa pressão (R594, R595 e R596), todos montados com compressor nº 4. Optou-se pelos modelos R544, para alta pressão, por utilizar turbina menor. Isto excluiu apenas o R594 da lista de possibilidades para baixa pressão, já que tanto o R544 e o R594 utilizam turbina n° I. Para baixa pressão, entre o modelo R595 e o R596, optou-se pelo primeiro, pois utiliza turbina nº II. Reservando assim, a possibilidade de se usar um modelo com turbina n° III para a turbina de potência, já que é a maior turbina com arrefecimento líquido deste fabricante. Com a definição destes equipamentos estimou-se a faixa de fluxo mássico e a pressão em que a MTG deve operar. Estes parâmetros foram utilizados para o projeto da CC, conforme pode ser visto no item 4.3.1.

Também foi feita a análise dos mapas de desempenho das turbinas destes turbocompressores, porém, nestes mapas as curvas de operação aparecem em linhas com orientação diferente, onde não é possível identificar amplas regiões de isoeficiência como nos mapas de compressores. A Figura 59 mostra o mapa de desempenho da turbina do turbocompressor R544.

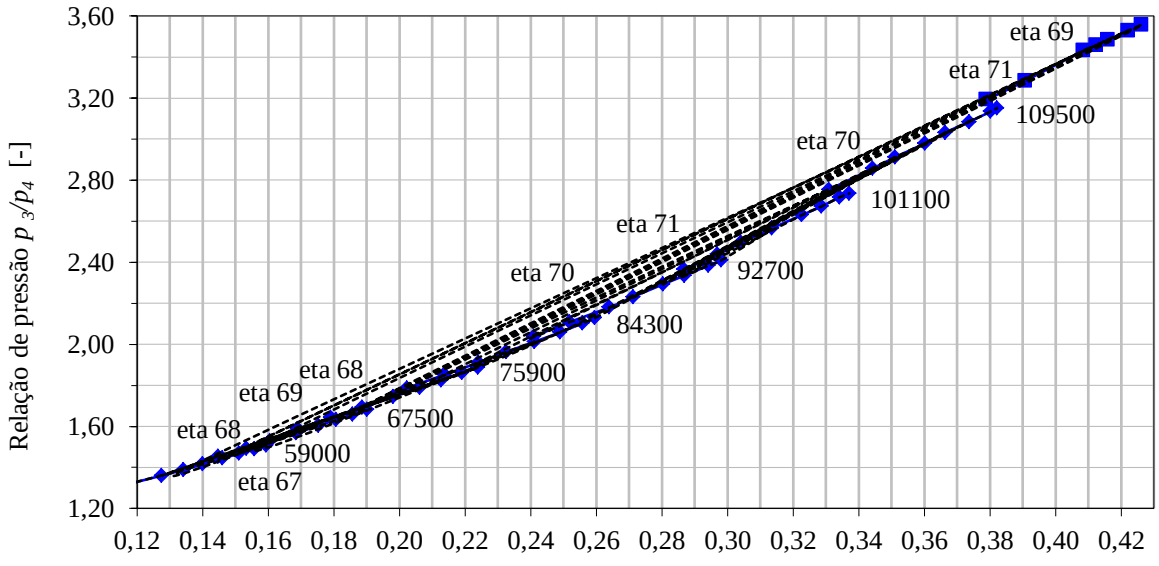
Figura 59 - Mapa de desempenho turbina R544



Fonte: Adaptado de Master Power (2016)

A Figura 60 apresenta o mapa de desempenho da turbina do turbocompressor R595.

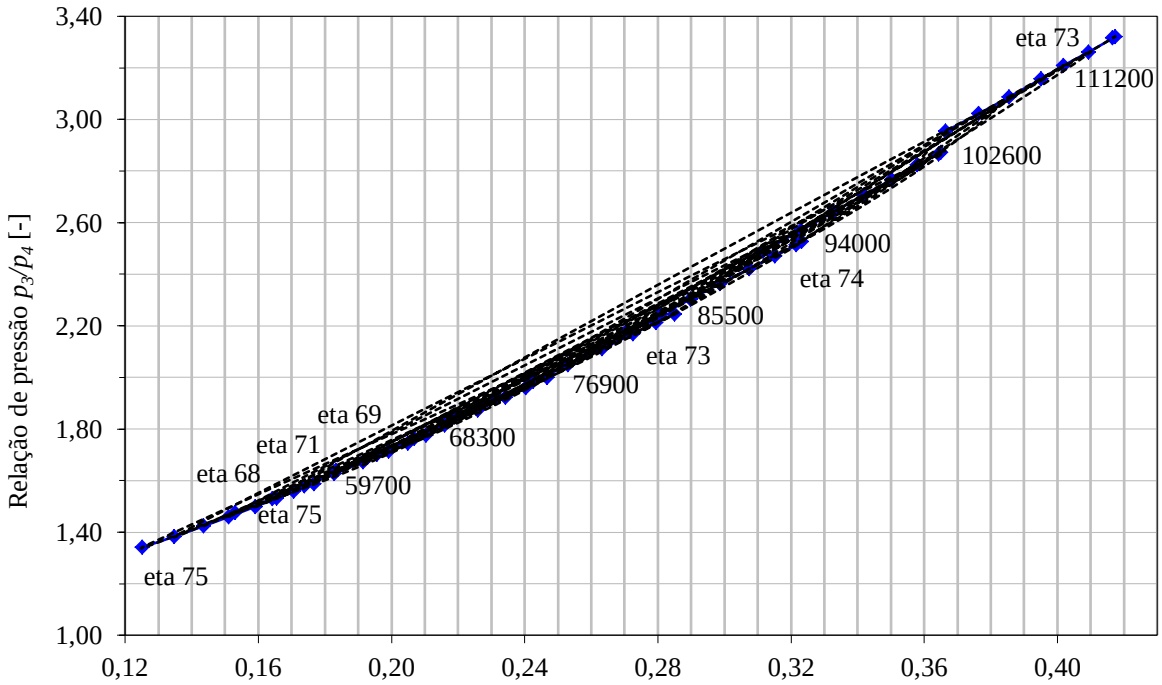
Figura 60 - Mapa de desempenho turbina R595



Fonte: Adaptado de Master Power (2016)

A turbina do turbocompressor R596 foi especificada para operar como turbina de potência e seu mapa de desempenho é mostrado na Figura 61.

Figura 61 - Mapa de desempenho turbina R596



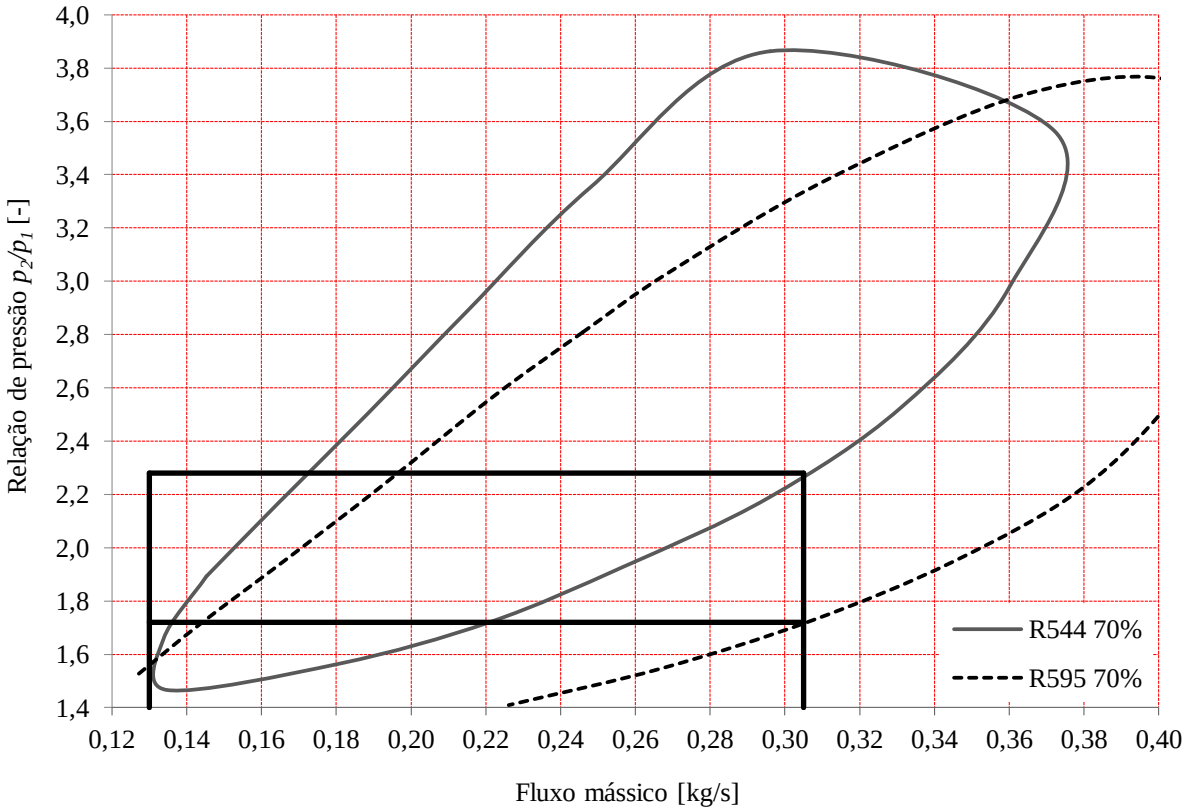
Fonte: Adaptado de Master Power (2016)

Para avaliações mais detalhadas de operação em diferentes combinações de relação de pressão e fluxo mássico, seria necessário realizar outros testes experimentais depois de montar a turbina a gás. Entretanto, tais avaliações não fazem parte deste trabalho, haja vista que não será obtido um protótipo experimental da turbina a gás.

4.2.1 Análise do conjunto de turbocompressores do gerador de gás

Para avaliar a operação em série dos turbocompressores R544 e R595, foi feita a sobreposição dos mapas de desempenho dos seus respectivos compressores. Com isto, foi possível visualizar as características de operação do conjunto para cada combinação de fluxo mássico e relação de pressão, dentro de regiões de isoeficiência definidas. No gráfico da Figura 62 pode-se visualizar essa sobreposição. O contorno tracejado indica a região de isoeficiência à cima de 70% do turbocompressor R595. O contorno contínuo demarca a região de isoeficiência a cima de 70% do turbocompressor R544.

Figura 62 - Sobreposição dos mapas de desempenho R544/70% e R595/70%

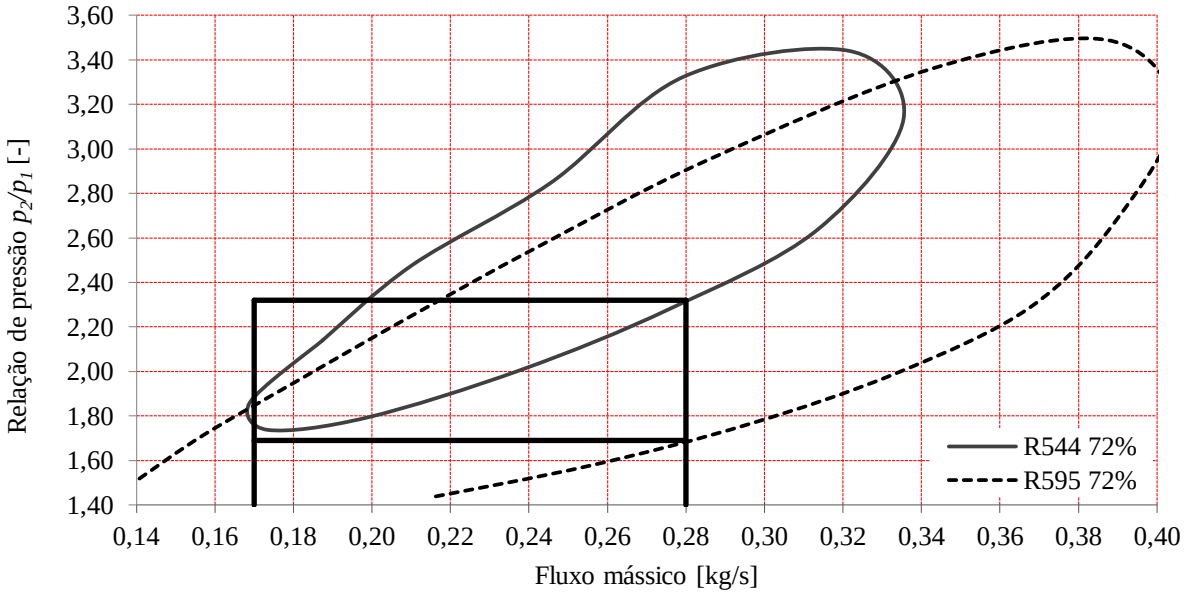


Fonte: O autor (2017)

As linhas verticais delimitam a faixa de fluxo mássico que o conjunto pode operar mantendo-se os compressores com eficiência isentrópica mínima de 70%. Nota-se que a faixa vai desde 0,13 kg/s até quase 0,31 kg/s. No que diz respeito às relações de pressão, os equipamentos podem operar com qualquer combinação de valores, desde que não se ultrapasse os limites de pressão estipulados pelo fabricante. Por exemplo: para fluxo mássico de 0,31 kg/s o R544 opera com r_p em torno de 2,3 e o R595 com r_p um pouco acima de 1,7. Admitindo pressão atmosférica de 1,013 bar, a pressão manométrica na saída do compressor de alta pressão chega a aproximadamente 4,0 bar. Segundo relatos do fabricante, este é o limite de pressão seguro para operação do equipamento.

O conjunto ainda pode operar com valores de eficiência isentrópica mais altos, porém, numa faixa de fluxo mássico mais estreita. No gráfico da Figura 63, a sobreposição dos mapas de desempenho evidencia as regiões de η_i de 72%, para os compressores de baixa e alta pressão.

Figura 63 - Sobreposição dos mapas de desempenho R544/72% e R595/72%

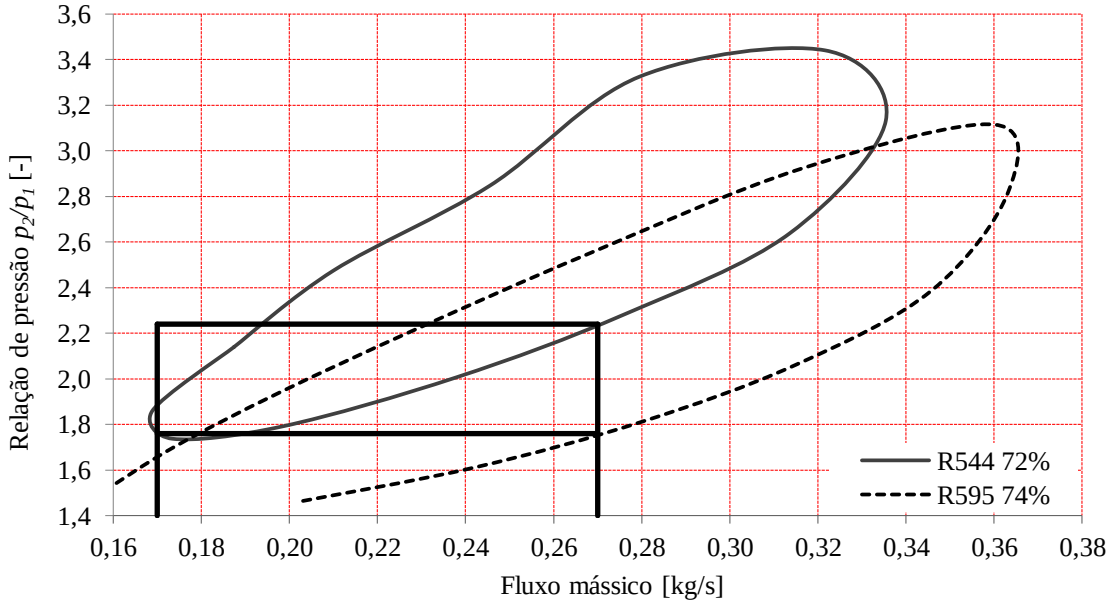


Fonte: O autor (2017)

A amplitude do fluxo mássico diminuiu, com 72% de eficiência isentrópica, o conjunto opera desde 0,17 kg/s até 0,28 kg/s. No limite superior, a r_p do compressor de alta pressão fica em torno de 2,3. A r_p do compressor de baixa pressão pode chegar a quase 1,7.

Mantendo-se 72% de eficiência isentrópica no compressor de alta pressão e elevando-se a η_i para 74% no compressor de baixa pressão a faixa de fluxo mássico fica entre 0,17 kg/s e 0,27 kg/s. Pode ser visto no gráfico da Figura 64 que no limite superior de fluxo, as relações de pressão são de aproximadamente 2,2 e 1,8, respectivamente para alta e baixa pressão.

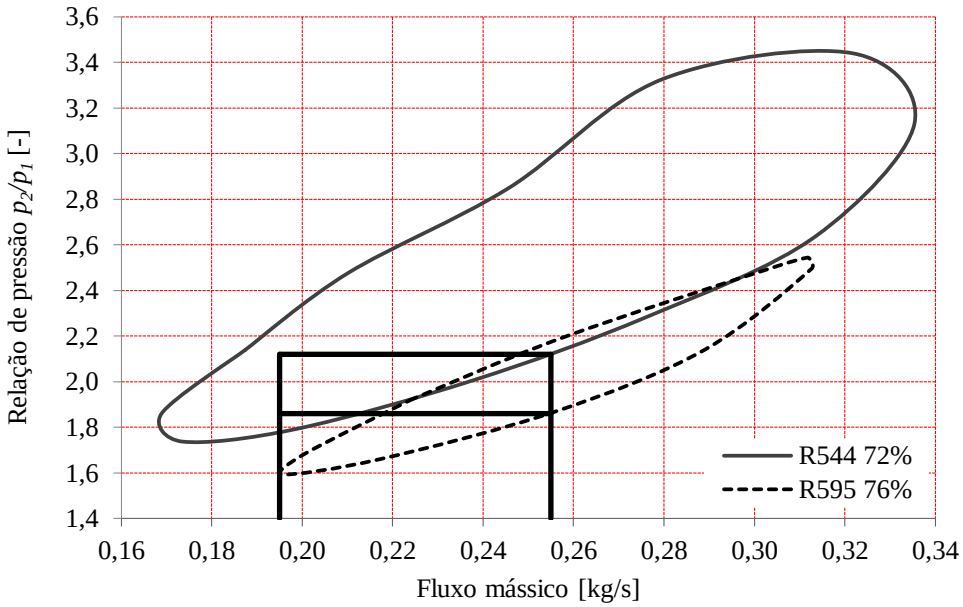
Figura 64 - Sobreposição dos mapas de desempenho R544/72% e R595/74%



Fonte: O autor (2017)

A eficiência isentrópica máxima do compressor de baixa pressão é de 76% e o limite de η_i do compressor de alta pressão é de 72%. Se os dois equipamentos operarem dentro dessas respectivas faixas, considera-se esta a condição de máxima eficiência isentrópica do conjunto. Por observação do gráfico da Figura 65, nota-se que, com 76% de η_i na alta pressão e 72% na baixa pressão, a amplitude do fluxo mássico é bem mais restrita.

Figura 65 - Sobreposição dos mapas de desempenho R544/72% e R595/76%



Fonte: O autor (2017)

O conjunto opera desde pouco abaixo de 0,20 kg/s até quase 0,26 kg/s. No limite superior, a r_p do compressor de alta pressão fica em torno de 2,1. A r_p do compressor de baixa pressão pode chegar a quase 1,9.

Poderiam ser feitas inúmeras combinações de fluxo mássico e relação de pressão sem sair das regiões de eficiência isentrópica mais altas dos compressores. Para ilustrar a operação em conjunto dos equipamentos, criou-se um exemplo teórico com rampas de operação para os dois compressores. Para elaboração dessas rampas, supôs-se que para valores de $\dot{m}$ mais baixos, a r_p também é mais baixa. Conforme $\dot{m}$ aumenta, a r_p sobe proporcionalmente nos dois compressores. Considerando estas rampas, foram estabelecidos cinco regimes de operação com valores de fluxo mássico distribuídos na faixa de operação. A Tabela 10 apresenta os valores de r_p e eficiência isentrópica dos compressores para os valores de fluxo mássico referentes a cada um dos cinco regimes de operação.

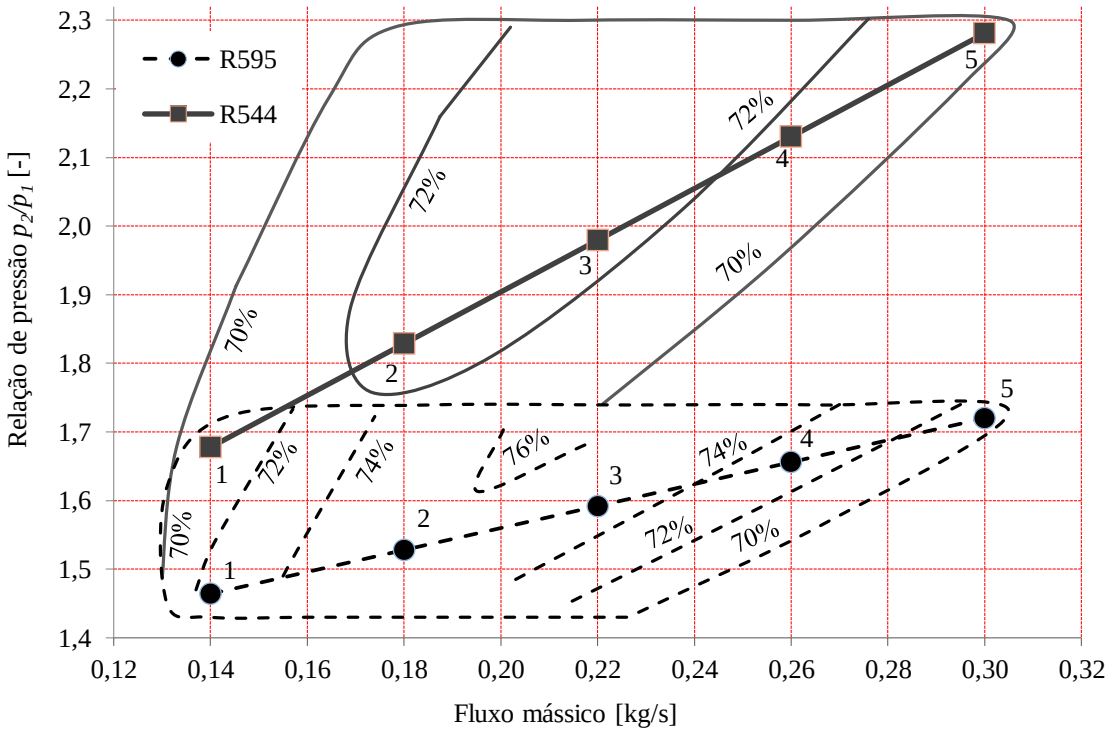
Tabela 10 - Valores de eficiência isentrópica e r_p para cinco regimes de operação

Regime de operação	Fluxo mássico (kg/s)	R595		R544		Total
		r_p	Eficiência	r_p	Eficiência	r_p
1	0,14	1,44	72%	1,66	70%	2,39
2	0,18	1,51	74%	1,81	72%	2,73
3	0,22	1,57	74%	1,96	72%	3,08
4	0,26	1,64	72%	2,11	70%	3,45
5	0,3	1,70	70%	2,26	70%	3,84

Fonte: O autor (2017)

O gráfico da Figura 66 mostra o exemplo da Tabela 10 numa sobreposição dos mapas de desempenho dos compressores.

Figura 66 - Faixas de operação dos compressores

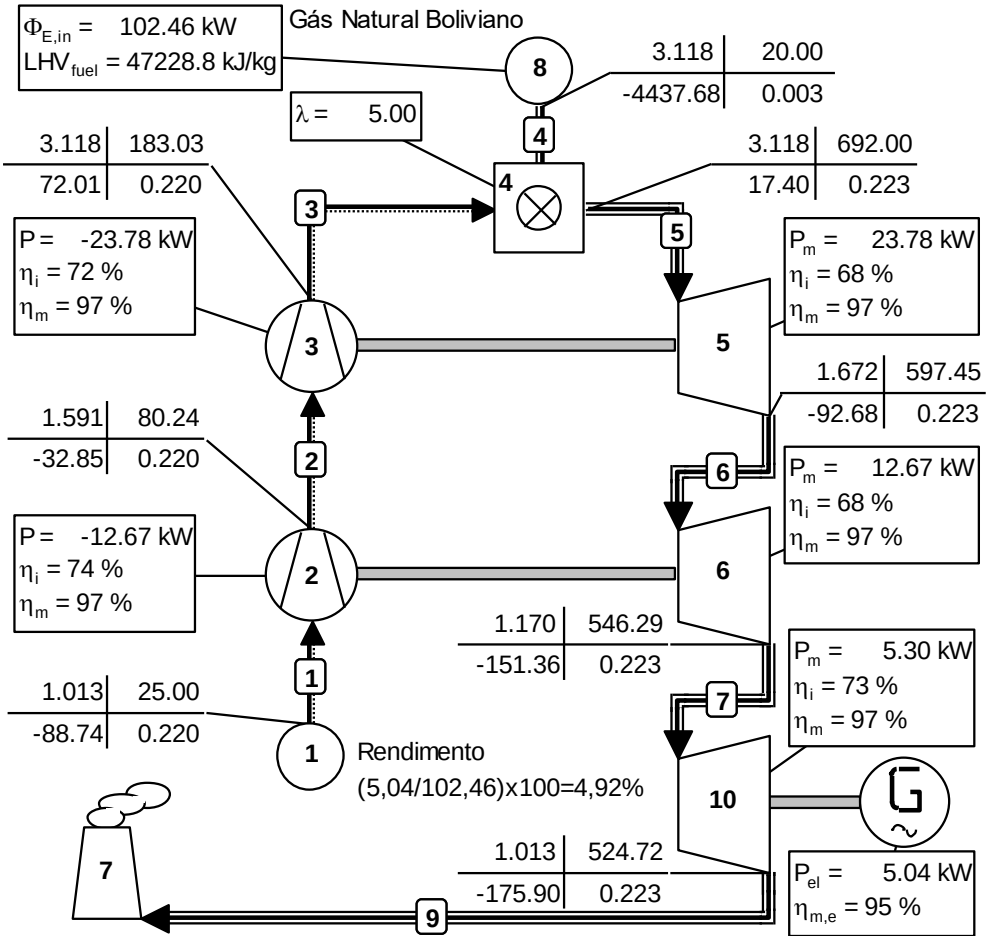


Fonte: O autor (2017)

Nota-se a que os regimes de operação 2 e 3 estão dentro das regiões de isoeficiência 74% e 72%, os regimes 1 e 4 com 72% e 70%, respectivamente para os compressores de baixa e alta pressão. O extremo superior, regime 5, apresenta eficiência isentrópica de 70% para ambos os compressores. Trata-se de um exemplo hipotético criado para facilitar a visualização de um possível comportamento da operação combinada dos compressores. Possivelmente, as rampas de operação reais são curvas, ao invés de retas.

Para verificar o comportamento dos equipamentos selecionados para compor a MTG foi realizada uma nova simulação da configuração 2C3T. A Figura 67 apresenta esta simulação.

Figura 67 - Configuração 2C3T com os novos parâmetros de operação



Fonte: O Autor (2017)

O que diferencia esta simulação daquela apresentada na Figura 91 do Apêndice A, é que os valores de eficiência isentrópica dos compressores, relação de pressão e fluxo mássico são referentes ao regime de operação número 3, vistos na Tabela 10. Os valores de eficiência isentrópica das turbinas são semelhantes aos valores vistos nos seus mapas de desempenho, apresentados na seção 4.2. A temperatura na saída da câmara de combustão foi especificada a partir da especificação do fator lambda igual a cinco, mais explicações a respeito no item 3.3.4. A eficiência térmica ficou em 4,9%, valor um pouco maior do que havia sido verificado na simulação anterior para a mesma configuração (4,4%). Como o fluxo mássico nesta simulação foi de 0,22 kg/s, a potência no gerador apresentou valor mais baixo (5,0 kW) do que na simulação anterior (6,1 kW). Esta nova simulação não retrata a condição de potência

máxima da máquina, e sim em regime intermediário de operação com boa eficiência isentrópica nos equipamentos.

4.3 DESENVOLVIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

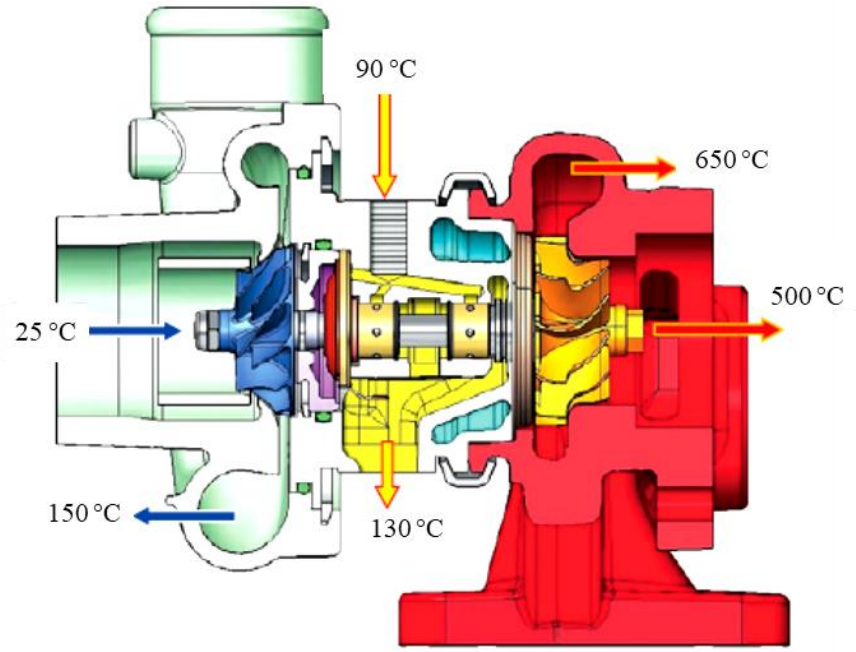
Conforme citado na metodologia, a escolha de uma CC do tipo tubular é a melhor alternativa para aplicação em turbina a gás derivada de turbocompressor, principalmente pelo fato de que as saídas dos compressores e entradas das turbinas são radiais e concentradas em conexões tubulares. A partir da definição do tipo, partiu-se para o desenvolvimento da CC.

4.3.1 Equacionamento básico

Para formar o conjunto de baixa pressão o turbocompressor selecionado foi o R595, e para o conjunto de alta pressão foi escolhido o turbocompressor R544. Avaliando os mapas de desempenhos dos compressores destes equipamentos, Figura 57 e Figura 58, do item 4.2, percebe-se que em uma situação limite, com eficiência isentrópica de 60% nos compressores de alta e baixa pressão, sem ultrapassar os limites de pressão recomendados pelo fabricante, tem-se um valor máximo de fluxo mássico de 0,36 kg/s.

Com uma relação de pressão média de 1,7:1 no conjunto de baixa pressão, eleva-se a pressão do fluido da pressão atmosférica, (1atm) até 1,7 atm (esta seria a pressão de entrada do ar no compressor de alta pressão). Estimando uma relação de pressão de 2,1:1 no compressor de alta pressão, este elevará a pressão de 1,7 atm até 3,57 atm (aproximadamente 361,7 kPa), e este seria o valor de pressão absoluta na entrada na CC. Com a compressão do ar a temperatura também aumenta. A Figura 68 mostra os valores típicos de temperatura em turbocompressores, onde se percebe que o ar que sai do compressor encontra-se a uma temperatura de aproximadamente 150 °C. Este valor é relativo a uma determinada pressão de operação do turbocompressor e sofre variações diretamente proporcionais ao aumento de pressão. As temperaturas de entrada e saída do óleo podem sofrer variações conforme a aplicação do turbocompressor.

Figura 68 - Temperaturas típicas de turbocompressores



Fonte: Adaptado de Manual Técnico Master Power (2012)

Na simulação mostrada na Figura 91 do Apêndice A, configuração com dois eixos e turbina de potência, a temperatura de entrada na CC é de 197,2 °C. A partir disto, para realização dos cálculos do desenvolvimento, será adotado o valor de temperatura de 197 °C.

Com os valores estimados de pressão e temperatura na entrada da CC e com a utilização das Equações (19) e (20), pode-se chegar ao valor da massa específica do ar considerando-o um gás perfeito (ÇENGEL e BOLES, 2006).

$$p = \rho RT \tag{19}$$

Ou, reorganizando os termos.

$$\rho = \frac{p}{RT} \tag{20}$$

Inserindo os valores e resolvendo a Equação (20).

$$\rho = \frac{361730\ Pa}{287{,}058\ J/kgK \cdot 470\ K} = 2{,}68\ kg/m^3$$

Para as equações (19) e (20): p é a pressão absoluta em Pa; ρ é a massa específica em kg/m³; R é a constante do gás em J/kg·K; e T é a Temperatura em K.

Com fluxo mássico máximo de 0,36 kg/s e a massa específica de 2,68 kg/m³ a vazão volumétrica e a velocidade do fluido na saída do compressor podem ser calculadas a partir das equações (21) a (25) (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0{,}36\ kg/s}{2{,}68\ kg/m^3} = 0{,}134\ m^3/s \tag{21}$$

O compressor do turbocompressor R544 da MASTER POWER, conjunto de alta pressão, possui um duto de saída com diâmetro de 50 mm, ou 0,05 m, o que resulta em uma área de 0,000625 m², conforme pode ser verificado na Equação (22).

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}05^2}{4} = 0{,}000625\ m^2 \tag{22}$$

Para determinação da velocidade na saída do compressor.

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{0{,}134\ m^3/s}{0{,}000625\ m^2} \cong 214\ m/s \tag{23}$$

Com velocidade próxima de 214 m/s do fluido na região de queima tornaria impossível a manutenção da chama, conforme foi visto no item 2.4.4. Portanto é necessário que esta velocidade seja reduzida. Uma forma de se fazer isto é com o aumento da área da CC nesta região, formando um difusor que diminui a velocidade do fluido (LORA e NASCIMENTO, 2004).

Para se chegar a um valor de área ideal, segue-se com as equações (24) e (25), de Fox, Mcdonald e Pritchard (2006). Dividindo a vazão volumétrica máxima, 0,134 m³/s, pela velocidade limite ideal, que segundo Rolls-Royce (1996) seria de 25 m/s.

$$A = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{0{,}134\ m^3/s}{25\ m/s} = 0{,}00536\ m^2 \tag{24}$$

Ou, conforme Equação (25) um diâmetro de aproximadamente 83 mm.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}00537}{\pi}} = 0{,}08261\ m \cong 83\ mm \tag{25}$$

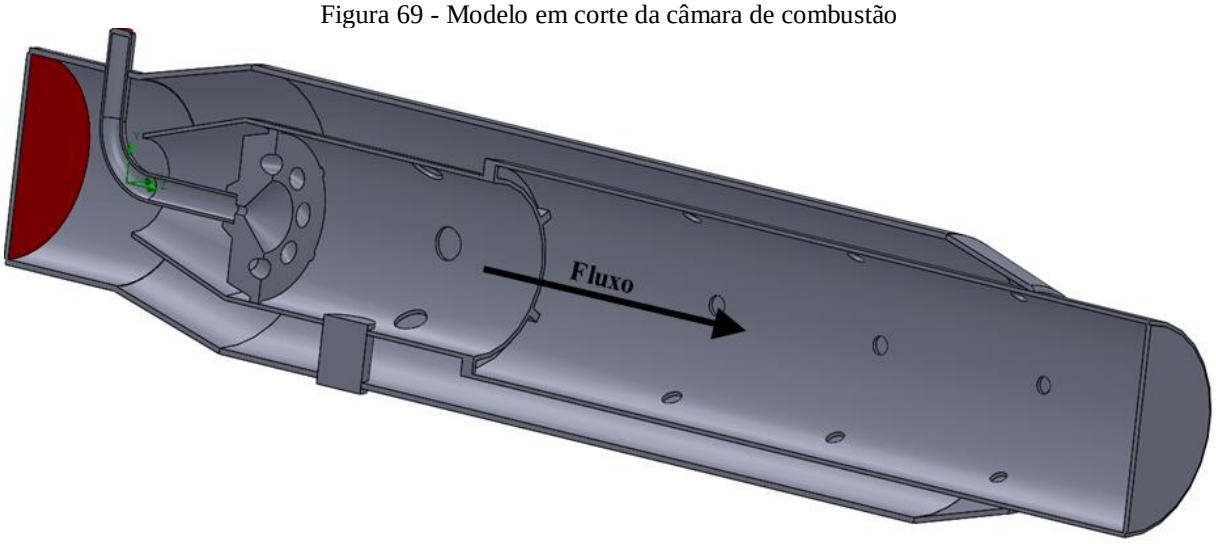
Para as equações (21) a (25): $\dot{V}$ é a vazão volumétrica em m³/s; $\dot{m}$ é o fluxo mássico em kg/s; A é a área em m²; d é o diâmetro em m; v é a velocidade em m/s; e o ρ é a massa específica em kg/m³.

Este seria o valor mínimo para o diâmetro interno da CC na região de queima. Neste trabalho foi desenvolvido um protótipo para testes com tubos de PVC. Como os padrões de tubos de PVC não oferecem a medida de 83 mm, no desenvolvimento final atribui-se valor de diâmetro interno para a carcaça da CC de 96 mm. Esta é uma aproximação da medida interna do tubo comercial de PVC com diâmetro externo nominal de 100 mm. Aplicando o valor de diâmetro interno de 96 mm na Equação (22) tem-se o valor de área igual a 0,007238 m². Inserindo este valor de área na Equação (24) e reorganizando os termos chega-se ao valor de velocidade referente à vazão volumétrica de 0,134 m³/s, que é de 18,51 m/s, cerca de 26% menor do que o limite de 25 m/s. Com isto, este pode ser considerado um valor de velocidade seguro para manutenção da chama.

4.3.2 Modelo tridimensional da câmara de combustão

Foi feita a definição de modelo da CC conforme as propostas básicas vistas em Souza (2014) e Boyce (2002). O dimensionamento do modelo foi baseado nas medidas obtidas no equacionamento visto no item 4.3.1. A modelagem das peças da CC foi feita utilizando-se o *software* SolidWorks, e na Figura 69 pode ser visualizado um corte longitudinal no plano Y-Z do modelo CC308, utilizado na terceira etapa de simulações CFD.

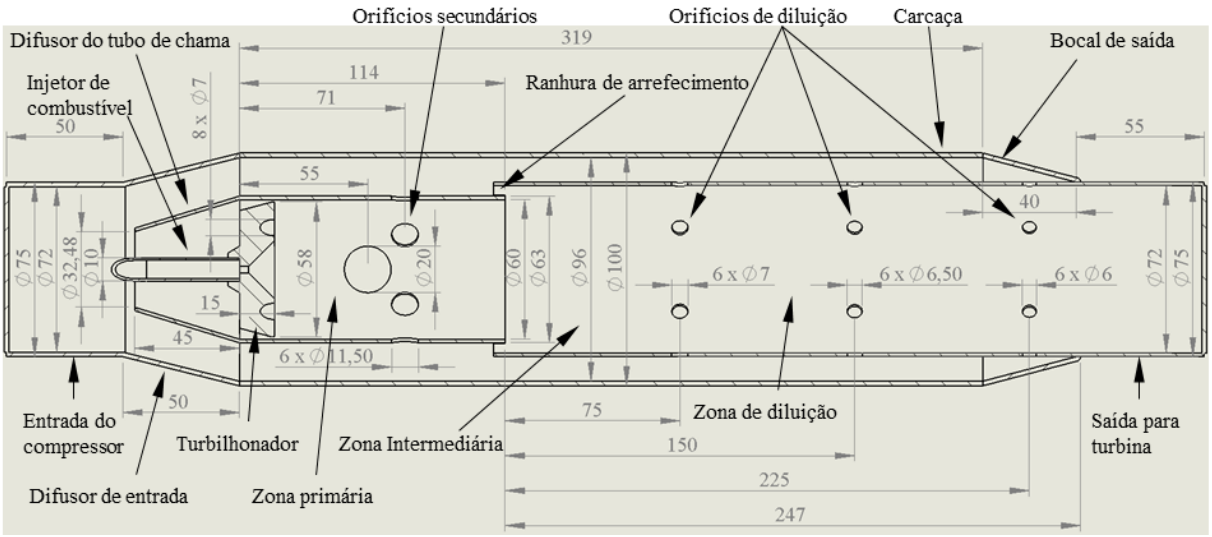
Figura 69 - Modelo em corte da câmara de combustão



Fonte: O autor (2017)

Diversos modelos foram desenvolvidos até se chegar à geometria julgada como satisfatória. Os modelos foram sendo alterados geometricamente, os resultados das simulações de CFD realizadas. A Figura 70 apresenta uma vista em corte do modelo CC308, onde é possível visualizar alguns componentes e suas principais dimensões.

Figura 70 - Vista em corte do modelo CC308



Fonte: O autor (2017)

4.4 SIMULAÇÕES EM CFD

Neste subcapítulo são apresentados os resultados das avaliações de CFD, onde constam os resultados obtidos na avaliação da independência da malha e nas etapas de simulação 3 e 4. Os resultados preliminares (etapa 2) constam no Apêndice B, onde são apresentados imagens dos perfis de escoamento e avaliação da divisão do fluxo mássico da CC206.

4.4.1 Avaliação da independência da malha

O teste de independência da malha foi realizado em seis malhas do modelo CC206, conforme Tabela 5 do item 3.3.4. A Tabela 11 apresenta os valores de fluxo mássico em cada superfície de controle, obtidos para as avaliações das malhas geradas.

Tabela 11 - Avaliação da independência de malha

	Superfície de controle	Malhas 1	2	3	4	5	6
Fluxo mássico indicado na simulação [kg/s]	1	0,023304	0,024019	0,025193	0,024693	0,024345	0,024141
	2	0,240722	0,240660	0,238565	0,238478	0,240053	0,240319
	3	0,176155	0,180060	0,178657	0,177956	0,179302	0,179211
	4	0,064058	0,063959	0,066517	0,067091	0,066770	0,066723
	5	0,040275	0,040163	0,042151	0,042339	0,042333	0,042246
	6	0,019341	0,018158	0,019801	0,019648	0,019710	0,019815

Fonte: O autor 2017

Os dados de simulação das malhas testadas na avaliação da independência da malha constam na Tabela 12.

Tabela 12 - Dados das malhas avaliadas

	Parâmetro	Malhas 1	2	3	4	5	6
Detalhes da malha	Células de fluido	18.953	63.569	239.147	587.219	1.106.575	2.474.462
	Células parciais	24.467	53.801	165.184	344.873	426.302	675.502
	Total de céculas	43.420	117.370	404.331	932.092	1.532.877	3.149.964
	Iterações	120	152	255	281	326	428
Processamento	Tempo de simulação [hh:mm:ss]	0:04:25	0:12:32	1:06:00	2:50:35	4:43:23	11:43:51
	Memória RAM [Mb]	313	600	1.900	3.900	5.000	8.900
	CPU [%]	76	86	86	88	88	88

Fonte: O autor (2017)

A partir destas tabelas foram criados gráficos que facilitam a avaliação da independência de malha. Estes gráficos, que são apresentados no Apêndice E, relacionam os valores de fluxo mássico em cada superfície de controle para cada malha testada, com o número de células de fluido da respectiva malha. O critério avaliado foi a variação dos valores de fluxo mássico de cada malha, por superfície de controle, em relação aos respectivos valores obtidos na malha anterior. Tais variações percentuais são apresentadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Variação dos valores relativos das malhas

Superfície de controle	Variação percentual do fluxo mássico da malha em relação ao do fluxo mássico da malha da malha anterior				
	2	3	4	5	6
1	3,07%	4,89%	-1,98%	-1,41%	-0,84%
2	-0,03%	-0,87%	-0,04%	0,66%	0,11%
3	2,22%	-0,78%	-0,39%	0,76%	-0,05%
4	-0,15%	4,00%	0,86%	-0,48%	-0,07%
5	-0,28%	4,95%	0,45%	-0,02%	-0,20%
6	-6,12%	9,05%	-0,78%	0,32%	0,53%

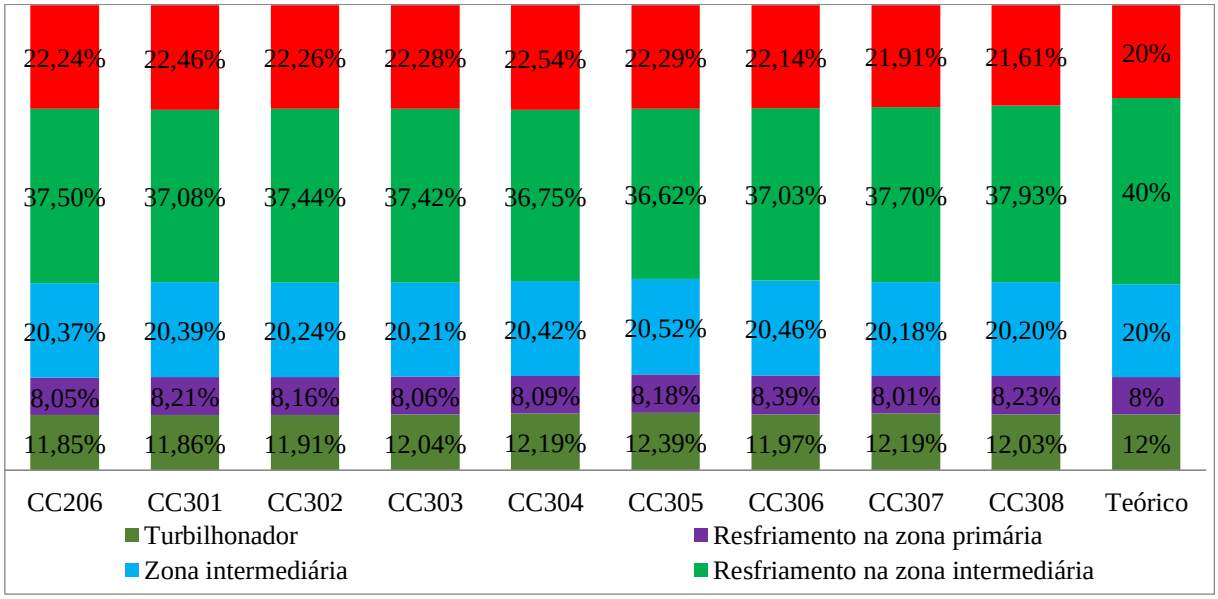
Fonte: O autor (2017)

A malha seis apresentou variação nos valores de fluxo mássico, em relação à malha 5, menor do que 1% para todas as superfícies de controle. Considerado um baixo valor de variação, frente ao acréscimo substancial no tempo de processamento. Um refinamento de malha ainda maior aumentaria muito o tempo de processamento e o computador disponível para as simulações não teria capacidade suficiente de realizá-las.

4.4.2 Influência da alteração das dimensões longitudinais na divisão de fluxo mássico

Conforme descrito no item 3.3.4, na terceira etapa de simulações CFD foram avaliados alguns efeitos causados pela alteração nas dimensões de comprimento da CC. As alterações foram aplicadas no modelo CC206. Os resultados das modificações na divisão de fluxo mássico em cada região da CC, para cada um dos modelos avaliados constam no gráfico da Figura 71. No gráfico, os modelos são comparados com o valor teórico visto em bibliografia.

Figura 71 - Resultados das alterações de comprimento da CC



Fonte: O autor (2017)

Para proceder com a escolha do melhor modelo e continuar a pesquisa, foi avaliado o somatória das diferenças dos valores de cada modelo em relação ao valor teórico. O menor valor de diferenças foi constatado no modelo CC308 (4,14%), conforme pode ser visualizado na Tabela 14.

Tabela 14 - Valores das diferenças apresentadas nos modelos da terceira etapa de simulações CFD

Seção	CC206	CC301	CC302	CC303	CC304	CC305	CC306	CC307	CC308
Turbilhonador	0,15%	0,14%	0,09%	0,04%	0,19%	0,39%	0,03%	0,19%	0,03%
Resfriamento na zona primária	0,05%	0,21%	0,16%	0,06%	0,09%	0,18%	0,39%	0,01%	0,23%
Zona intermediária	0,37%	0,39%	0,24%	0,21%	0,42%	0,52%	0,46%	0,18%	0,20%
Resfriamento na zona intermediária	2,50%	2,92%	2,56%	2,58%	3,25%	3,38%	2,97%	2,30%	2,07%
Diluição	2,24%	2,46%	2,26%	2,28%	2,54%	2,29%	2,14%	1,91%	1,61%
Somatório das diferenças	**5,31%**	**6,13%**	**5,31%**	**5,16%**	**6,49%**	**6,75%**	**5,99%**	**4,60%**	**4,14%**

Fonte: O autor (2017)

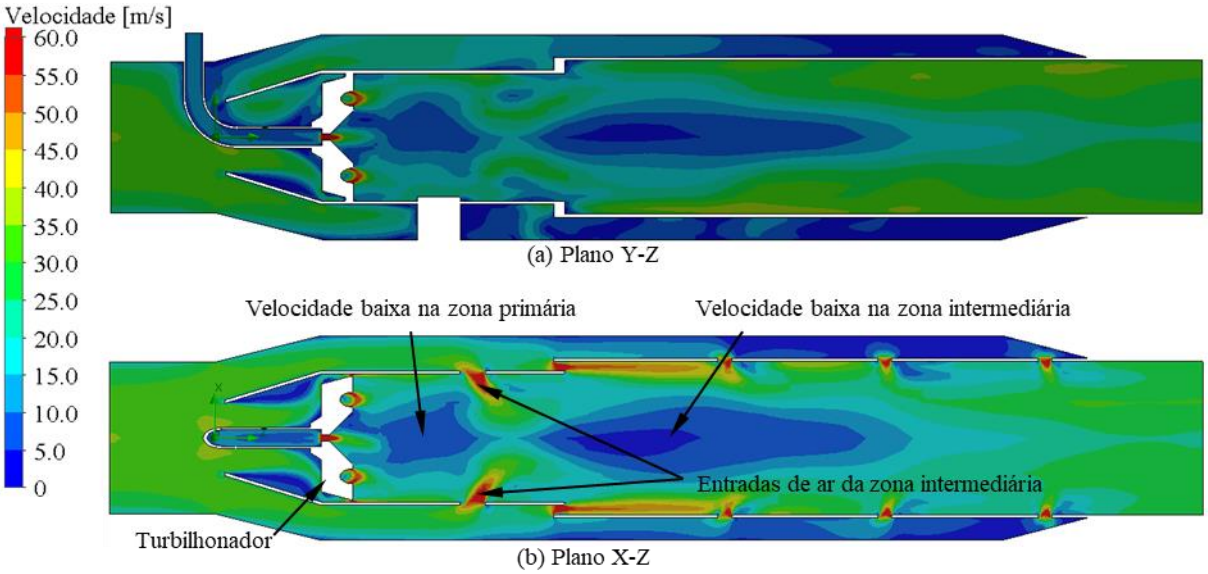
Voltando à Tabela 6, nota-se que a diferença geométrica entre os modelos CC206 e CC308, é somente o aumento no comprimento na zona primária (de 95 mm para 114 mm). A malha do modelo CC308, eleito para prosseguimento do trabalho, pode ser vista na Figura 113 do Apêndice C. Tal malha possui 3.350.925 células de fluido e 983.308 células parciais.

As avaliações de velocidade do escoamento, intensidade da turbulência, homogeneização da mistura ar combustível e perda de pressão; do modelo CC308, são apresentadas nos itens 4.4.3 a 4.4.6.

4.4.3 Velocidade do escoamento CC308

O requisito de velocidade baixa (<25 m/s), na região de formação da chama, visto na revisão bibliográfica, foi verificado no modelo CC308. A Figura 72 (a) e (b), respectivamente nos planos Y-Z e X-Z, mostra o perfil de velocidade ao longo da CC. Em (b), percebe-se a baixa velocidade na zona primária, região delimitada longitudinalmente entre o turbilhonador e as entradas de ar da zona intermediária, o que propicia a formação da combustão. Uma segunda região com escoamento a baixa velocidade forma-se na zona intermediária, região onde ocorreria o complemento do processo de combustão.

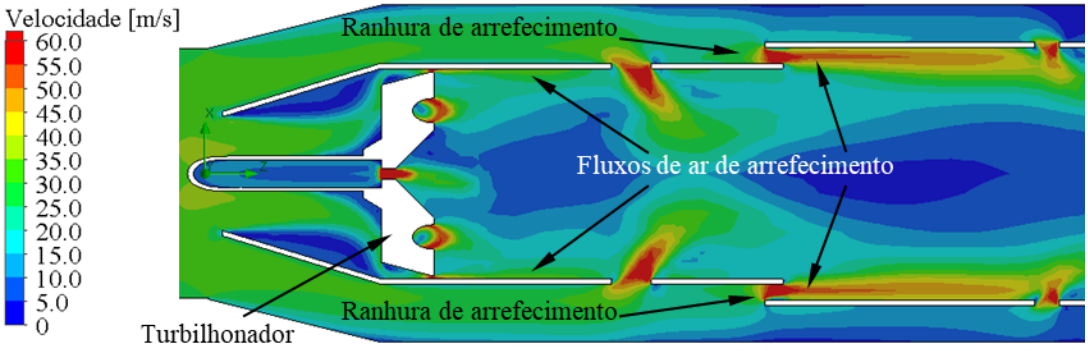
Figura 72 - Distribuição de velocidades no modelo CC308



Fonte: O autor (2017)

O perfil de velocidades no plano X-Z da Figura 73, evidencia a existência do fluxo de ar em velocidade mais alta, próximo à parede interna do tubo de chama, especialmente na zona intermediária. Este fluxo é originado pela ranhura de arrefecimento, abertura anular formada pela diferença entre os diâmetros das seções do tubo de chama. A abertura está direcionada perpendicularmente ao fluxo e, conforme o gráfico da Figura 71, recebe em torno de 38% do fluxo total de ar da CC.

Figura 73 - Fluxo de ar de arrefecimento do tubo de chama no plano X-Z do modelo CC308



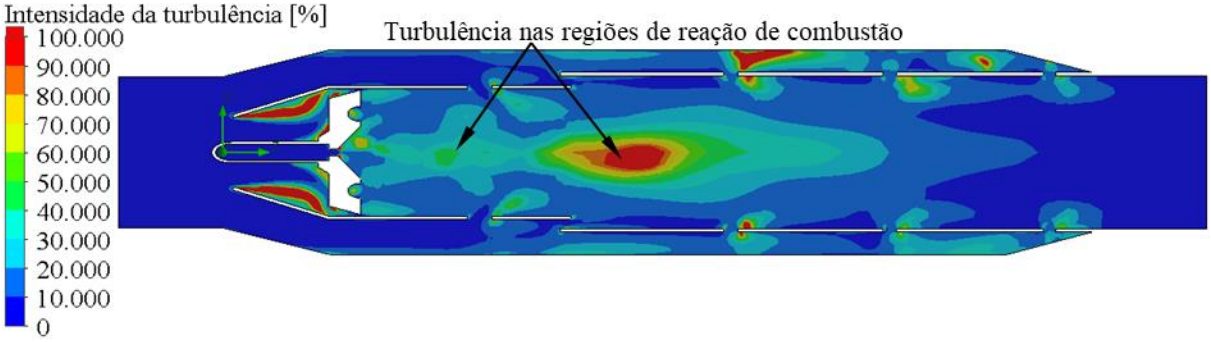
Fonte: O autor (2017)

Na zona primária, apesar da velocidade não ser tão alta quanto na zona intermediária, também há fluxo de ar formando uma película de velocidade mais alta próximo da parede interna. Neste caso, o fluxo é causado pela abertura formada pelo espaço anular entre a parede interna do tubo de chama e o turbilhonador. O fluxo responsável pela formação desta película é de 8,23% (Figura 71) do fluxo total da CC.

4.4.4 Intensidade da turbulência e vorticidade CC308

As reações de oxidação do combustível dependem da mistura entre os reagentes (ar e combustível) a intensidade da mistura é favorecida pela turbulência nas regiões onde ocorrem estas reações. A Figura 74 ilustra o perfil de intensidade da turbulência (relação entre a velocidade das flutuações de turbulência e a velocidade do escoamento) ao longo da CC (plano X-Z). É possível identificar alta turbulência na zona primária, onde o valor chega a 60%, e na zona intermediária, atingindo 100 %.

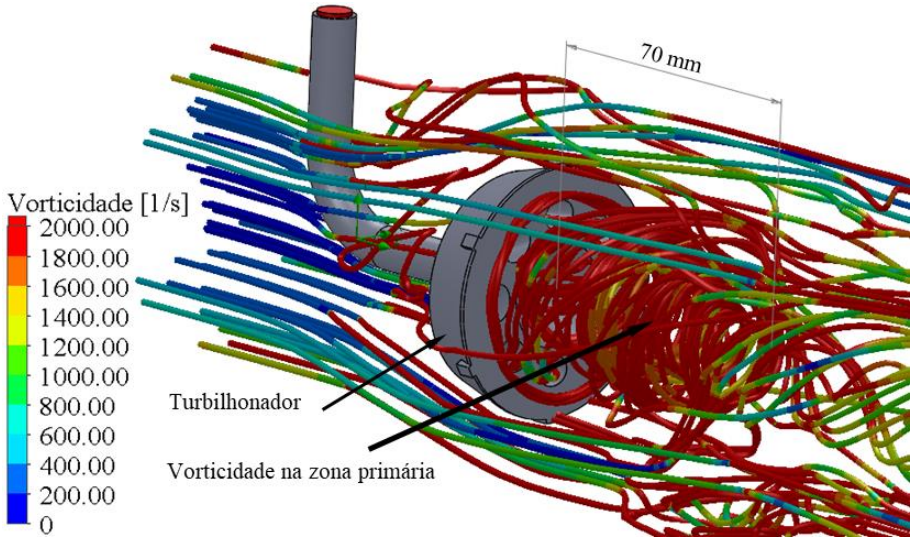
Figura 74 - Intensidade da turbulência no plano X-Z do modelo CC308



Fonte: O autor (2017)

O fluxo rotacional causado pelo turbilhonador é visualizado na Figura 75, onde nota-se vorticidade (velocidade angular dos vórtices) desde o turbilhonador até a zona de diluição. A escala de 70 mm tem como referência a face do turbilhonador

Figura 75 - Linhas de corrente vorticidade no modelo CC308



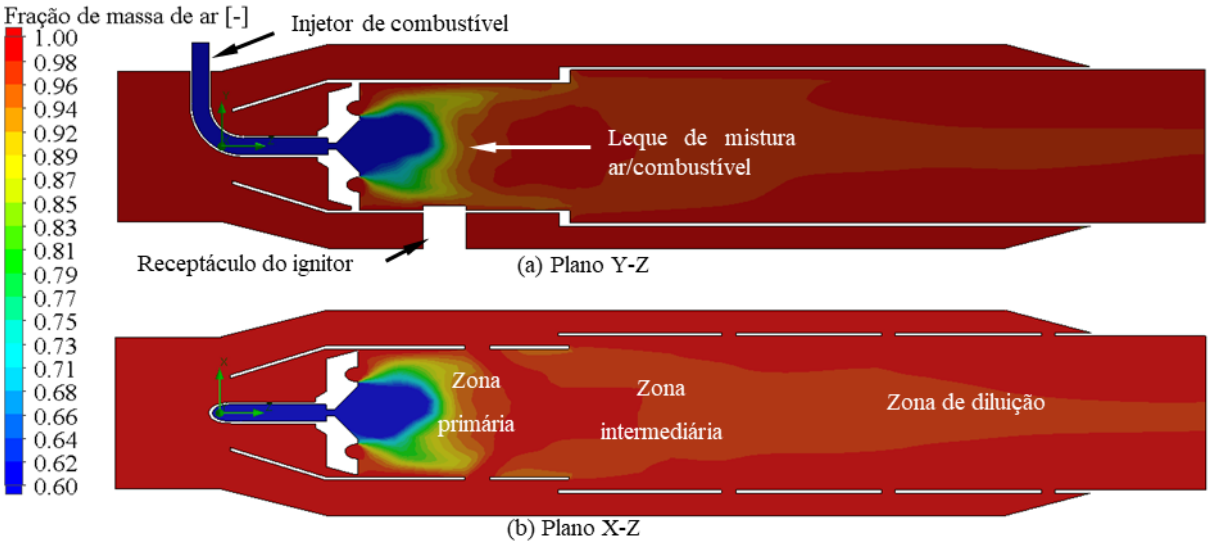
Fonte: O autor (2017)

Esta vorticidade, que atinge cerca de 2000 revoluções por segundo na zona primária, favorece a mistura entre os reagentes e contribui para a reação de combustão.

4.4.5 Homogeneização da mistura ar combustível CC308

Por observação da Figura 76 (a), nota-se que o leque formado pela mistura ar combustível atinge satisfatoriamente o receptáculo do ignitor, esta questão é até melhor no modelo CC308, em comparação ao modelo CC206 (Figura 103 do Apêndice B), que tinha a zona primária mais curta. Com o aumento de 20% no comprimento da zona primária, de 95 mm para 114 mm, o receptáculo do ignitor também foi posicionado a uma distância relativa ao turbilhonador aproximadamente 20% maior.

Figura 76 - Fração de massa de ar no escoamento no modelo CC308



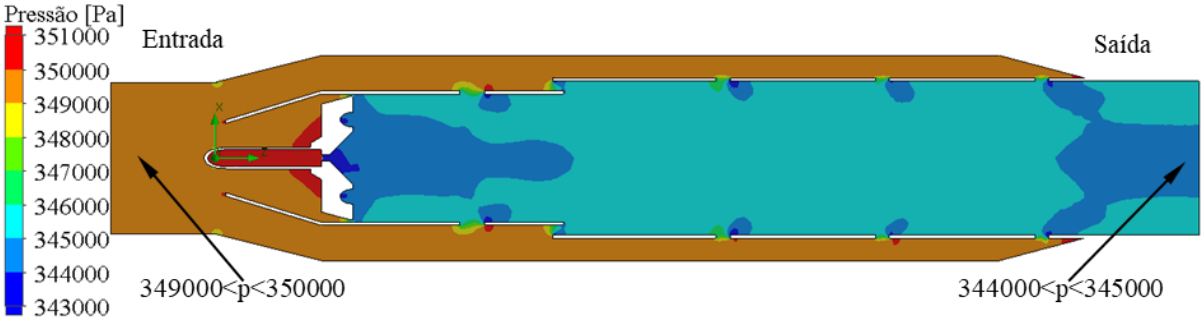
Fonte: O autor (2017)

A mistura entre os reagentes da combustão completa-se antes do final da CC, isto pode ser verificado na Figura 76, tanto em (a) quanto em (b), por observação da paleta de cores.

4.4.6 Perda de pressão CC308

Na Figura 77, por inspeção da paleta de cores, a pressão na entrada da CC está entre 349000 Pa e 350000 Pa, já na saída nota-se que a pressão ficou entre 344000 Pa e 345000 Pa.

Figura 77 - Distribuição de pressões no modelo CC308



Fonte: O autor (2017)

A perda de pressão entre a entrada e a saída da CC é calculada a partir da Equação (26). Considerando as médias dos valores acima, 349500 Pa na entrada e 344500 Pa na saída, a perda de pressão na simulação foi de aproximadamente 1,43%. Este percentual de perda de pressão é bastante baixo, pois, conforme visto no item 2.4.1, valores comuns de atenuação de pressão compreendem a faixa entre 2,5% e 5%.

$$\Delta p_f = \frac{p_2 - p_3}{p_2} \tag{26}$$

O modelo CC308 foi considerado apto para prosseguimento da pesquisa, e a partir deste foi construído um protótipo para avaliações experimentais.

4.5 AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS

Os ensaios realizados permitem a comparação com os resultados práticos dos parâmetros anteriormente obtidos em simulação computacional. A perda de pressão na CC e a divisão do fluxo de ar em diferentes seções foram avaliadas experimentalmente no protótipo em PVC. Entretanto, por limitações de potência do conjunto ventilador/soprador, os valores de pressão e fluxo mássico utilizados na terceira etapa de simulações CFD não foram atingidos nas avalições experimentais. Para permitir comparação direta e verificar a validação dos resultados de CFD, após as avaliações experimentais, as simulações foram novamente realizadas, aplicando-se os valores de pressão e fluxo mássico obtidos experimentalmente. Os resultados desta quinta etapa de simulações CFD são apresentados na seção 4.6, onde são comparados os valores, experimentais e os obtidos na simulação, da divisão de fluxo mássico em cada zona da CC e da perda de pressão (Δp_f) na CC.

Conforme metodologia descrita nos itens 3.4.2, 3.4.3 e 3.4.4, foram realizados os ensaios de avaliação da perda de pressão e da divisão do fluxo mássico no interior do protótipo. A Figura 141 do Apêndice G apresenta uma imagem do experimento montado.

4.5.1 Perda de pressão

A avaliação da perda de pressão no protótipo apresentou valores bastante satisfatórios e dentro da faixa descrita em bibliografia. Este parâmetro foi mencionado no item 2.4.1, chamado de perda fria (Δp_f), é calculado pela Equação (26), já apresentada no item 4.4.6. Geralmente apresenta valores entre 2,5 % e 5 %. A Tabela 15 revela os resultados das medições (p_2), (p_2-p_3) e Δp_f realizadas nas avaliações experimentais.

Tabela 15 - Valores de perda de pressão na CC

Parâmetro	p_2 (kPa)	p_2-p_3 (kPa)	Δp_f
Valor	99,66	2,58	2,59%
Incerteza absoluta (±)	¨	¨	0,01%
Incerteza percentual (±)	¨	¨	0,38%

Fonte: O autor (2017)

O valor médio de 2,59% indica o provável bom desempenho da CC proposta, no que diz respeito à perda de pressão, já que, o valor se aproxima do limite inferior da faixa vista em Lefebvre e Ballal (2010). Os dados das trinta medições podem ser verificados na Tabela 29 e os valores corrigidos na Tabela 30, ambas do Apêndice F. A metodologia de cálculo das incertezas pode ser visto no Apêndice H.

4.5.2 Avaliação da divisão mássica

Para melhor compreensão da localização das seções “A”, “B” e “C”, da CC, pode-se retornar a Figura 52 do item 3.4.4. Os dados estatísticos da divisão de fluxo mássico em cada seção são apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 - Valores da divisão de fluxo mássico na CC

Parâmetro	Fluxo mássico total	Fração fluxo mássico A	Fração fluxo mássico B	Fração fluxo mássico C
Valor (kg/s)	0,1582	0,1364	0,0998	0,0379
Incerteza absoluta (±) (kg/s)	0,03504	0,01744	0,02001	0,01573
Incerteza percentual (±)	22,15%	12,78%	20,05%	41,51%

Fonte: O autor (2017)

Os dados das trinta medições podem ser verificados na Tabela 26 e os valores corrigidos na Tabela 27, ambas do Apêndice F. A metodologia de cálculo e os resultados parciais das incertezas são mostrados no Apêndice H.

Com os dados da Tabela 16 foi possível verificar a divisão do fluxo mássico nas zonas do protótipo em PVC da CC (zona primária, zona intermediária, resfriamento e zona de diluição). Os valores médios obtidos e os desvios padrão (s) podem ser vistos na Tabela 17. Os dados das trinta medições podem ser verificados na Tabela 28 do Apêndice F.

Tabela 17 - Dados da divisão de fluxo mássico por zona da CC

	Zona primária	Zona intermediària	Resfriamento	Zona de dilução
Média	13,8%	23,2%	39,1%	23,9%
s	1,0467%	0,9148%	1,1094%	0,6377%

Fonte: O autor (2017)

Os valores percentuais na zona intermediária, resfriamento e zona de diluição aproximam-se dos valores vistos na Figura 17 do item 2.4.4, sugeridos por Rolls-Royce (1996). Já o valor percentual na zona primária ficou bem abaixo do que é previsto. Deve-se ressaltar que os fluxos mássicos por zona da CC são calculados a partir dos valores da divisão de fluxo mássico em cada seção de medição apresentados na Tabela 16, os quais apresentaram incerteza propagada bastante grande, indicando que o método de medição pode não ser satisfatório.

A partir dos valores de temperatura, velocidade do som (c), velocidade do escoamento (v), viscosidade cinemática ($\bar{v}$), e diâmetro hidráulico (d_h), foram calculados os números adimensionais de Mach e Reynolds, em cada seção de medição. Estes dados são expostos na Tabela 18.

Tabela 18 - Características do escoamento em cada seção de medição

Parâmetro	Total	A	B	C
T [K]	304,2	304,7	304,5	304,6
c [m/s]	349,8	350,0	349,9	350,0
v [m/s]	18,3	29,5	19,9	11,0
$\bar{v}$ [m²/s]	$1{,}635 \times 10^{-5}$	$1{,}647 \times 10^{-5}$	$1{,}644 \times 10^{-5}$	$1{,}643 \times 10^{-5}$
d_h [m]	0,09788	0,02965	0,03478	0,02218
Ma [-]	0,05238	0,08439	0,05675	0,03132
Re [-]	109.687	53.206	42.031	14.798

Fonte: O autor (2017)

Os diâmetros hidráulicos (d_h) foram calculados a partir da Equação(27), onde A é a área, e Per é o perímetro em contato com o fluido.

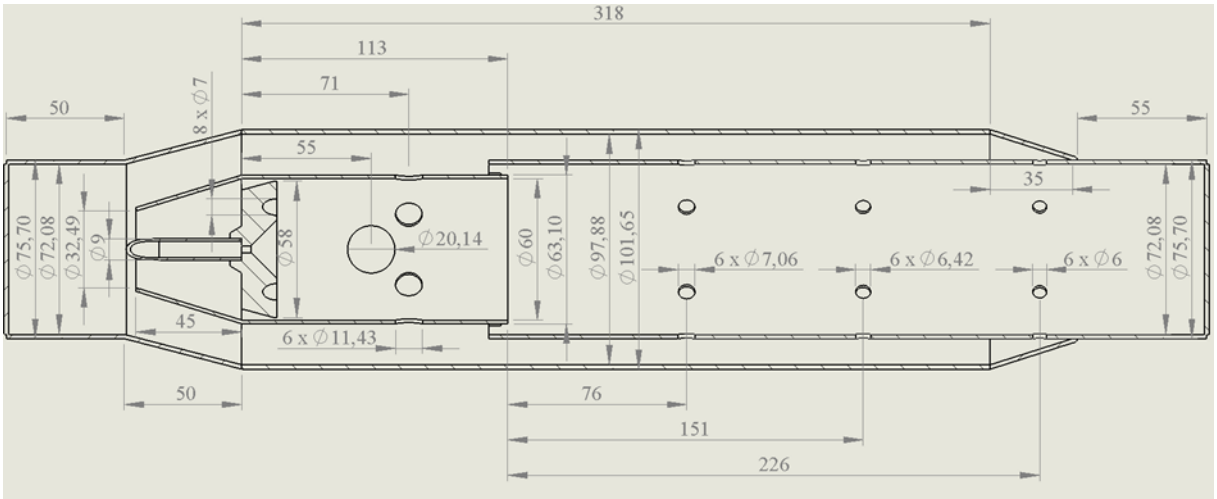
$$d_h = \frac{4A}{Per} \tag{27}$$

A viscosidade cinemática ($\bar{v}$) e numero de Mach (Ma) foram determinados a partir das tabelas de propriedades de Çengel e Cimbala (2015), sendo devidamente corrigidos para as condições de temperatura e pressão em cada ponto.

4.6 SIMULAÇÕES CFD COM CONDIÇÕES DE CONTORNO EXPERIMENTAIS

Para possibilitar a comparação direta entre resultados de simulação e os obtidos experimentalmente, foi realizada a quarta etapa de simulações CFD. Nesta etapa, o modelo tridimensional utilizado foi o mais semelhante possível do protótipo de PVC. Para isto, o protótipo foi parcialmente desmontado e então realizadas medições dimensionais, conforme descrito no último parágrafo do item 3.3.4, os resultados dessas medições estão na Tabela 31 do Apêndice F. O novo modelo tridimensional foi chamado de CC401 e na figura 75 é apresentado o seu desenho em corte longitudinal. A principal diferença em relação à CC308 é o diâmetro interno do tubo da carcaça, que passou de 96 mm para 97,88 mm.

Figura 78 - Vista em corte do modelo CC401



Fonte: O autor (2017)

As condições de contorno aplicadas foram estipuladas a partir dos dados de valores médios obtidos nas avaliações experimentais, tais parâmetros constam na Tabela 19.

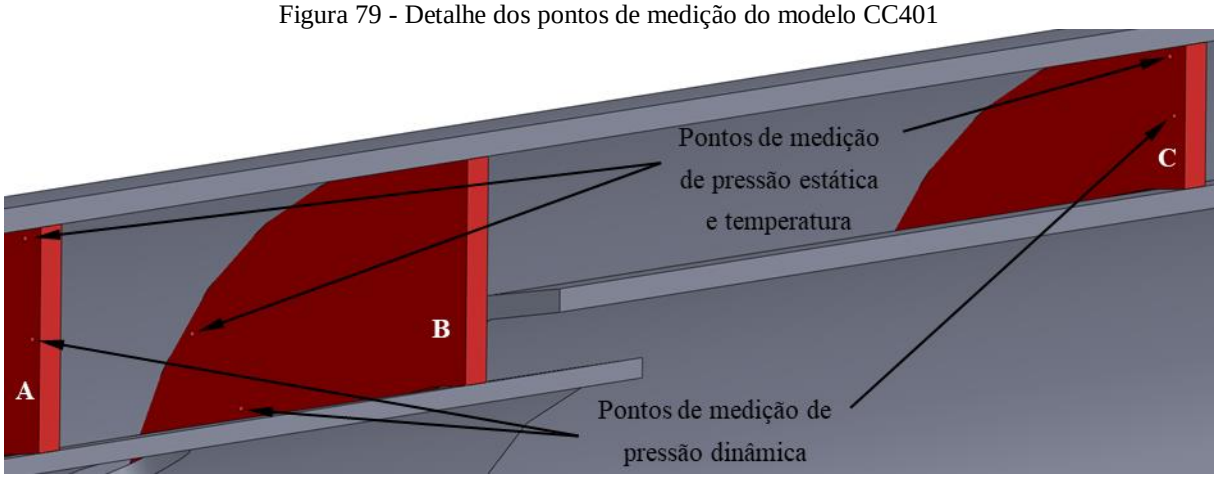
Tabela 19 - Condições de contorno obtidas experimentalmente

Parâmetro	Pressão (Pa)	Fluxo mássico (kg/s)	Temperatura (°C)
Entrada	99594	0,1582	31
Saída	97017	..	31

Fonte: O autor (2017)

As seções “A”, “B” e “C”, avaliadas experimentalmente por termopares e tubos de Pitot, na simulação CFD da quarta etapa foram avaliadas por superfícies de controle, nas quais o fluxo mássico foi obtido. Além dessas superfícies de controle, foram adicionados pontos de medição de pressão estática, pressão dinâmica e temperatura, posicionados de maneira semelhante aos tubos de Pitot e termopares das avaliações experimentais. A Figura 79 ilustra os pontos de medição e as superfícies de controle “A”, “B” e “C”.

Figura 79 - Detalhe dos pontos de medição do modelo CC401



Fonte: O autor (2017)

Para as simulações do modelo CC401 foram avaliados a divisão do fluxo mássico por zona da CC (zona primária, zona intermediária, resfriamento e zona de diluição), assim como o que foi avaliado experimentalmente. Sendo assim, a parcela da zona primária não foi analisada quanto à subdivisão entre o que passa pelos orifícios do turbilhonador e o que passa no espaço anular para resfriamento. Bem como, a parcela da zona de diluição não foi subdividida nas três linhas de orifícios de diluição. Também foram avaliados os perfis de velocidade e intensidade da turbulência, a fim de compará-los com o que foi visto no modelo CC308 da terceira etapa de simulações CFD (itens 4.4.3 e 4.4.4).

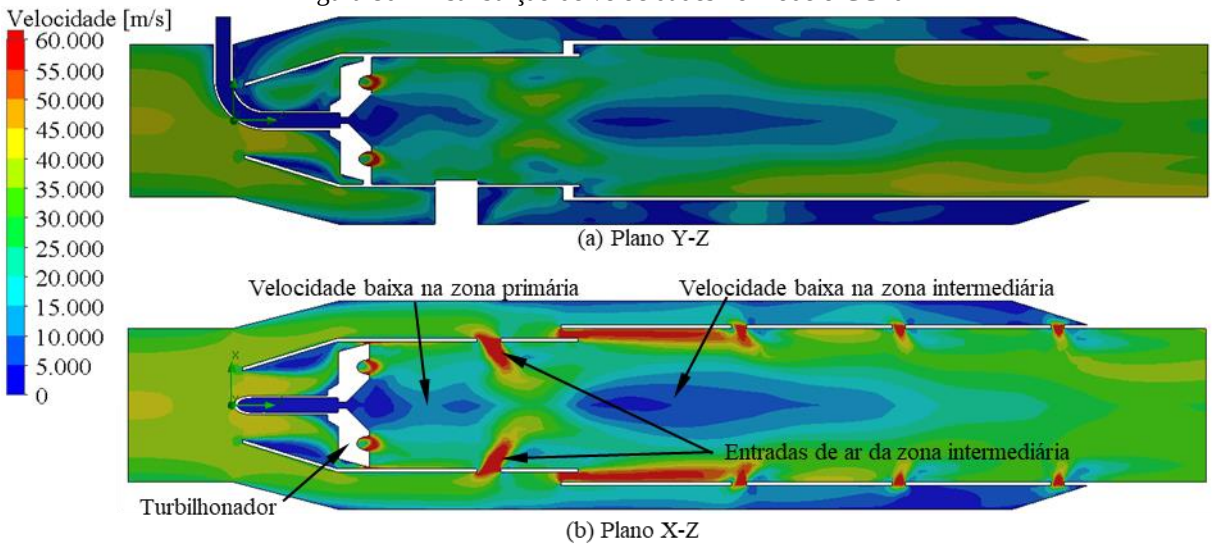
A malha da quarta etapa de simulações, que pode ser visualizada na Figura 114 do Apêndice C, possui 2.353.414 células de fluido e 640.865 células parciais. Avaliando pelo número total de células, trata-se de uma malha semelhante à malha 6 da avaliação de

independência da malha relatada no item 4.4.1. Entretanto, possui menos células se comparada à malha da CC308.

4.6.1 Velocidade do escoamento CC401

As imagens da quarta etapa de simulações CFD são bem semelhantes às imagens da terceira etapa. Na avaliação do perfil de velocidade ao longo da CC, tanto no plano lateral, Figura 80 (a), quanto no plano superior, Figura 80 (b), nota-se uma sutil elevação da velocidade em comparação às imagens de velocidade do modelo CC308 vistos na Figura 72.

Figura 80 - Distribuição de velocidades no modelo CC401



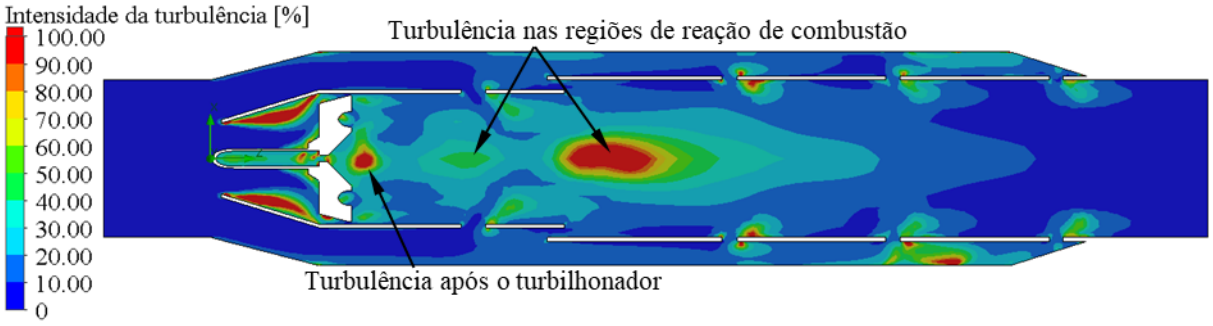
Fonte: O autor (2017)

O aumento da velocidade ocorre pelo fato de que, apesar do valor de fluxo mássico ser menor no modelo CC401, a vazão volumétrica é ligeiramente maior, haja vista que como a pressão é menor ocorre diminuição na massa específica do fluido. Ainda na Figura 80 (b), identifica-se bem os fluxos de ar com velocidade elevada nas ranhuras de arrefecimento, bem como a baixa velocidade nas zonas primária e intermediária.

4.6.2 Intensidade da turbulência e vorticidade CC401

O perfil de intensidade da turbulência na CC401, mostrado na Figura 81, é muito semelhante ao da CC308, visto na Figura 74, exceto pelo aparecimento de uma região de turbulência logo após o turbilhonador. Provavelmente, tal diferença se dá pela ausência da injeção de combustível na simulação da quarta etapa.

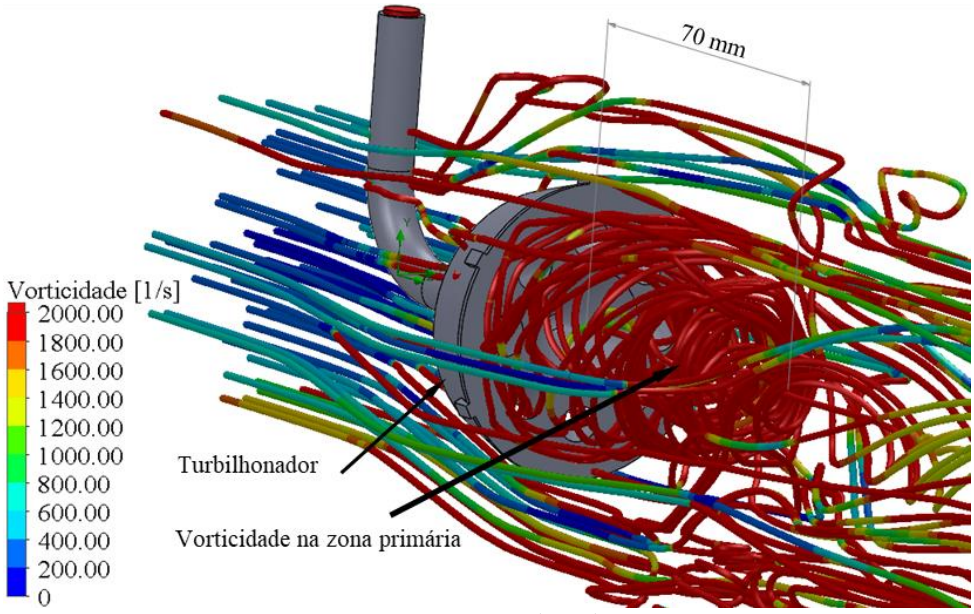
Figura 81 - Intensidade da turbulência no plano X-Z do modelo CC401



Fonte: O autor (2017)

Na CC 401 a vorticidade e fluxo rotacional visualizados na Figura 82 também são semelhantes ao que foi visto na Figura 75 na mesma análise para a CC308.

Figura 82 - Linhas de corrente vorticidade no modelo CC401



Fonte: O autor (2017)

4.6.3 Divisão do fluxo mássico CC401

O principal motivo da execução da quarta etapa de simulações CFD é comparar o resultado computacional com o que foi avaliado experimentalmente. Lembrando que no protótipo de PVC foi avaliada a divisão do fluxo mássico em três seções diferentes, “A”, “B” e “C”. A Tabela 20 mostra o comparativo de valores do fluxo mássico, por seção, obtidos experimentalmente no protótipo de PVC e no modelo CC401 da quarta etapa de simulação CFD.

Tabela 20 - Comparativo de valores de fluxo mássico por seção

Seção	Fuxo mássico [kg/s]	
	Protótipo de PVC	CC401
A	0,1364	0,1256
B	0,0998	0,0913
C	0,0379	0,0354

Fonte: O autor (2017)

Na Tabela 21 a divisão de fluxo mássico aparece de forma percentual e por zona da CC. Na mesma tabela são expostos o valor teórico e a diferença dos valores obtidos em relação ao teórico.

Tabela 21 - Comparativo dos valores percentuais de fluxo mássico por zona

Zona	Valor percentual de fluxo		Teórico	Diferença em relação ao teórico	
	Protótipo de PVC	CC401		Protótipo de PVC	CC401
Zona primária	13,78%	20,59%	20,00%	6,22%	0,59%
Zona intermediária	23,16%	21,69%	20,00%	3,16%	1,69%
Resfriamento	39,12%	35,33%	40,00%	0,88%	4,67%
Diluição	23,94%	22,39%	20,00%	3,94%	2,39%

Fonte: O autor (2017)

Estes dados, referentes ao modelo CC401 foram obtidos nas superfícies de controle inseridas na simulação. Entretanto, conforme visto na Figura 79, também foram inseridos pontos de medição (pequenas superfícies de controle) para simular as medições feitas com os tubos de Pitot das avaliações experimentais. A Tabela 22 compara os valores obtidos nestes pontos de medição da simulação CFD e os tubos de Pitot das avaliações experimentais.

Tabela 22 - Comparativo entre pontos de medição CFD e tubos de Pitot

Seção		Pressão estática [Pa]		Pressão dinâmica [Pa]		Temperatura [°C]	
		Protótipo de PVC	CC401	Protótipo de PVC	CC401	Protótipo de PVC	CC401
A		99776	100245	500	521	31,5	31,2
B		99884	100342	230	226	31,3	31,4
C		99943	100437	70	98	31,4	31,4
Diferença absoluta	A	469		21		0,3	
	B	458		4		0,1	
	C	494		28		0,1	

Fonte: O autor (2017)

A discrepância mais relevante aparece na medição de pressão dinâmica na seção “C”, onde o valor da diferença (28 Pa) representa 40% do valor obtido experimentalmente (70 Pa).

4.7 SIMULAÇÕES EM CFD COM FONTE DE CALOR

A quinta etapa de simulações CFD é considerada uma etapa adicional, onde, conforme descrito no item 3.3.4 foi criado um artifício para simular o aporte de energia da reação de combustão. O modelo tridimensional simulado é idêntico ao CC308, e para diferenciá-los, o modelo das simulações com fonte de calor recebe o sufixo "q", ou seja, CC308q. Dentro das limitações que o método apresenta, foi possível avaliar fluxo mássico, velocidade, pressão e temperatura. A Tabela 23 mostra a divisão de fluxo mássico desta simulação. Em comparação aos valores obtidos na simulação da terceira etapa (CC308) e aos valores teóricos de referência.

Tabela 23 - Divisão de fluxo mássico no modelo CC308q

	Turbilhonador	Resfriamento na zona primária	Zona intermediária	Resfriamento na zona intermediária	Diluição
Teórico	12%	8%	20%	40%	20%
CC308	12,03%	8,23%	20,20%	37,93%	21,61%
CC 308q	10,33%	7,70%	19,17%	38,94%	23,86%

Fonte: O autor (2017)

Em comparação à CC308, nota-se diminuição dos valores de fluxo nas porções iniciais e consequente aumento do fluxo nas porções finais da CC. Contudo, os valores não se distanciam muito do que é previsto teoricamente.

O comparativo de pressões e temperaturas na entrada (referente à entrada de ar) e saída (referente à saída de gás formado pela mistura de ar e combustível) da CC pode ser visto na Tabela 24. Nas simulações do Cycle-Tempo a temperatura na saída da CC (T_3) era de 700 °C (973 K), na simulação CFD o valor foi um pouco mais baixo, pois não atingiu 900 K.

Tabela 24 - Comparativo de pressão e temperatura entre entrada (ar) e saída (gás) no modelo CC308q

	Pressão (Pa)	Temperatura (K)	Velocidade (m/s)	Massa específica (kg/m³)
Entrada	350723	470	28,36	2,60
Saída	345000	899	55,88	1,34

Fonte: O autor (2017)

A partir dos valores da Tabela 24 é possível calcular a perda fria (Δp_f) com a Equação (26), a perda quente (Δp_q) com a Equação (11) e consequentemente a perda de pressão total (Δp_{CC}) com a Equação (10). Os resultados são expostos na Tabela 25. Para o cálculo da perda quente foram utilizados os dados de massa específica e velocidade na saída da CC.

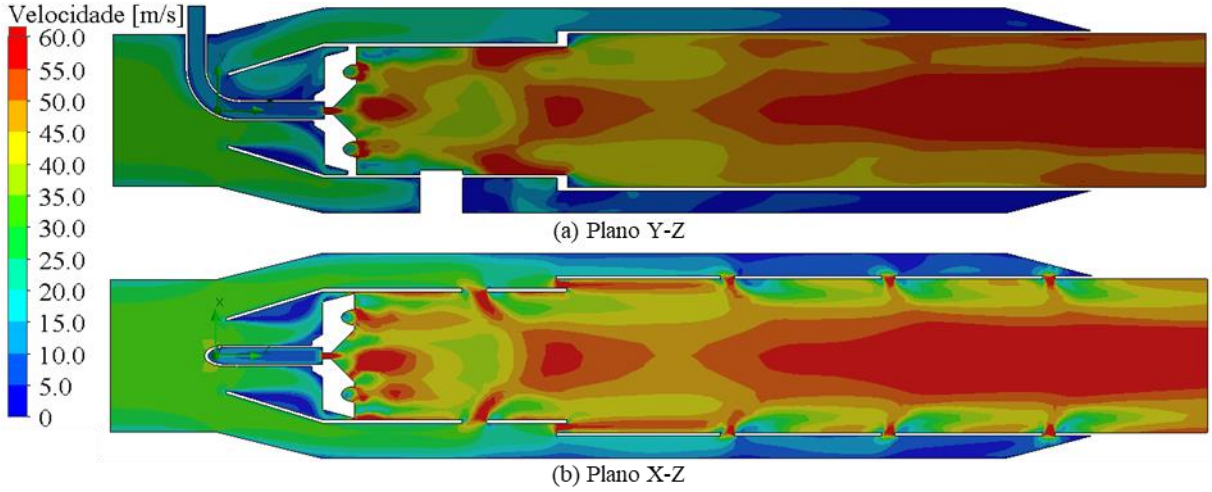
Tabela 25 - Valores de perda de pressão no modelo CC308q

	Δp_f	Δp_q	Δp_{CC}
Valor absoluto (Pa)	5723	1905	7628
Valor percentual	1,63%	0,54%	2,17%

Fonte: O autor (2017)

A distribuição de velocidades alterou-se bastante em relação à simulação da terceira etapa. Na Figura 83, nota-se que a velocidade na zona primária apresenta valor superior a 30 m/s, ultrapassando limite de 25 m/s determinado por Rolls-Royce (1996). Este aumento de velocidade ocorre, provavelmente, devido à diminuição da massa específica do gás a alta temperatura. E na zona intermediária a velocidade apresenta valores próximos a 50 m/s. Na saída da CC, nota-se velocidade alta, o que é desejável nesta região.

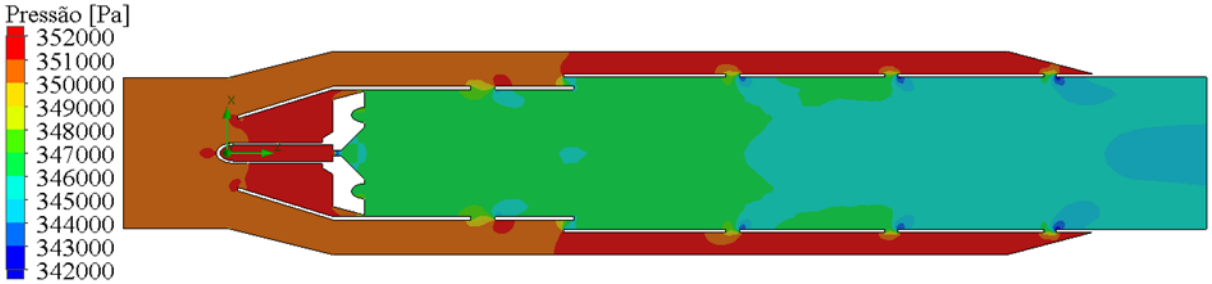
Figura 83 - Distribuição de velocidades no modelo CC308q



Fonte: O autor (2017)

Observando a Figura 84 identifica-se o desaparecimento da redução de pressão na zona primária que existe na Figura 77 do item 4.4.6. Entretanto, pode-se dizer que os valores de pressão na entrada e saída da CC são bastante semelhantes entre as simulações.

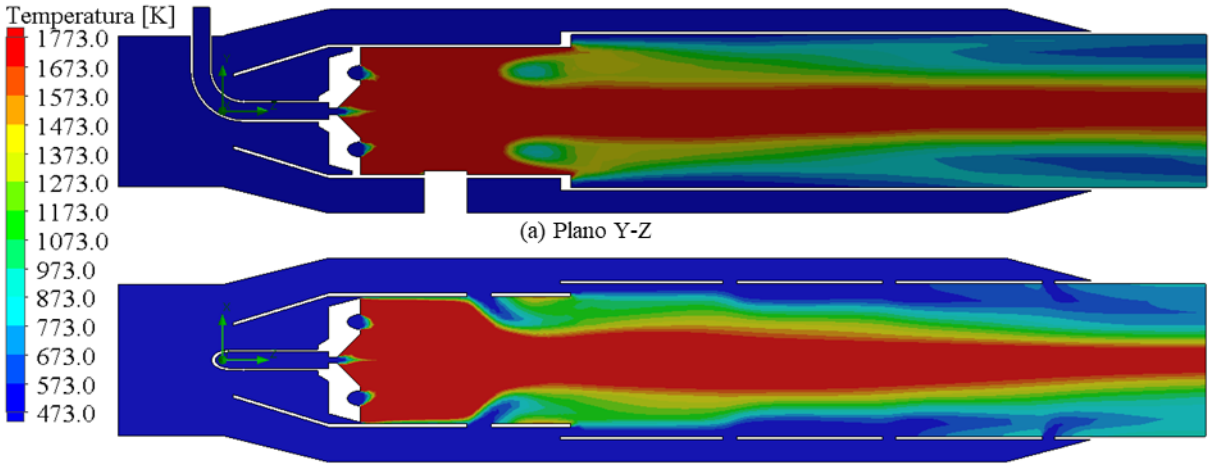
Figura 84 - Distribuição de pressões no plano X-Z do modelo CC308q



Fonte: O autor (2017)

A distribuição de temperaturas ao longo da CC simulada com fonte de calor apresentou distribuição bem uniforme no sentido longitudinal. O filme de ar a temperatura mais baixa próximo da superfície interna do tubo de chama pode ser visto na Figura 85 (b). Na mesma imagem, é possível identificar as entradas de ar da região anular adentrando o tubo de chama, pelos orifícios de diluição, e baixando a temperatura dos gases quentes oriundos da zona primária. De igual forma, notam-se as entradas de ar da zona intermediária, sendo estas também identificadas na Figura 85 (a).

Figura 85 - Distribuição de temperaturas no modelo CC308q



(a) Plano Y-Z

(b) Plano X-Z

Fonte: O autor (2017)

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considera-se que a definição da configuração de turbina a gás com dois eixos e turbina de potência é vantajosa perante as demais configurações estudadas. A configuração 2C3T é versátil, pois possibilita a implementação de *intercooler* e duas etapas de reaquecimento, além do recuperador de calor, que seria possível em qualquer configuração. Das configurações avaliadas, a 2C3T-I.RC.RA.RA (dois compressores e duas turbinas no gerador de gás; turbina de potência; *intercooler*; recuperador de calor e duas etapas de reaquecimento), foi a que apresentou maiores valores de potência e eficiência térmica.

Avaliações práticas em um conjunto montado podem vir a ser feitas em um trabalho posterior, possibilitando a validação dos resultados teóricos. Além disto, embora os valores de eficiência térmica sejam baixos, nota-se que o conjunto proposto oferece potencial para aplicações de cogeração de energia, visto que a temperatura dos gases de exaustão é bastante elevada, entre 475 °C e 677 °C.

Quanto ao conjunto de equipamentos selecionados para compor o gerador de gás, turbocompressores R544 e R595, foi mostrada a compatibilidade entre os seus compressores para operação em série, com eficiência isentrópica máxima (76% no R596 e 72% no R544), na faixa de fluxo mássico entre 0,20 kg/s e 0,26 kg/s. Para eficiência isentrópica de 70% em cada compressor a faixa de fluxo mássico compreende o intervalo entre 0,13 kg/s e 0,31 kg/s. As avaliações das turbinas do gerador de gás e de potência foram feitas de forma simplificada, apenas com a apresentação de seus mapas de desempenho.

Avaliações mais aprofundadas a respeito das turbinas devem ser feitas em um trabalho futuro, e de preferência com um conjunto montado.

A CC desenvolvida apresentou comportamento fluidodinâmico satisfatório na terceira etapa de simulações CFD, onde foram aplicados os parâmetros operacionais como condições de contorno (obtidos nos mapas de desempenho, simulações do Cycle-Tempo e relatos do fabricante dos turbocompressores). O *software* CFD utilizado (Flow Simulation) não realiza simulações de combustão e, por este motivo, as avaliações foram realizadas com base no escoamento apenas de ar frio. Mas, também, foram realizadas simulações considerando uma fonte de energia interna para reproduzir o calor liberado na combustão.

A continuação da pesquisa em trabalhos futuros sugere a avaliação de funcionamento da CC envolvendo combustão, podendo ser avaliados de forma computacional e experimental parâmetros como o fator λ (mistura ar/combustível), a eficiência térmica, análises de emissões, entre outros. Contudo, acredita-se que a avaliação feita neste trabalho indica um

modelo com capacidade de servir como base para desenvolvimento de um protótipo para ensaios envolvendo combustão, principalmente, no que diz respeito à divisão proporcional de fluxo mássico nas diferentes zonas da CC.

O protótipo em PVC passou por avaliações experimentais, com a finalidade de obter resultados práticos comparáveis ao que foi obtido em CFD. A construção do protótipo, embora tenha consumido bastante tempo, não teve custo elevado. As avaliações experimentais foram feitas sem envolver combustão, e foram avaliadas a perda de pressão na CC (somente a componente da perda fria (Δp_f)) e a divisão proporcional do fluxo mássico. Os resultados de perda fria foram satisfatórios, sendo baixos em relação ao que foi visto em bibliografia. A divisão proporcional do fluxo mássico apresentou valores um pouco diferentes do que foi verificado na terceira etapa de simulações CFD. Entretanto, como as condições de contorno do experimento e da terceira etapa de simulações CFD não foram os mesmos, a comparação direta dos resultados não é válida. Para poder realizar a comparação, foi feita a quarta etapa de simulações CFD, onde as condições de contorno aplicadas foram os parâmetros de fluxo mássico, pressão e temperatura, obtidos nas avaliações experimentais. Neste outro comparativo, as diferenças entre valores experimentais e de simulação ainda apresentaram alguma discrepância. Tal fato pode indicar que o modelo de turbulência utilizado nas simulações não representa tão bem o problema físico em questão, ou mais provavelmente, que o sistema de medição de fluxo mássico experimental não é adequado para a aplicação. Além disto, a alta incerteza propagada das medições de fluxo mássico (Tabela 16 do item 4.5.2) levam a confiar mais nas simulações CFD do que nas avaliações experimentais. Em contrapartida, com relação à perda de pressão, a incerteza manteve-se a níveis baixos (Tabela 15 do item 4.5.1), indicando confiabilidade no método experimental para esta finalidade.

A principal fonte de incerteza identificada é o manômetro diferencial. Quando utilizado para as medições de pressão dinâmica, onde os valores de leitura são baixos (entre 80 e 500 Pa) e a incerteza de ±8,66 Pa representa uma fração significativa da leitura. Já nas leituras de pressão absoluta, para avaliação da perda de pressão, (em torno de 3000 Pa) a incerteza do instrumento não representa percentual elevado.

Esta pesquisa, que teve origem em um trabalho de conclusão de curso de graduação e desenvolveu-se nos três anos que precedem sua publicação. Para realização dos experimentos e pesquisas, foram utilizadas as instalações da Universidade de Caxias do Sul (UCS), campus Caxias do Sul, e principalmente do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul (IFRS), campus Ibirubá. Durante as pesquisas não houve nenhum tipo de

aporte financeiro externo. Todos os custos envolvidos, como a compra de materiais e alguns instrumentos não disponíveis nas instituições citadas, foram arcados pelo autor. Caso houvessem recursos financeiros disponíveis, seria possível a aquisição de serviços, equipamentos e instrumentos mais adequados à pesquisa, como por exemplo:

a) manômetro diferencial com melhor acurácia e resolução;
b) contratação de serviços de calibração dos instrumentos de medição;
c) tubos de Pitot específicos para uso em pesquisa;
d) sistema de aquisição de dados simultâneos;
e) além de outros detalhes que poderiam ser melhorados.

Possivelmente a realização dos ensaios com recursos de medição adequados retornará resultados mais confiáveis e certamente menor incerteza propagada.

Também convém mencionar, que o sistema de medição de velocidade com a utilização tubos de Pitot é baseado na equação de Bernoulli, a qual possui algumas limitações de utilização, por exemplo, o fato de poder ser aplicada somente ao escoamento ao longo de uma linha de corrente, e assim fornecer resultados livres de erro significativo. Tal limitação é violada nas medições de velocidade, principalmente nas seções “A” e “B” do protótipo da CC, onde ocorrem desvios de fluxo causados pelo direcionamento do ar para os orifícios do tubo de chama e ranhura de arrefecimento. Nas medições internas da CC os comprimentos entre as mudanças de direção do fluido são curtos e o fluxo não se desenvolve completamente até os pontos de medição.

Quantificar a magnitude do erro presente nestas medições, provenientes da violação da aplicação da equação de Bernoulli, para esta finalidade específica, poderá ser feito em uma pesquisa futura.

Além do que já foi citado em detalhes neste capítulo, uma abrangente projeção de prosseguimento do trabalho, compreende a obtenção de uma turbina a gás na configuração 2C3T equipada com uma câmara de combustão obtida a partir do modelo CC401. Com isto é possível fazer avaliações práticas e em operação, tanto da CC, quanto da configuração de MTG indicada, bem como inserir os dispositivos de aumento de eficiência (*intercooler*, recuperador de calor e reaquecedores).

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, A. G. J.; SOUZA, A. R. D. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. 1ª. ed. Barueri - SP: Manole, 2008.

ALENCAR, H. S. **Estudo Numérico da Termo-Aerodinâmica de Câmaras de Combustão para Turbinas a Gás: Aplicação ao caso de Micro Turbinas**. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá - MG, p. 151. 2006.

ASIMPTOTE. Cycle-Tempo Introduction. **Cycle-Tempo**, s.d. Disponivel em: <http://www.asimptote.nl/assets/media/4275c9cd-5032-4937-ad1e-03420680bf24.pdf>. Acesso em: 2016 outubro 8.

ASIMPTOTE. Cycle-Tempo Referênce Guide. **Cycle-Tempo**, s.d. Disponivel em: <http://www.asimptote.nl/assets/media/41e8bdca-41bb-4cbc-9ff3-887786f9d1c3.pdf>. Acesso em: 8 Outubro 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Guia para Expressão da Incerteza de Medição**. 3ª. ed. brasileira. Rio de Janeiro: ABNT-INMETRO, 2003.

BATISTA, C. E. S. **Projeto, Construção e Montagem de Bancada Experimental para Câmara de Combustão de Micro-Turbina a Gás**. Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo, p. 71. 2006.

BONA, F. S. D.; FILHO, E. R. As Microturbinas e a Geração Distribuída. **Proceedings online**, Campinas, 2004. Disponivel em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022004000100018&lng=en&nrm=abn>. Acesso em: 9 Agosto 2016.

BORGHETTI TURBOS E SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA. **Catálogo Racing Master Power**. São Marcos-RS: Master Power Turbo, 2012.

BORGHETTI TURBOS E SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA. **Manual Técnico Master Power**. São Marcos-RS: Master Power Turbo, 2012.

BOYCE, M. P. **Gás Turbine Engineering Handbook**. 2ª. ed. Woburn: Gulf Professional Publishing, 2002.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, v. I, 2012.

CARVALHO, A. M. et al. Microturbinas a Gás, Motores Stirling e Células a Combustível para Geração Distribuída. **Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica**, Araxá - MG, 20 Novembro 2007.

CEMIG. **Alternativas Energéticas:** uma visão Cemig. Belo Horizonte: Cemig, 2012. ISBN ISBN: 978-85-87-929-51-8.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5ª. ed. São Paulo: McGrawHill, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos:** Fundamentos e aplicações. 3ª. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.

DIAS, F. L. G.; NASCIMENTO, M. A. R. D.; RODRIGUES, L. D. O. Reference Area Investigation in a Gas Turbine Combustion Chamber Using CFD. **Journal of Mechanical Engineering and Automation**, Rosemead - CA, 2 Abril 2014. 73-82.

EDWARDS INDUSTRIAL EQUIPMENT CORP. **Site da Edwards Industrial Equipment**, s.d. Disponivel em: <http://www.edwardsindustrialequipment.com>. Acesso em: 26 Maio 2014.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6ª. ed. Rio de Janeiro - RJ: LTC, 2006.

FUKUMASU, N. K. **Projeto aero-termodinâmico de uma câmara de combustão para microturbina a gás derivada de um turbo-compressor automotivo**. Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo, p. 39. 2006.

G.U.N.T. GERÄTEBAU GMBH. **Gunt Hamburg Equipamnet for Engineering Education**, 2005. Disponivel em: <http://www.gunt.de/>. Acesso em: 23 Setembro 2016.

GENERAL ELETRIC. **Site da General Eletric**, 2013. Disponivel em: <http://www.genewscenter.com>. Acesso em: 26 Maio 2014.

INMETRO. **Guia de Calibração de Instrumentos de Medição: Mostrador Digital de Pressão**. Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial. [S.l.]. 2010.

IOPE - INSTRUMENTOS DE PRECISÃO. IOPE, s.d. Disponivel em: <http://www.iope.com.br/p_pres_man_vac_k.php>. Acesso em: 13 Outubro 2016.

KHODABANDEH, A. **CFD Modelling of Generic Gas Turbine Combustor**. Chalmers University of Technology. Göteborg - Sweden, p. 49. 2011.

KIAEE, M.; TOUSI, A. M.; TOUDEFALLAH, M. Performance adaptation of a 100 kW microturbine. **Applied Thermal Engineering**, n. 87, 2015.

KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. **Mechanical Engineering**, v. 75, n. 1, p. 3-8, January 1953.

KRIEGER, G. C. et al. A Swirler Stabilized Combustion Chamber for a Micro-Gas Turbine Fuelled with Natural Gas. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v. 34, n. 4, p. 441-449, Outubro/Dezembro 2012.

KUMAR, P. S.; RAO, P. P. Design and Analysis of Gas Turbine Combustion Chamber. **International Journal Of Computational Engineering Research**, Vijayawada - INDIA, v. 03, n. 12, Dezembro 2013. ISSN ISSN 2250-3005.

LEFEBVRE, A. H.; BALLAL, D. R. **Gás Turbine Combustion:** Alternative Fuels and Emissions. 3ª. ed. Boca Raton: CRC Press, 2010.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica:** Planejamento, Projeto e Operação. Rio de Janeiro: INTERCIÊNCIA, v. I, 2004.

MARTINELLI, L. C. **Máquinas Térmicas II**. UNIJUI. Panambi, p. 135. 2002.

MASTER POWER. **Planilhas de ensaios em turbocompressores**. Borguethi Turbos e Sistemas Automotivos Ltda. São Marcos. 2016.

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

RACHE, A. M. M. **Mecânica Diesel:** Caminhões - Pick-ups - Barcos. São Paulo: Hemus, 2004.

RODRIGUES, L. D. O. **Análise Paramétrica de Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando CFD**. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá - MG, p. 244. 2009.

RODRIGUES, L. D. O.; NASCIMENTO, M. A. R. D. Análise Aerodinâmica e Térmica de uma Câmara de Combustão anular de Turbinas a Gás Utilizando CFD. **Cadernos UniFOA**, Volta Redonda, ano IV, n. 9, Abril 2009. 13-22. Disponivel em: <http://www.unifoa.edu.br/portal_pesq/caderno/edicao/09/13.pdf>.

ROLLS-ROYCE. **The Jet Engine**. 5ª. ed. Birmingham: The Techinical Publications Department, 1996.

SANTOS, N. O. D. **Termodinâmica Aplicada as Termelétricas:** Teoria e Prática. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2006.

SOLIDWORKS. **Solving Engineering Problems with Flow Simulation 2009**. [S.l.]: Solid Works, 2008.

SOLIDWORKS. **Flow Simulation 2012 Technical Reference**. [S.l.]: SolidWorks, 2011.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Introdução à Termodinâmica para Engenharia**. 8ª. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

SOUZA, T. P. D. S. E. **Projeto de uma Micro-Turbina à Gás**. Centro Federal de educação Tecnológica de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 84. 2011.

SOUZA, Z. D. **Plantas de Geração Térmica a Gás:** turbina a gás, turbocompressor, recuperador de calor e câmara de combustão. Rio de Janeiro - RJ: Interciência, 2014.

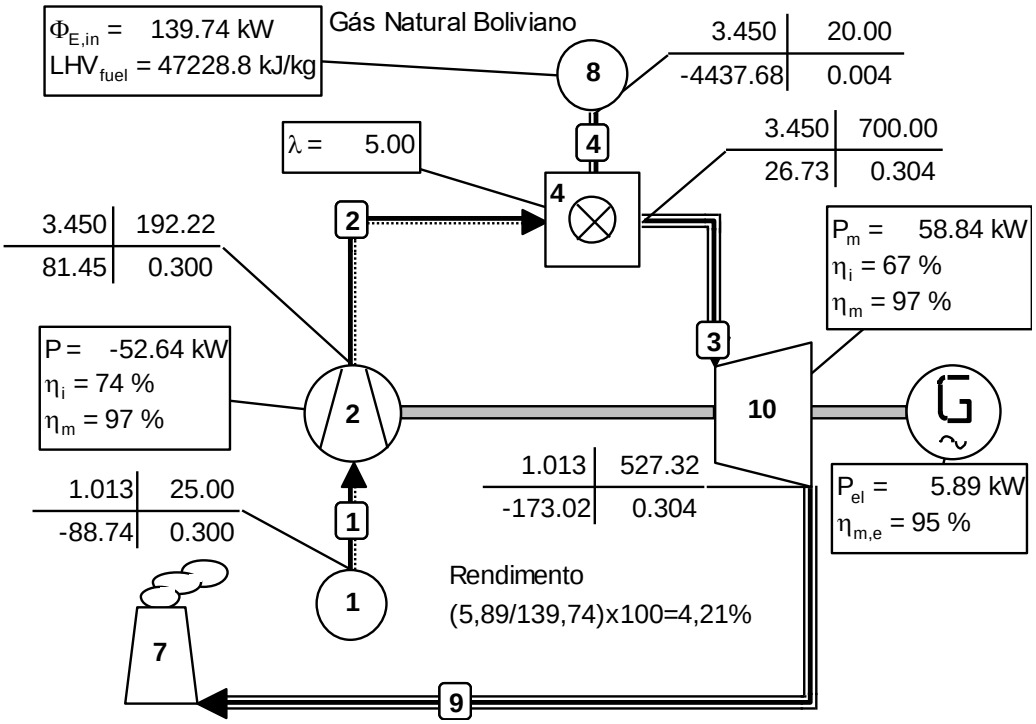
THOMA, J. K. et al. **Design, Fabrication, and Testing of an Automotive Turbocharger-Based Gas Turbine Engine**. California Polytechnic State University, San Luis Obispo. San Luis Obispo, California, p. 48. 2010.

TURRA, G. **Projeto construtivo e montagem de uma microturbina a gás**. Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo, p. 33. 2006.

VENSON, G. G. **Desenvolvimento de um Banco de Ensaios e da Metodologia Experimental para o Levantamento das Características Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente**. Universidade federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 133. 2007.

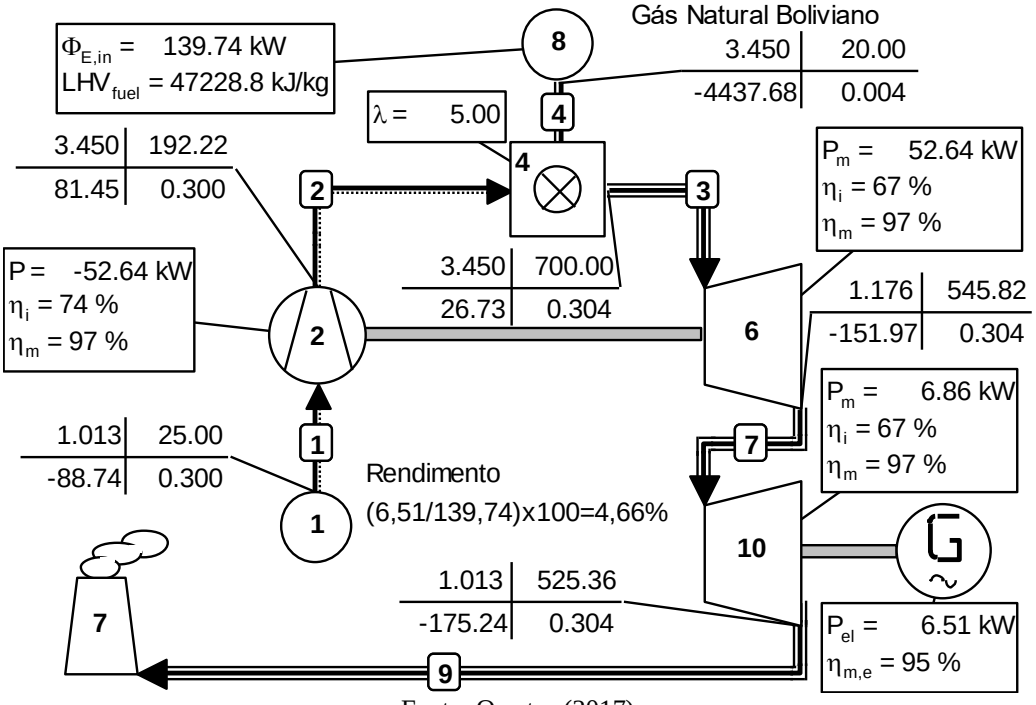
APÊNDICE A – SIMULAÇÕES DO CYCLE TEMPO

Figura 86 - Exemplo de simulação no software Cycle-Tempo (1C1T)



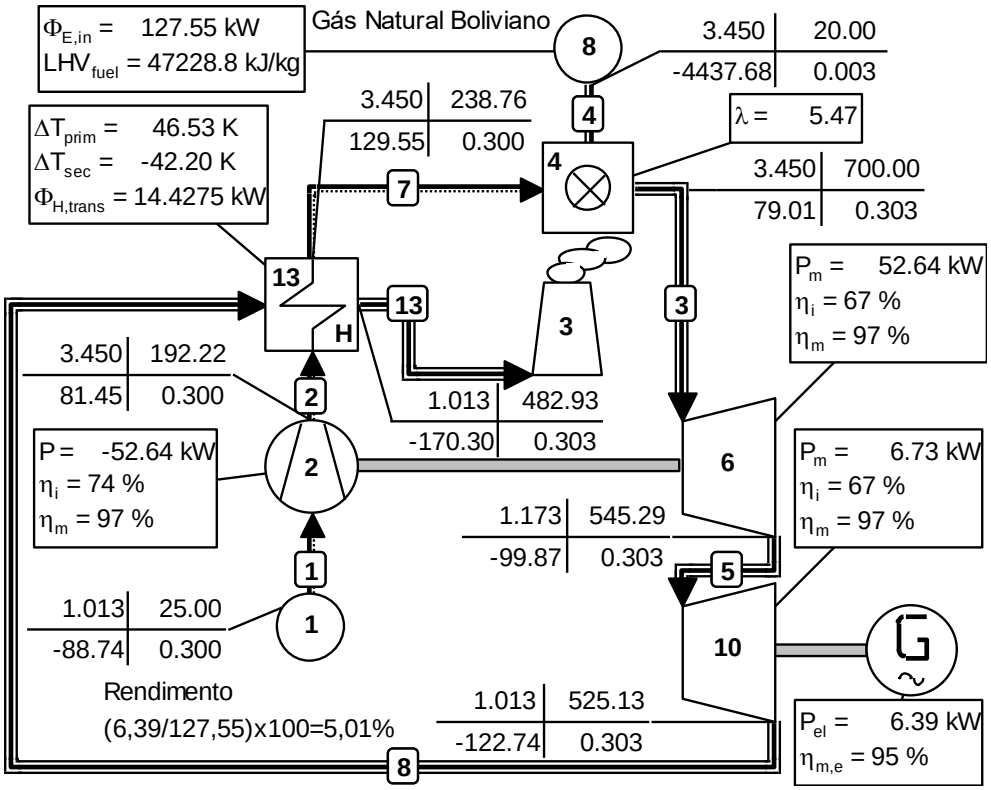
Fonte: O autor (2017)

Figura 87 - Inclusão da turbina de potência (1C2T)



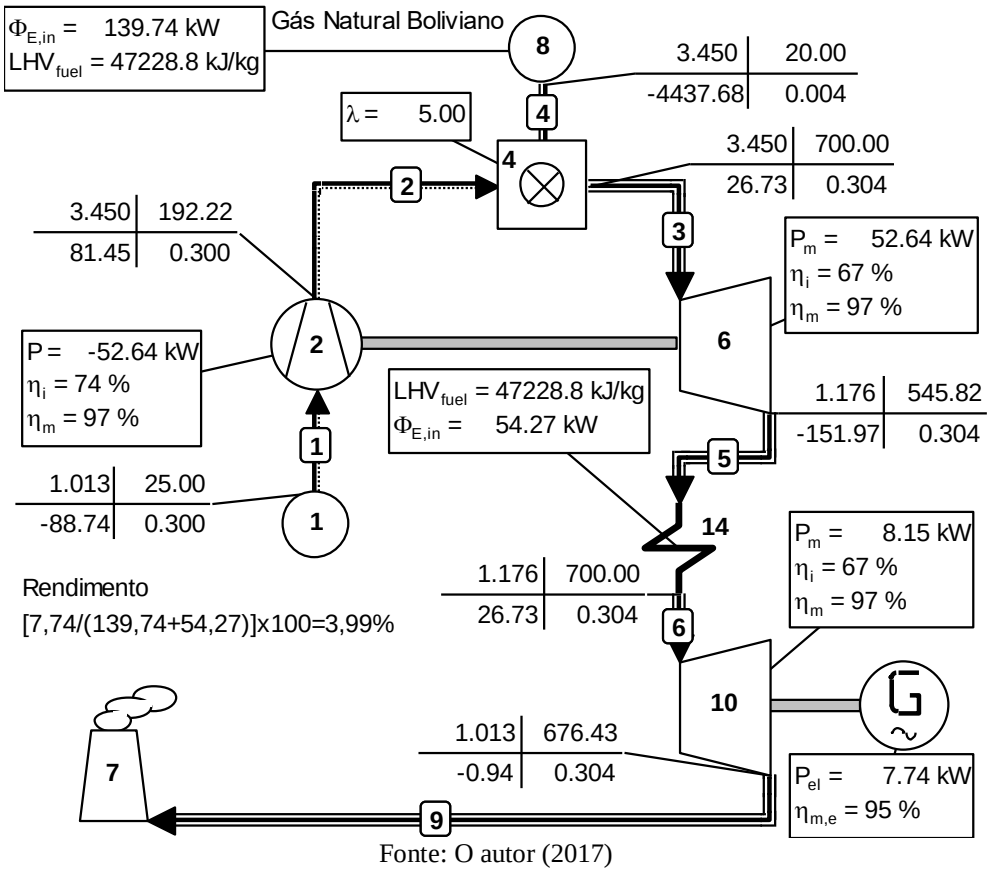
Fonte: O autor (2017)

Figura 88 - Recuperador de calor (1C2T-RC)



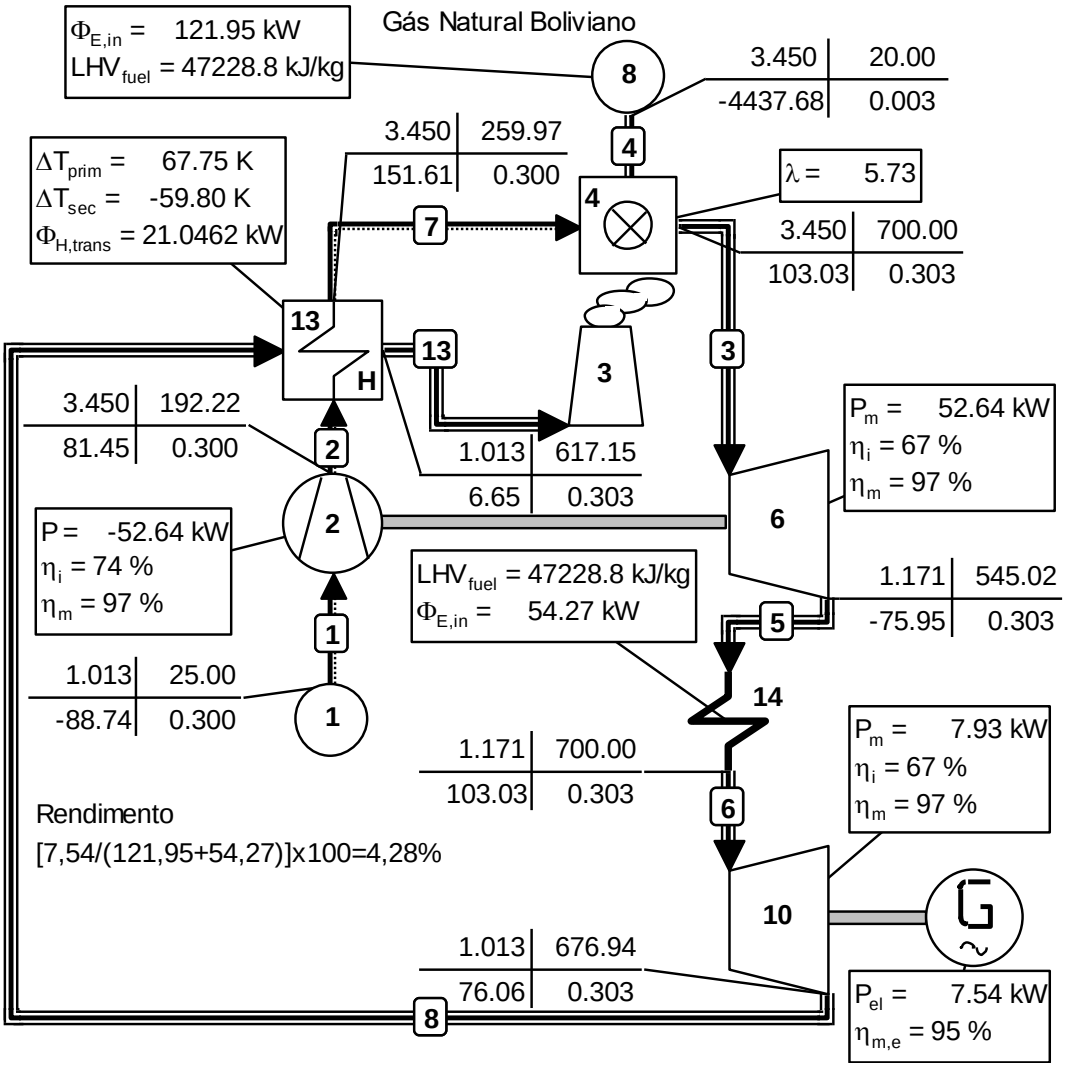
Fonte: O autor (2017)

Figura 89 - Reaquecimento (1C2T-RA)



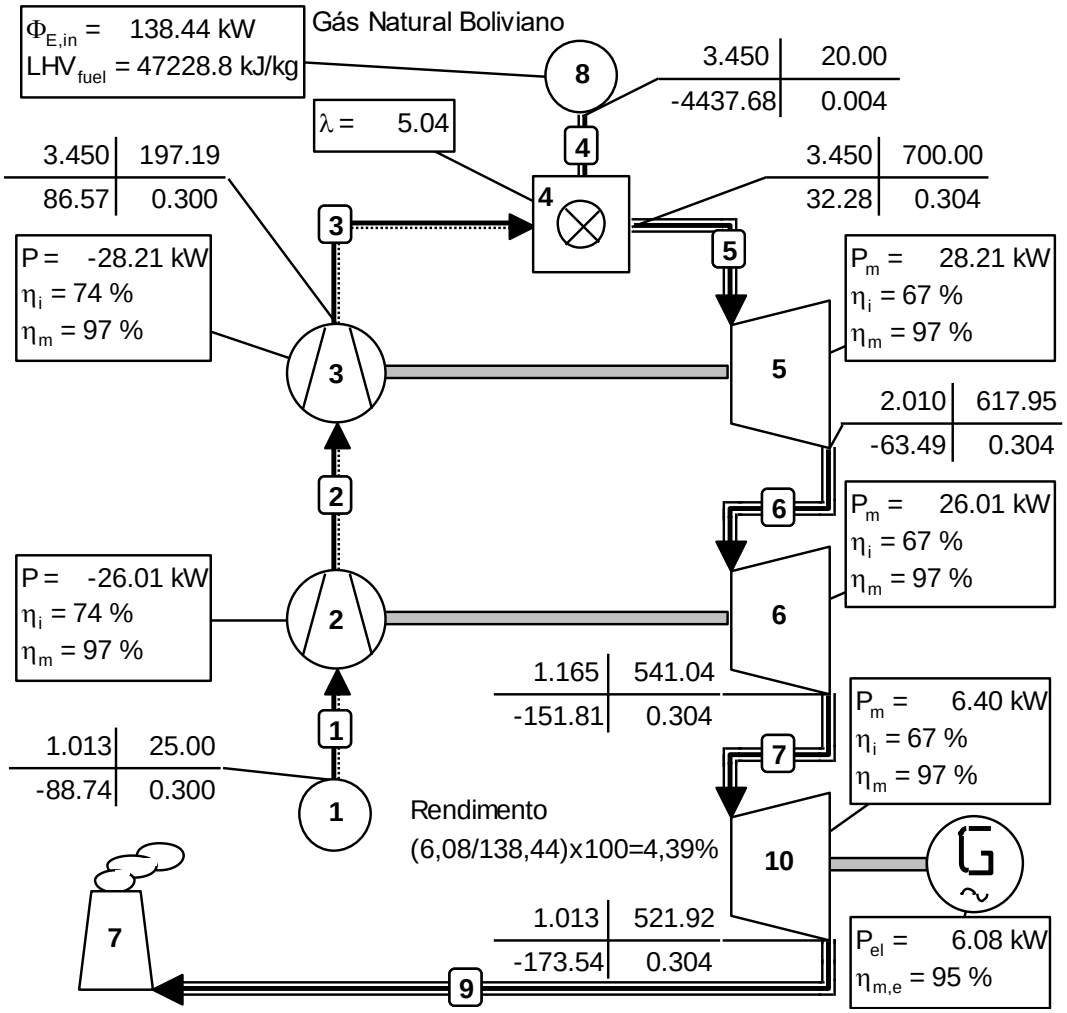
Fonte: O autor (2017)

Figura 90 - Recuperador de calor e reaquecimento (1C2T-RC.RA)



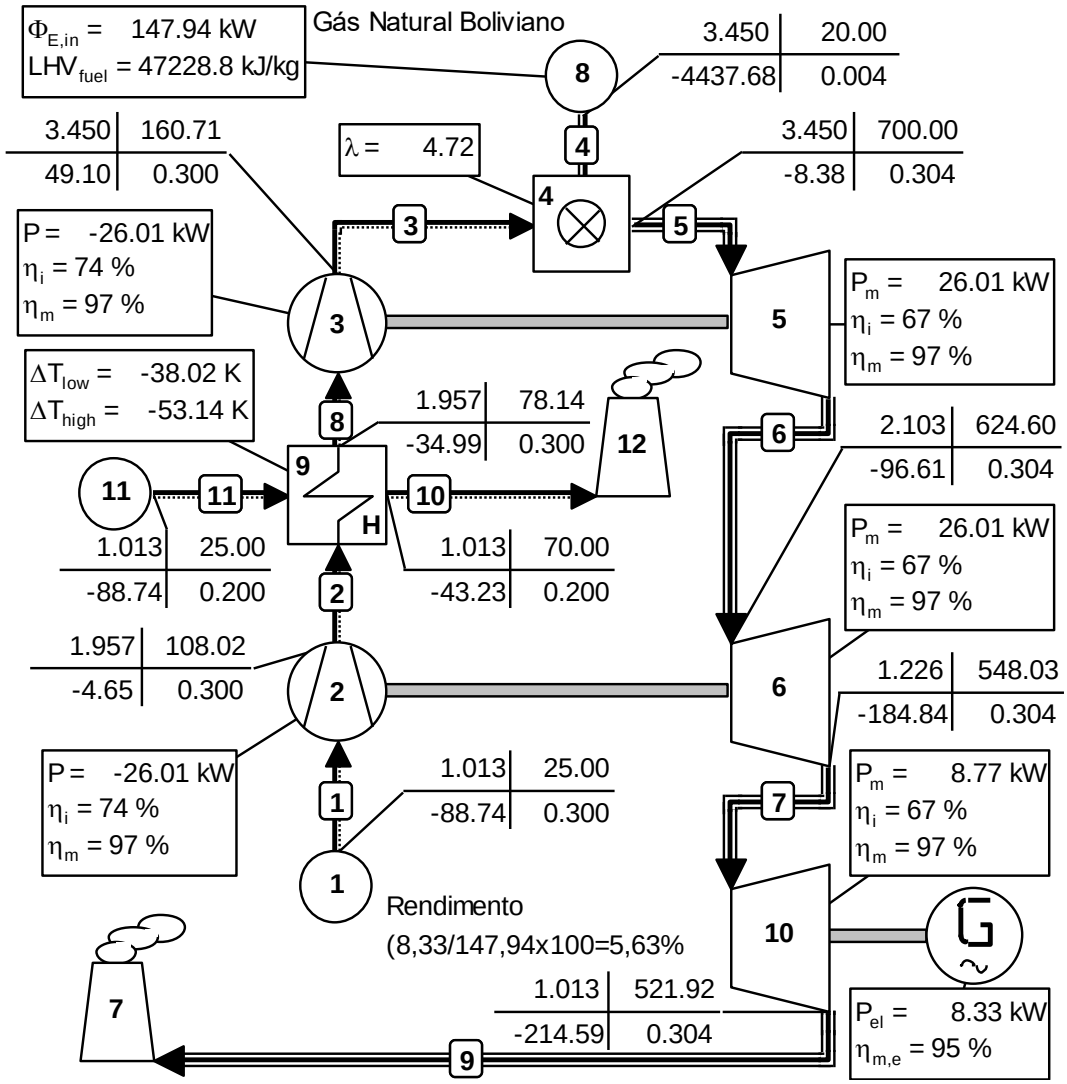
Fonte: O autor (2017)

Figura 91 - Configuração com dois eixos e turbina de potência 2C3T



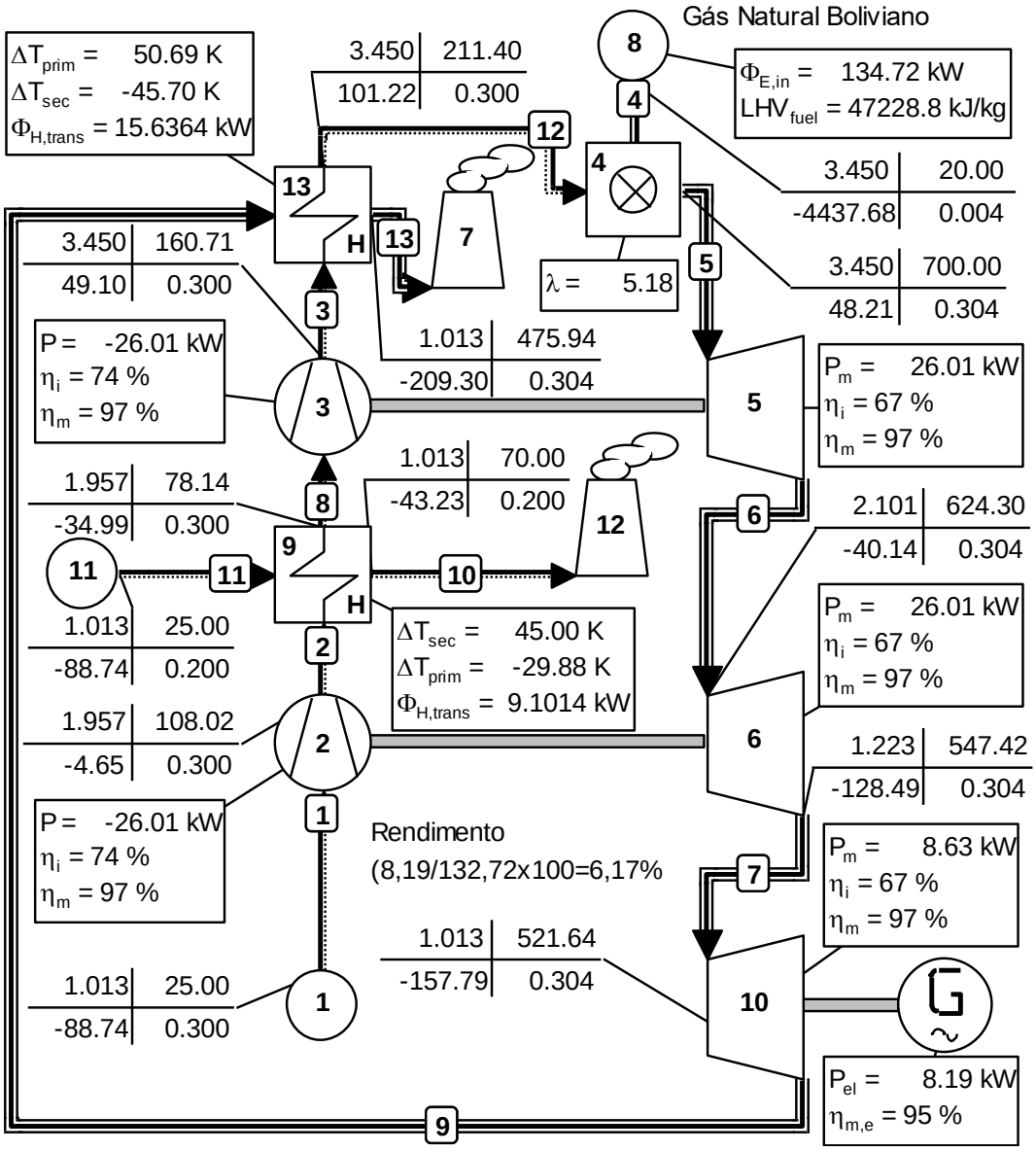
Fonte: O autor (2017)

Figura 92 - Inserção de um resfriador intermediário configuração 2C3T-I.



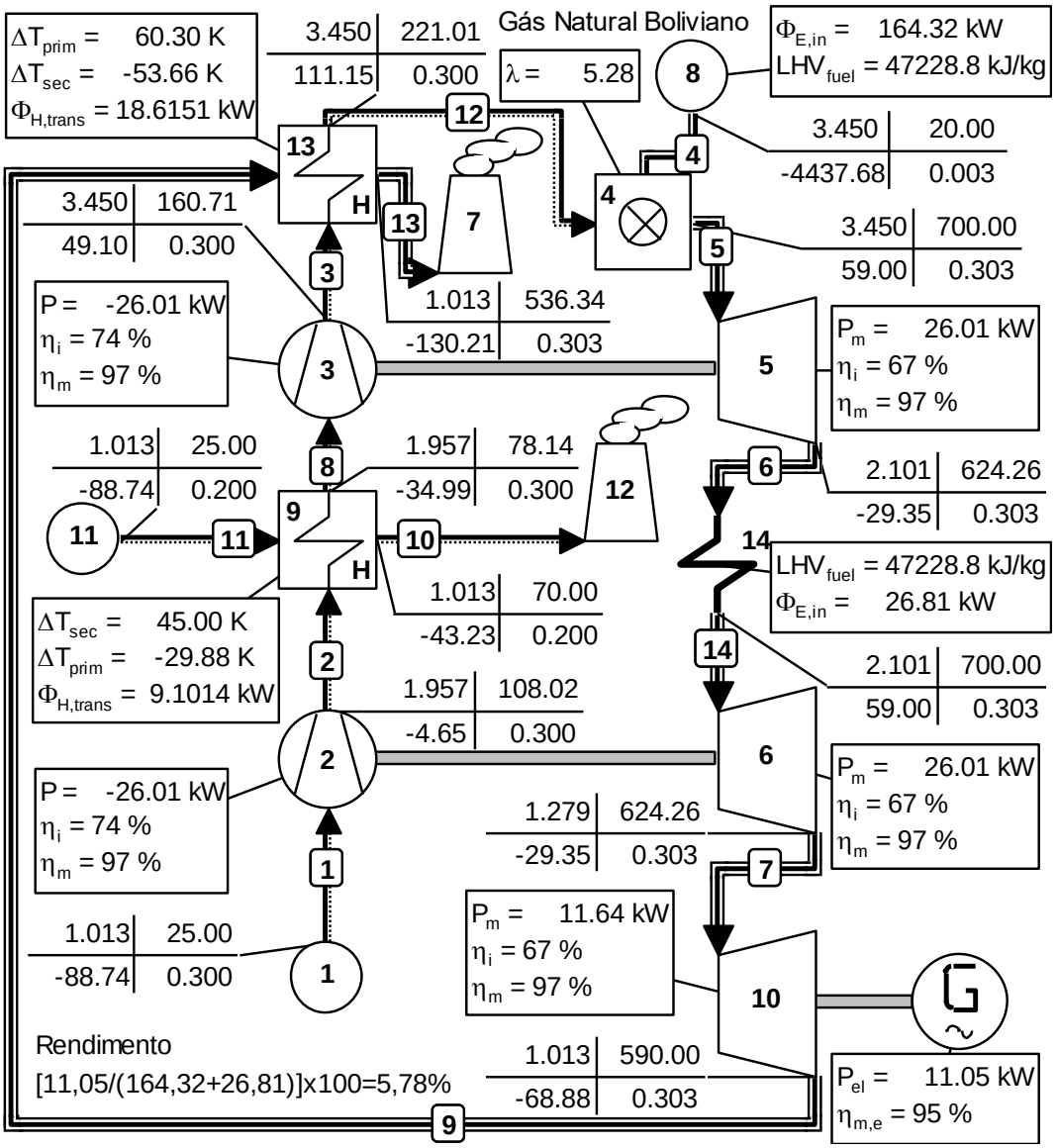
Fonte: O autor (2017)

Figura 93 - Configuração com recuperador de calor (2C3T-I.RC)



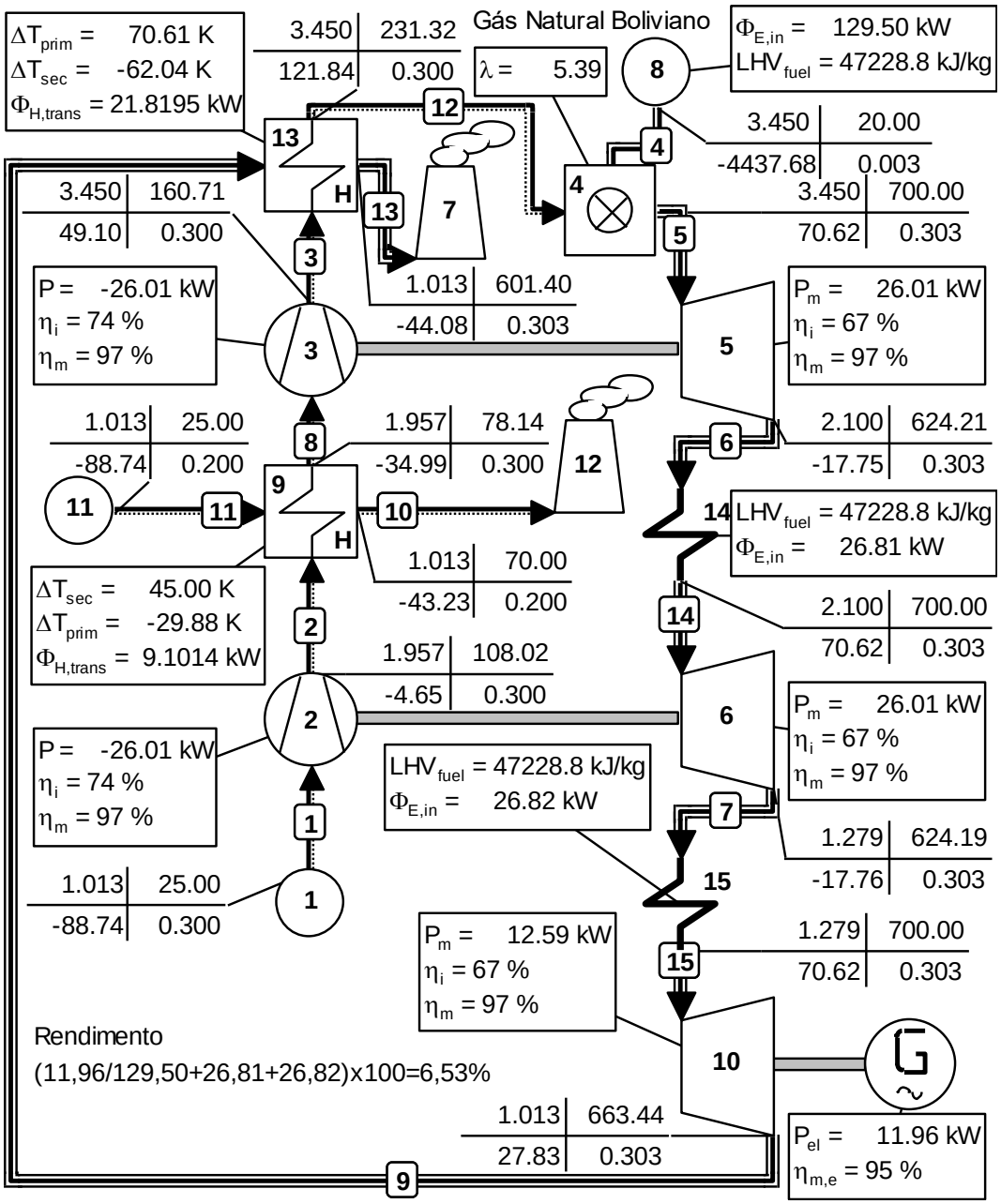
Fonte: O autor (2017)

Figura 94 - Configuração com reaquecimento (2C3T-I.RC.RA)



Fonte: O autor (2017)

Figura 95 - Configuração com duas câmaras de reaquecimento (2C3T-I.RC.RA.RA)



Fonte: O autor (2017)

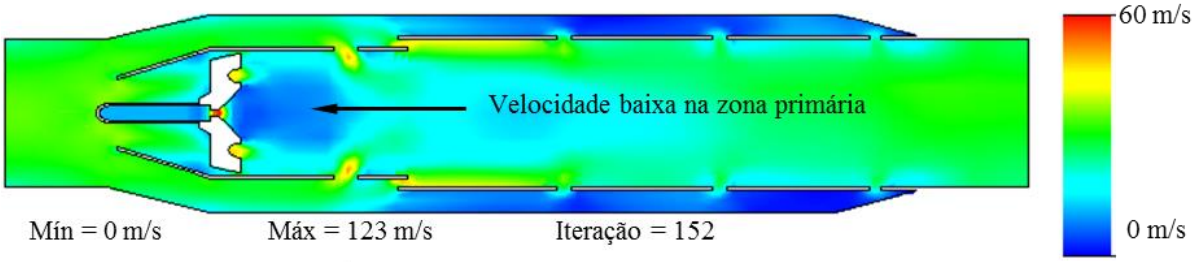
APÊNDICE B – RESULTADOS DA SEGUNDA ETAPA DE SIMULAÇÕES CFD

Aqui são apresentados alguns resultados preliminares da segunda etapa de simulações, que serviram como indicativos favoráveis à continuação da pesquisa. Os parâmetros velocidade do fluido, intensidade da turbulência, homogeneização dos reagentes e pressão ao longo da CC, que haviam sido pré-avaliados na primeira etapa, foram refeitos na segunda etapa, para o modelo CC206. A avaliação da divisão do fluxo mássico foi objetivo principal desta etapa. As simulações da segunda etapa foram realizadas com uma malha ainda grosseira, conforme Figura 36.

Velocidade do escoamento

O parâmetro de velocidade do escoamento foi analisado por toda extensão interna da CC, porém, com atenção especial na região de ancoragem da chama, na zona primária, próximo ao injetor de combustível. Na Figura 96, por observação da escala de cores, percebe-se que a velocidade na zona primária atende ao requisito de não ultrapassar os 25 m/s.

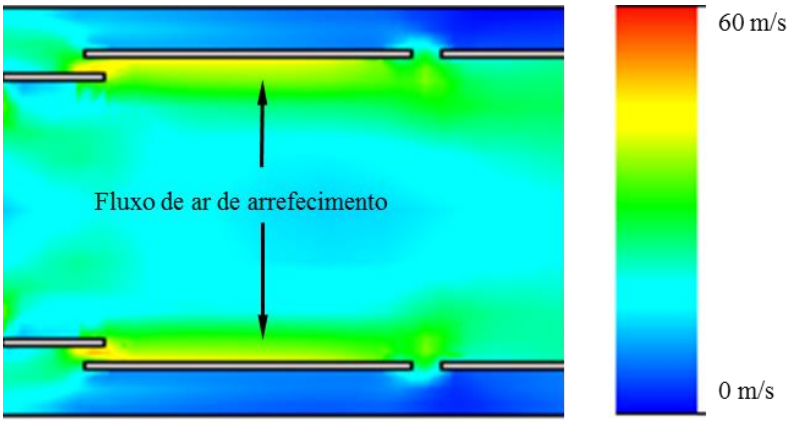
Figura 96- Velocidade de escoamento no plano X-Z do modelo CC206



Fonte: O autor (2017)

Na Figura 97 é possível observar a camada de ar escoando a velocidade mais alta, na proximidade da parede interna do tubo de chama, criando um filme de arrefecimento. Por uma avaliação qualitativa isto atende a necessidade descrita por Lora e Nascimento (2004), vista na seção 2.4.

Figura 97 - Fluxo de ar de arrefecimento da zona intermediária no plano X-Z do modelo CC206

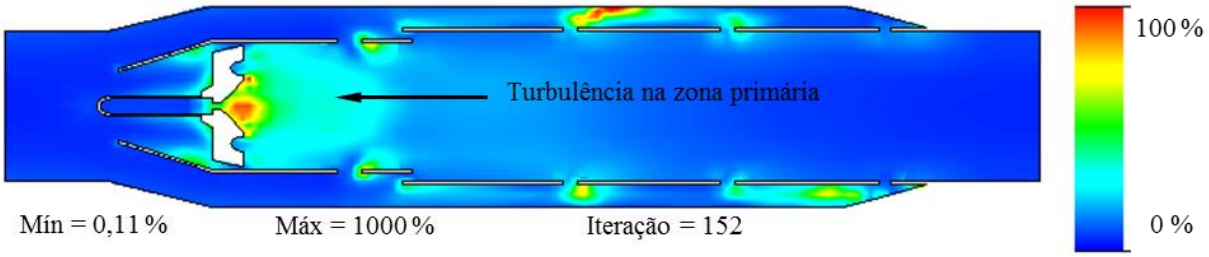


Fonte: O autor (2017)

Intensidade da turbulência

É possível identificar maior turbulência na zona primária, o que favorece a mistura entre os reagentes e consequentemente, às reações de combustão.

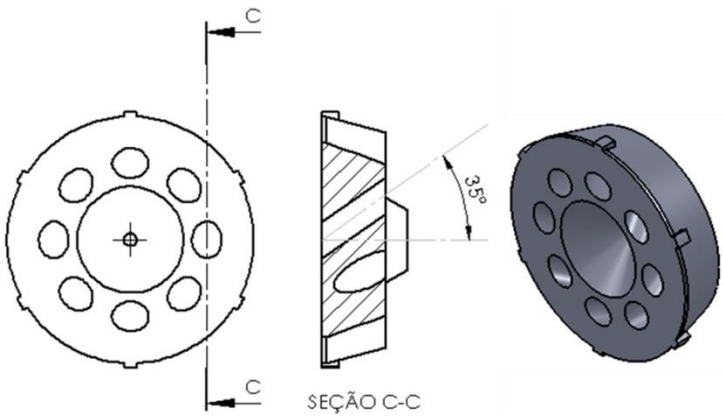
Figura 98- Intensidade de turbulência no plano X-Z do modelo CC206



Fonte: O autor (2017)

Pode ser visto na Figura 99 que turbilhonador projetado para esta CC possui orifícios com inclinação de 35° em relação ao eixo de simetria da peça.

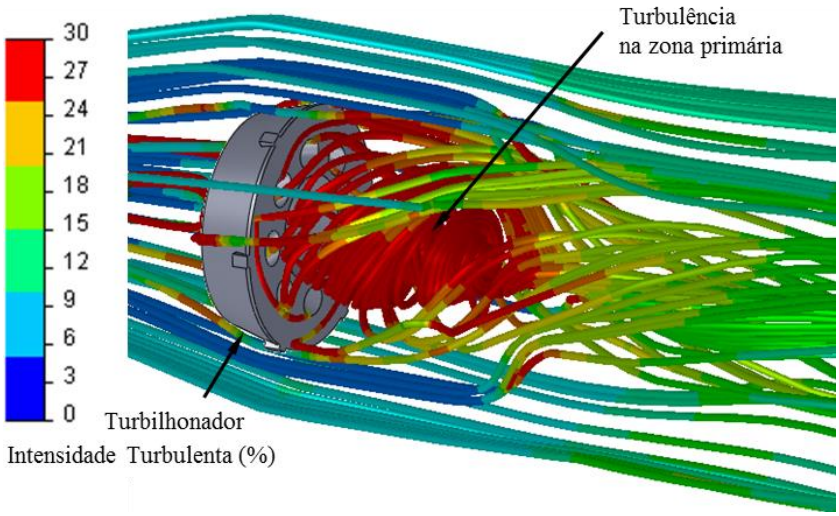
Figura 99 - Turbilhonador da câmara de combustão



Fonte: O autor (2017)

Esta inclinação dos orifícios que direcionam o fluxo para a zona primária, promove a injeção do ar de forma rotacional e isto pode ser verificado na Figura 100, a qual ilustra as linhas de corrente do escoamento.

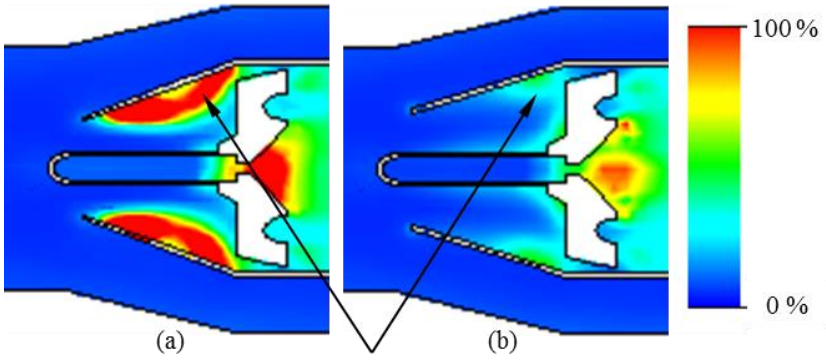
Figura 100 - Linhas de corrente do escoamento através da câmara de combustão CC206



Fonte: O autor (2017)

A avaliação de intensidade da turbulência também foi utilizada para melhoramento da geometria da CC. Na Figura 101 (a) verifica-se turbulência não desejada no difusor do tubo de chama. Na Figura 101 (b), após modificação do ângulo do difusor (de 20° para 17° em relação ao eixo longitudinal da CC), as regiões de turbulência alta já não aparecem mais.

Figura 101 - Efeito da variação do ângulo do difusor na intensidade da turbulência CC206



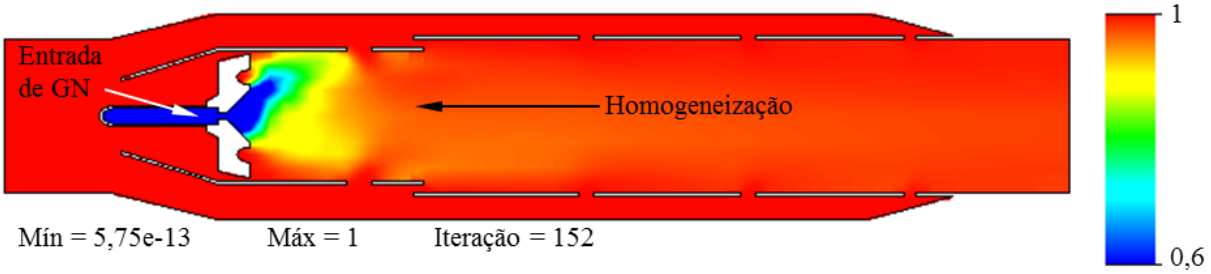
Fonte: O autor (2017)

Homogeneização da mistura ar/combustível

A avaliação da homogeneização da mistura entre os reagentes foi feita a partir da visualização da fração de massa de ar ao longo da câmara. Na Figura 102 pode-se observar

que a mistura apresenta praticamente total homogeneização ainda na zona primária. Para melhor visualização da mistura, a escala de cores foi selecionada na faixa de 60 a 100% de ar.

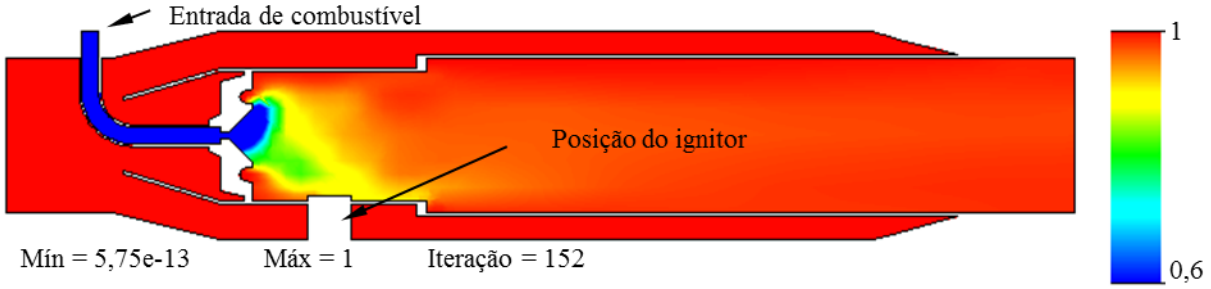
Figura 102 - Fração de massa de ar no plano X-Z do modelo CC206



Fonte: O autor (2017)

Na Figura 103 a representação da fração da massa de ar na mistura é mostrada num plano rotacionado por 90° no eixo longitudinal da CC onde é possível visualizar o posicionamento do ignitor no modelo proposto.

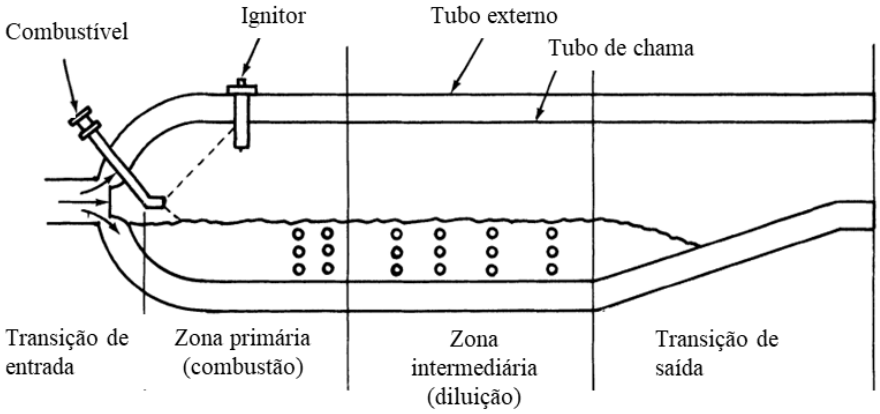
Figura 103 - Posicionamento do ignitor e fração da massa de ar no plano X-Z do modelo CC206



Fonte: O autor (2017)

O leque formado pelo fluxo da mistura de ar e combustível atinge o ignitor, indicando o correto posicionamento e assim atendendo o que é apresentado por Boyce (2002), Figura 104. Um ignitor muito próximo do injetor pode não ser atingido satisfatoriamente pelo fluxo de combustível.

Figura 104 - Posicionamento do ignitor

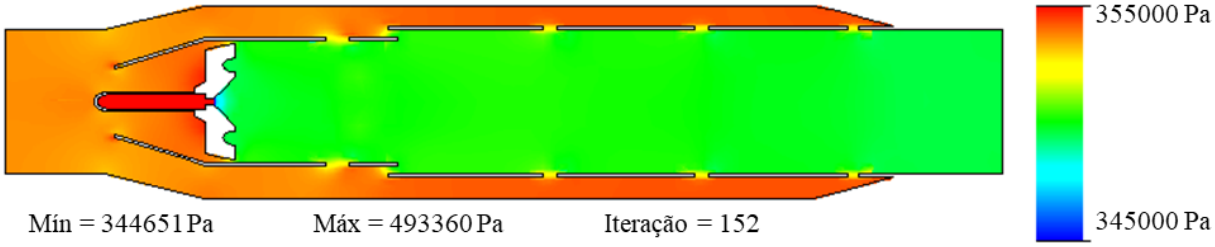


Fonte: Adaptado de Boyce (2002)

Pressão

Na Figura 105 nota-se que a perda de pressão entre a entrada e a saída da CC não é muito alta. Observando-se a paleta de cores é possível concluir que a queda de pressão não atinge 5 kPa.

Figura 105 - Queda de pressão no plano X-Z do modelo CC206

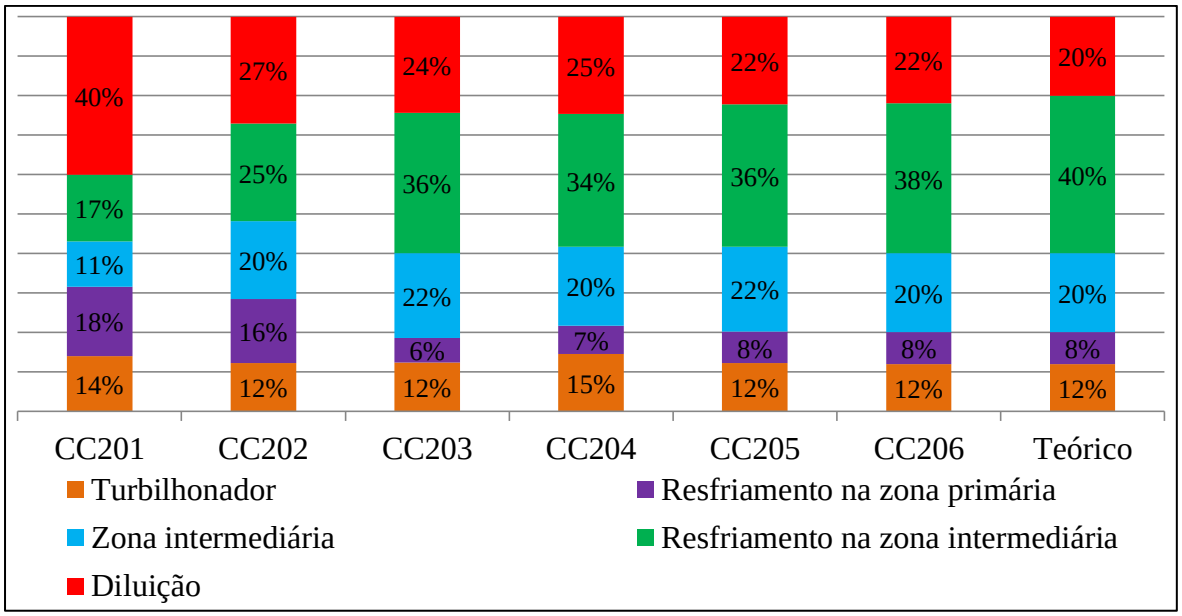


Fonte: O autor (2017)

Avaliação da divisão do fluxo mássico

Conforme descrito no item 3.3.4 foram avaliados 6 modelos de CC da família 200. Na Tabela 4, do mesmo item, são indicadas as alterações feitas em cada modelo. A malha gerada para simulação do modelo CC206 (Figura 36 do item 3.3.4) contém 37.383 células de fluido e 35.046 células parciais. As condições de contorno das simulações continuaram as mesmas vistas na Tabela 3, também do item 3.3.4. Os valores das simulações e o comparativo da evolução dos resultados com os valores desejados são apresentados no gráfico da Figura 106.

Figura 106 - Comparativo da evolução dos modelos de CC com os valores teóricos

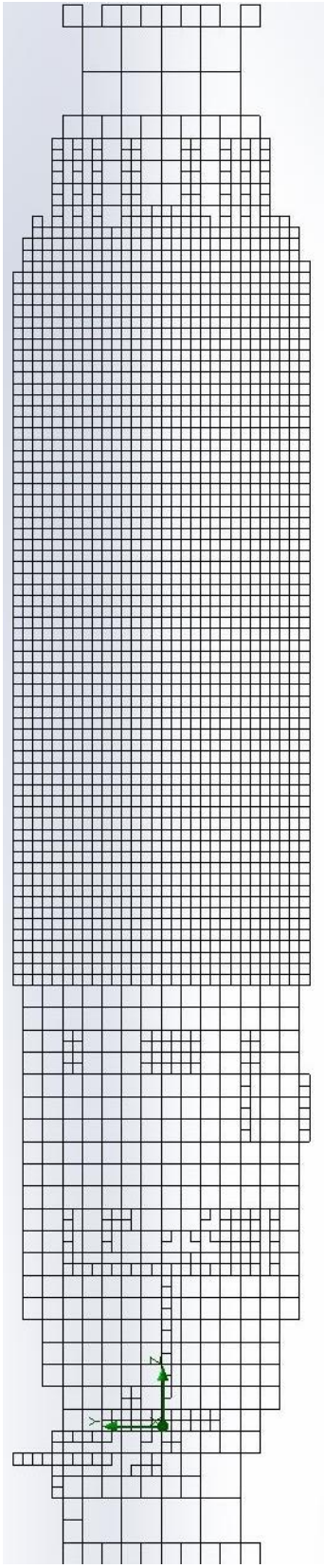


Fonte: O autor (2017)

O modelo CC206, por se aproximar mais do que é proposto teoricamente, foi considerado satisfatório no que diz respeito à divisão do fluxo mássico. A partir deste modelo, foi realizada a avaliação da independência da malha, conforme apresentado no item 4.4.1.

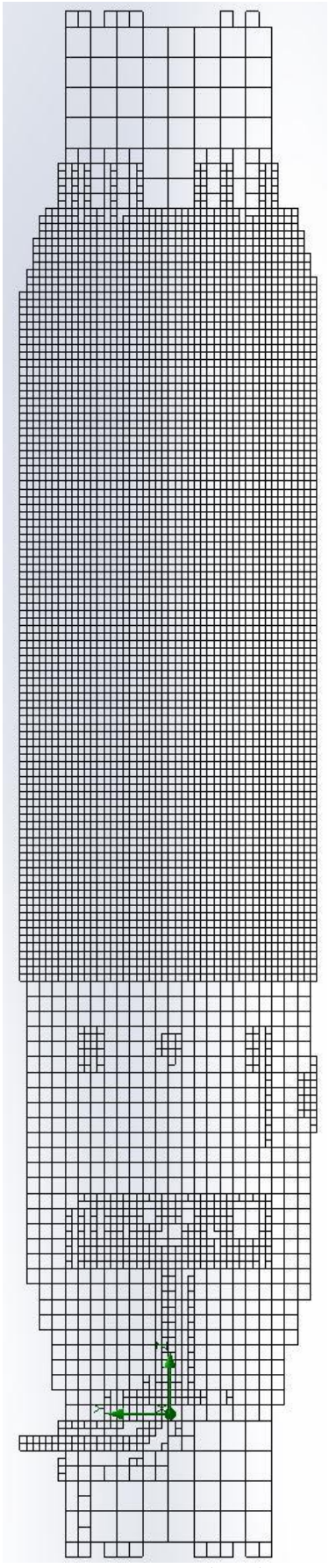
APÊNDICE C – VISUALIZAÇÃO BIDIMENSIONAL DAS MALHAS DE CFD

Figura 107 - Malha 1 da avaliação de independência da malha



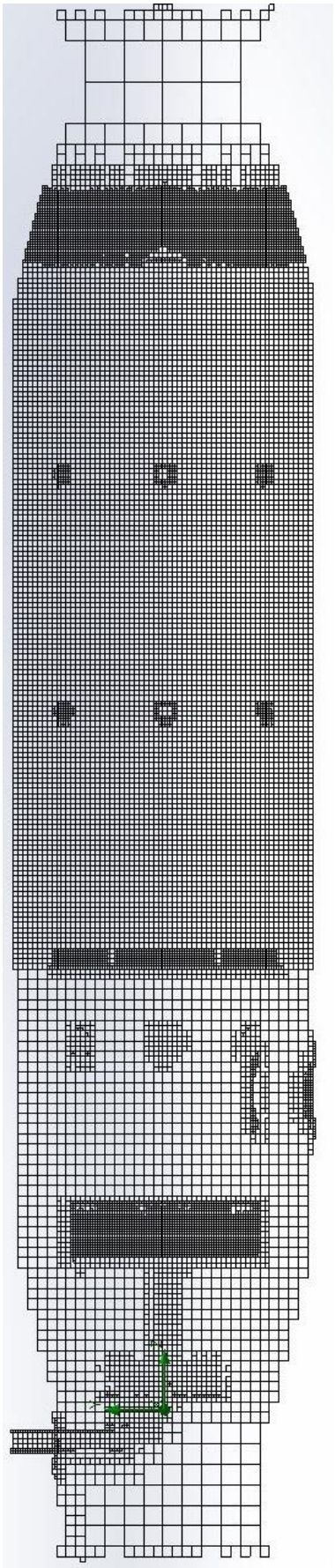
Fonte: O autor (2017)

Figura 108 - Malha 2 da avaliação de independência da malha



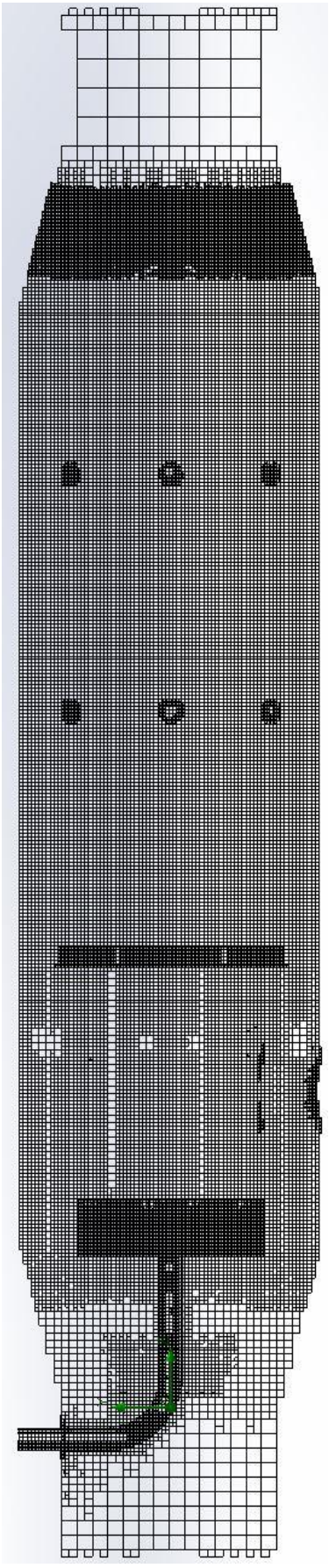
Fonte: O autor (2017)

Figura 109 - Malha 3 da avaliação de independência da malha



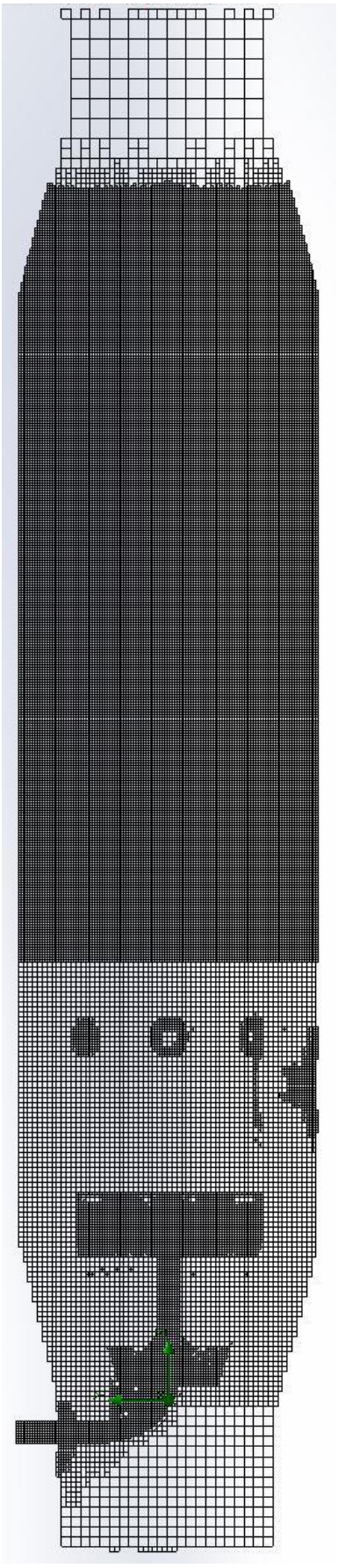
Fonte: O autor (2017)

Figura 110 - Malha 4 da avaliação de independência da malha



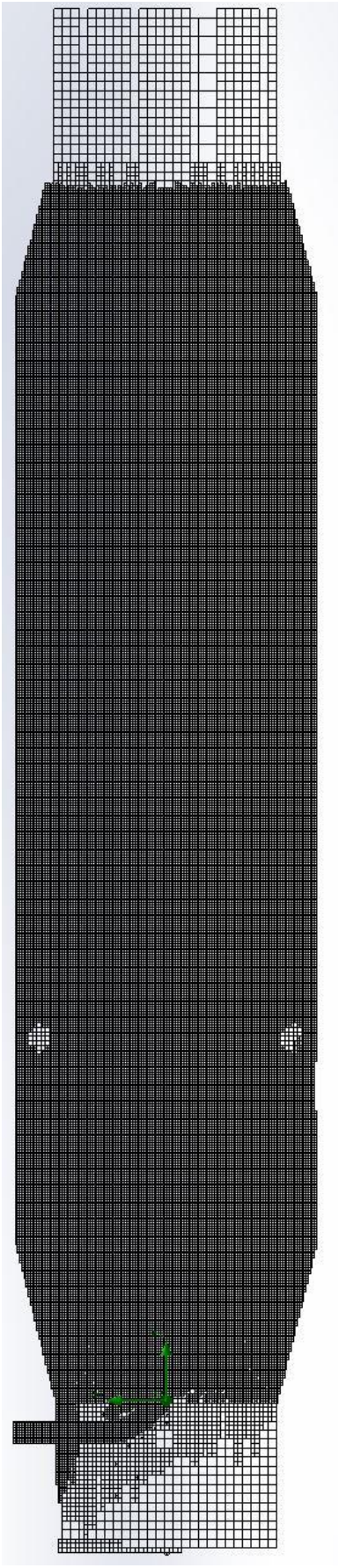
Fonte: O autor (2017)

Figura 111 - Malha 5 da avaliação de independência da malha



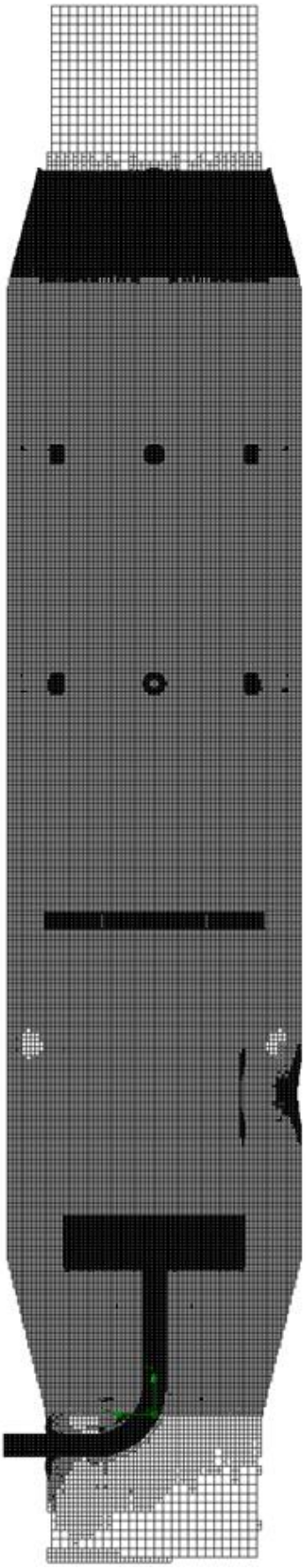
Fonte: O autor (2017)

Figura 112 - Malha 6 da avaliação de independência da malha



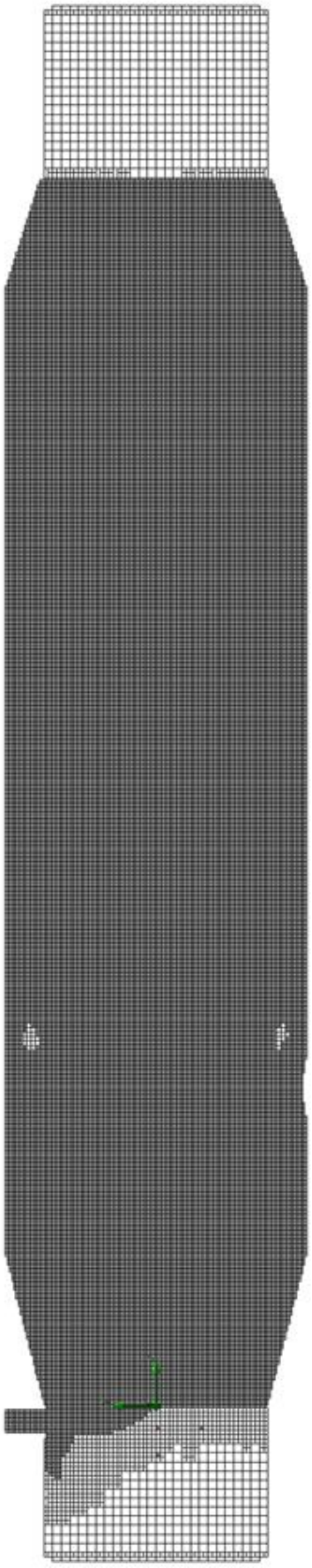
Fonte: O autor (2017)

Figura 113 - Malha do modelo CC308



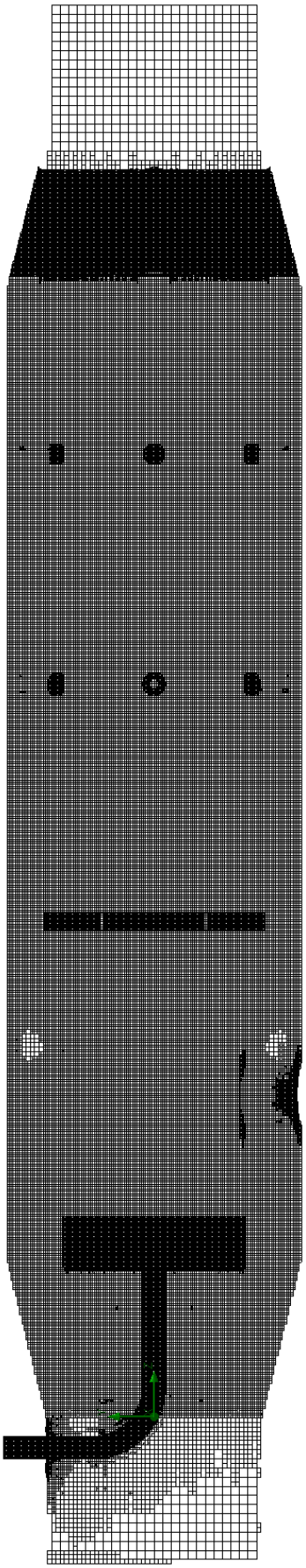
Fonte: O autor (2017)

Figura 114 - Malha do modelo CC401



Fonte: O autor (2017)

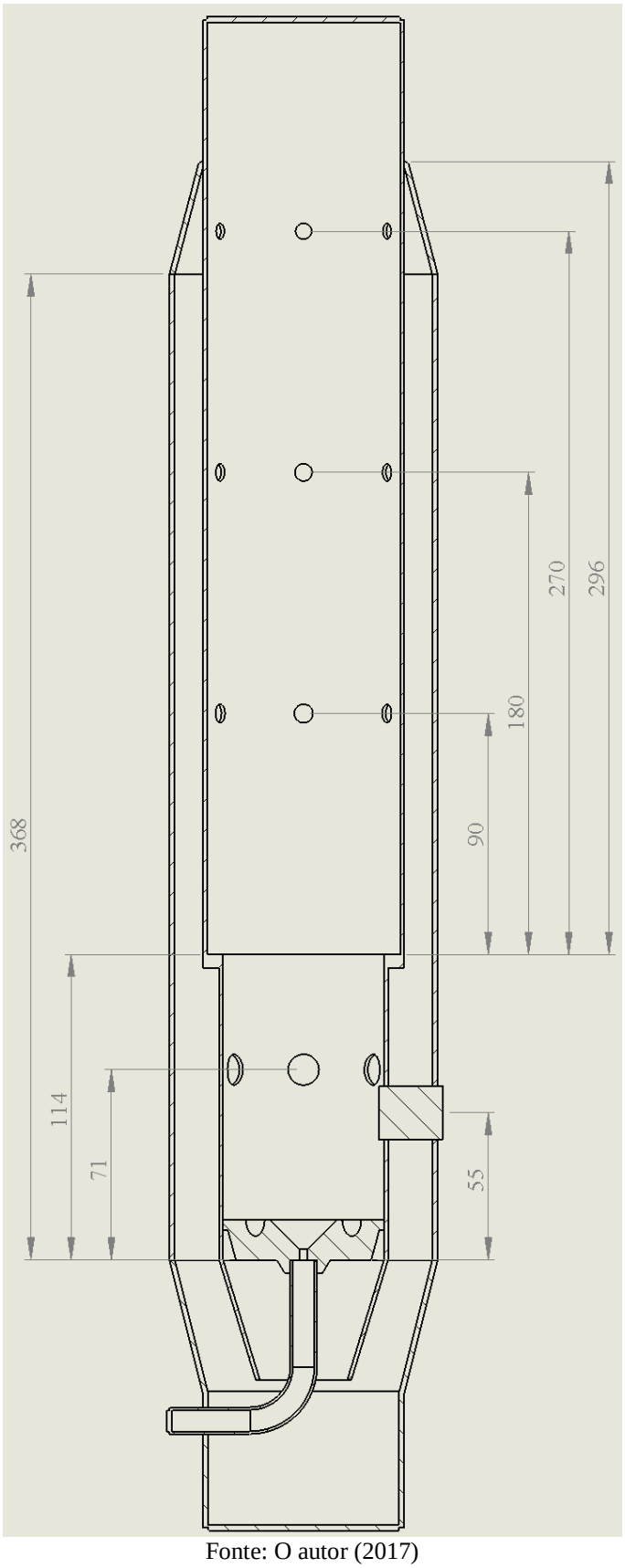
Figura 115 - Malha do modelo CC308q



Fonte: O autor (2017)

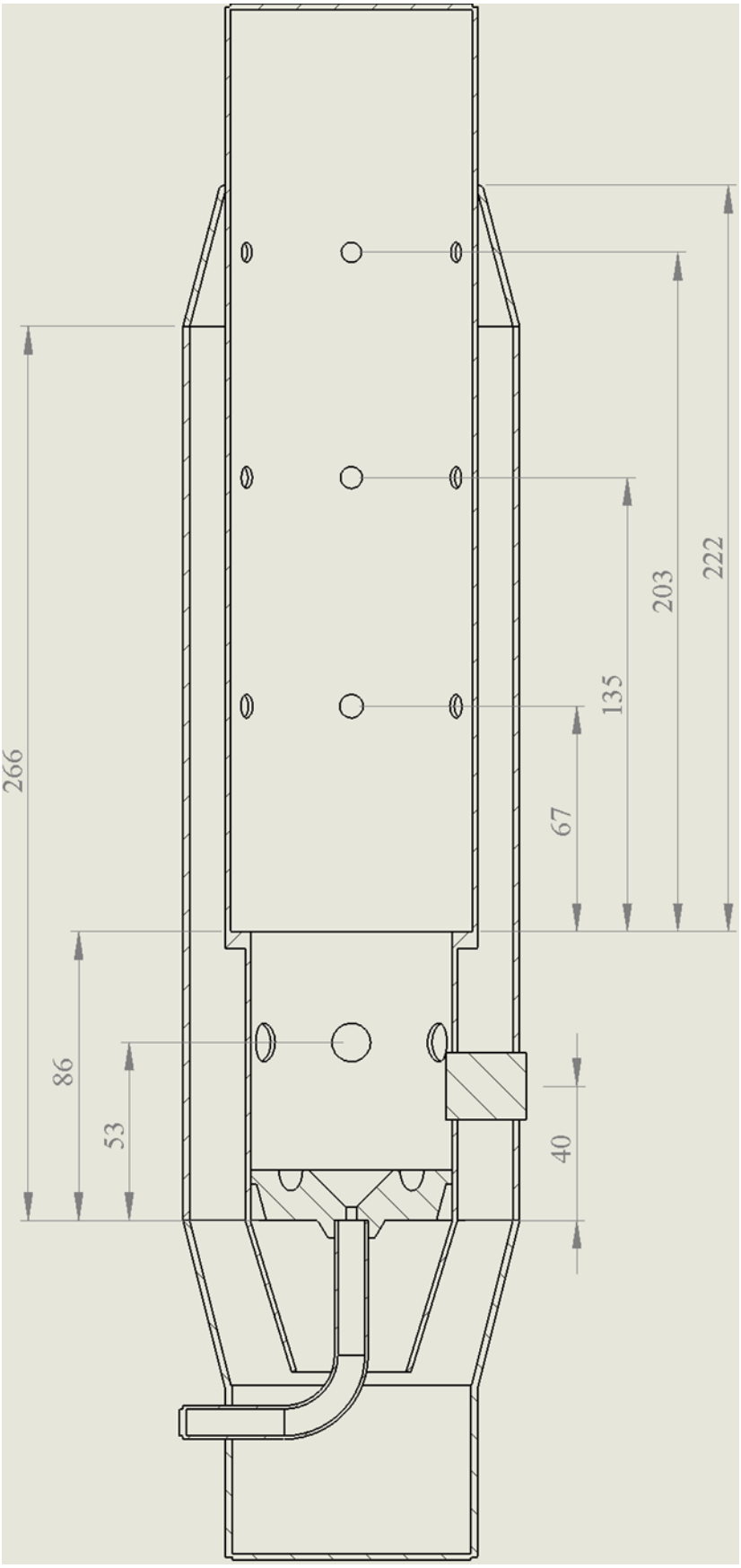
APÊNDICE D – ALTERAÇÕES GEOMÉTRICAS CC301 A CC308

Figura 116 - CC301



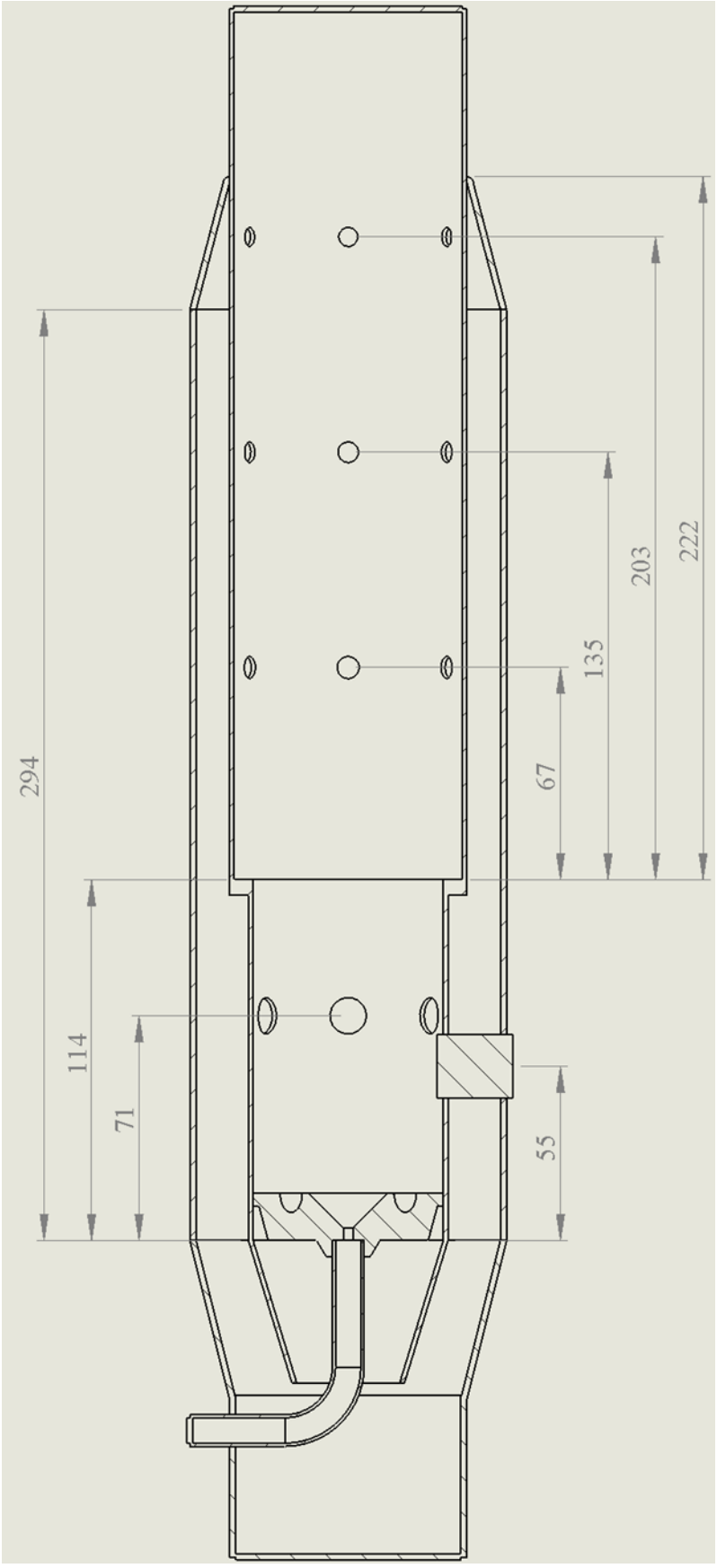
Fonte: O autor (2017)

Figura 117 - CC302



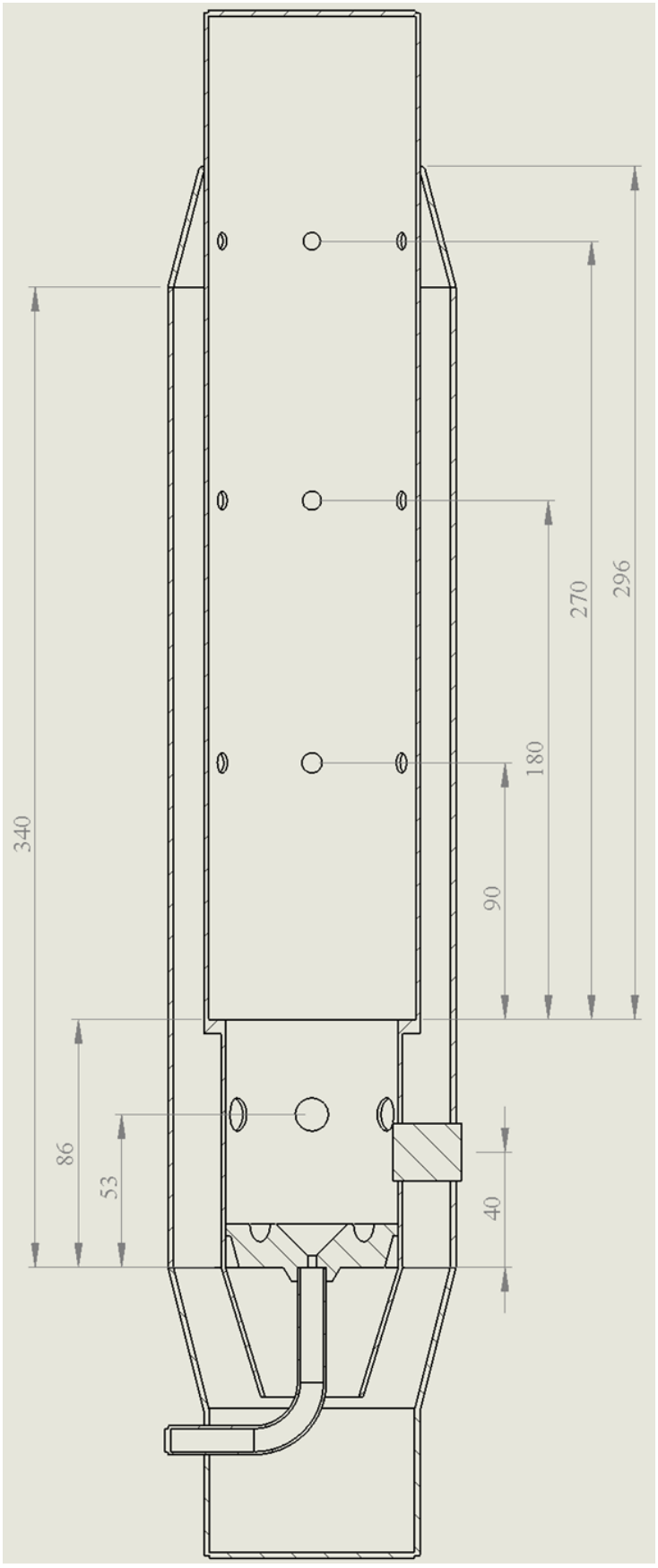
Fonte: O autor (2017)

Figura 118 - CC303



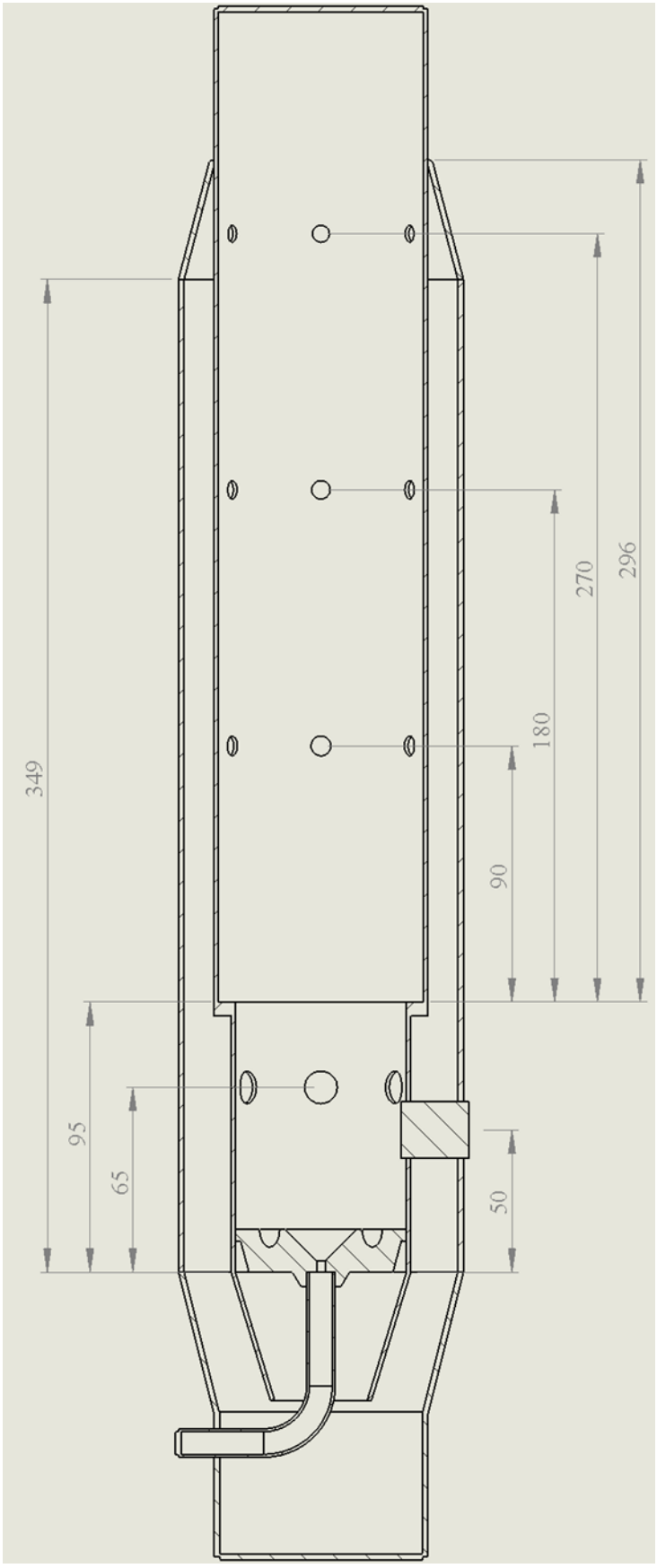
Fonte: O autor (2017)

Figura 119 - CC304



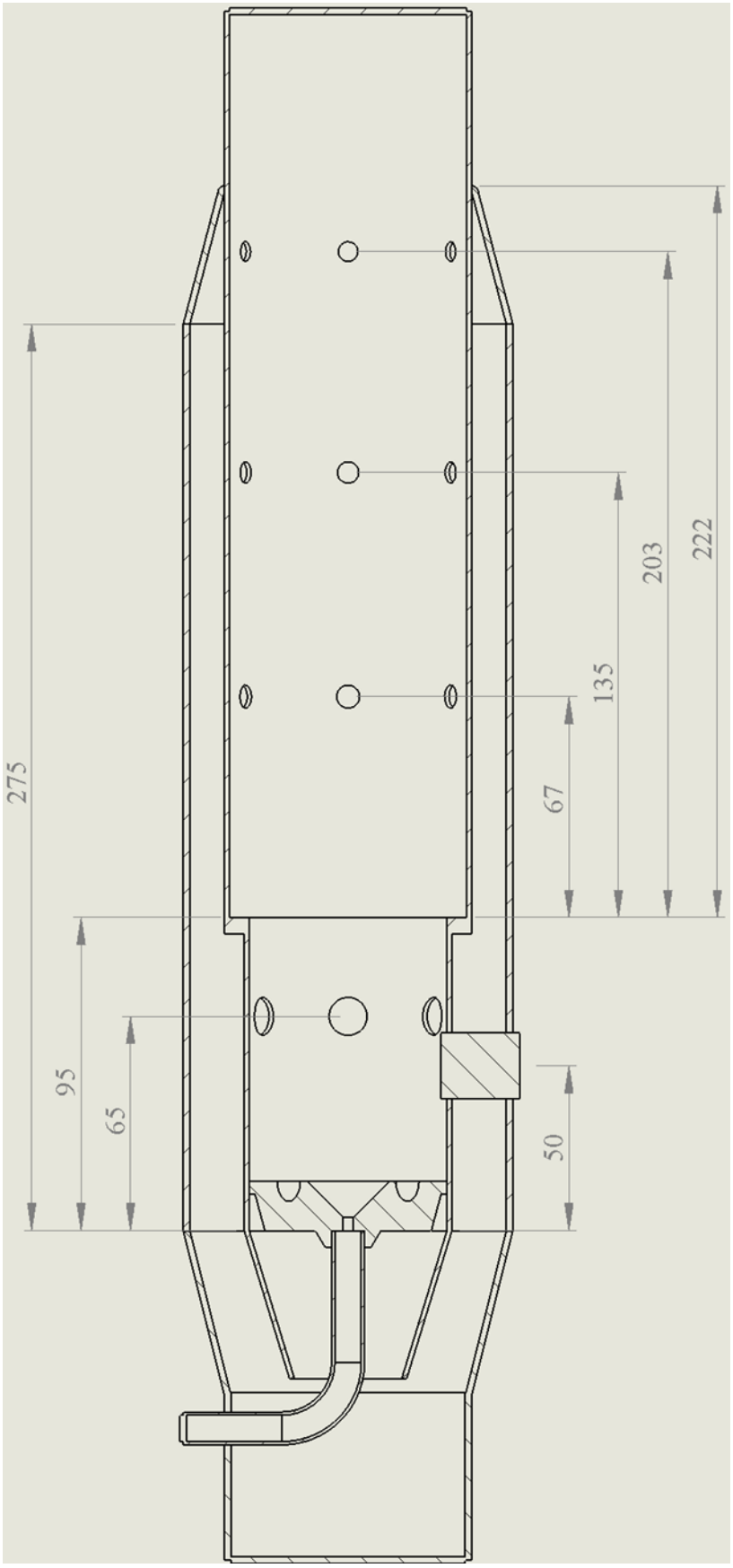
Fonte: O autor (2017)

Figura 120 - CC305



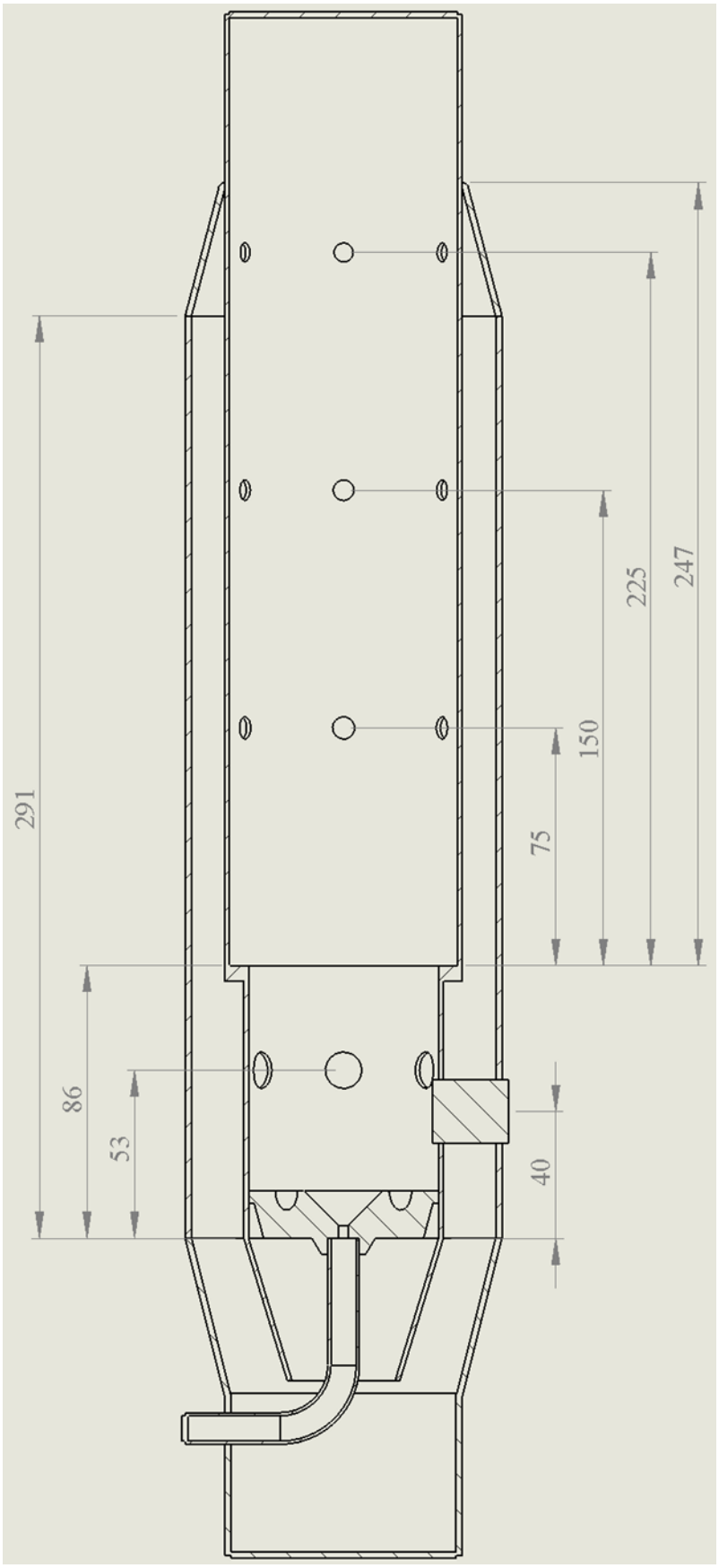
Fonte: O autor (2017)

Figura 121 - CC306



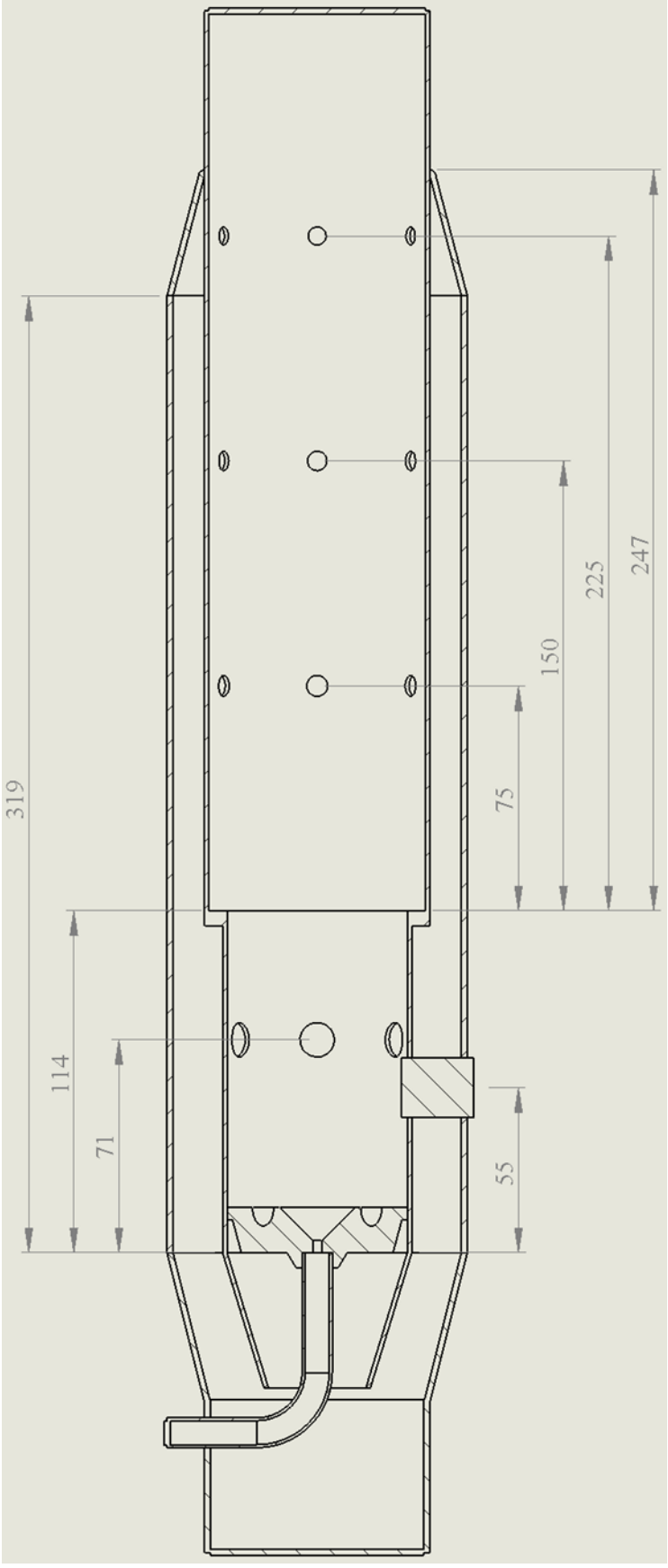
Fonte: O autor (2017)

Figura 122 - CC307



Fonte: O autor (2017)

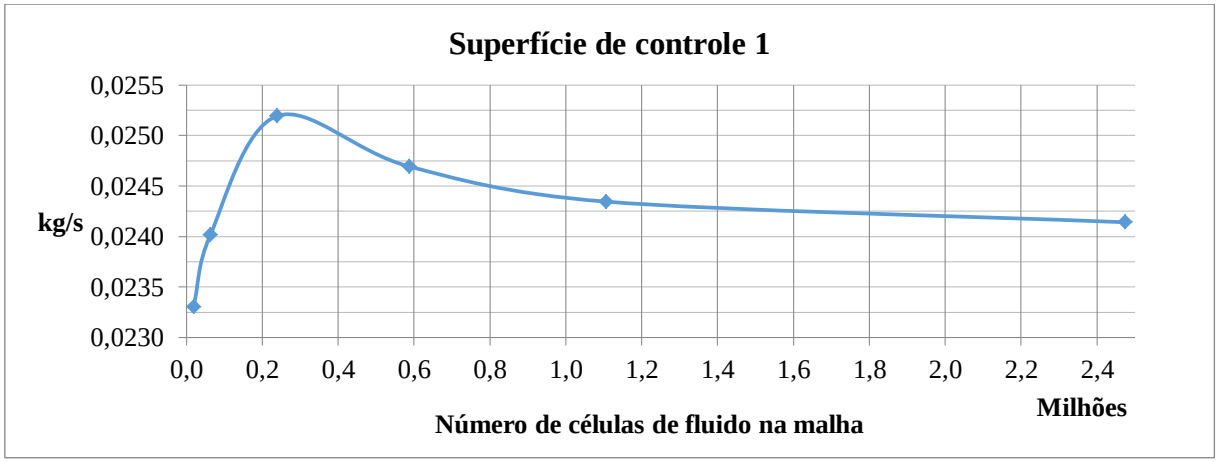
Figura 123 - CC308



Fonte: O autor (2017)

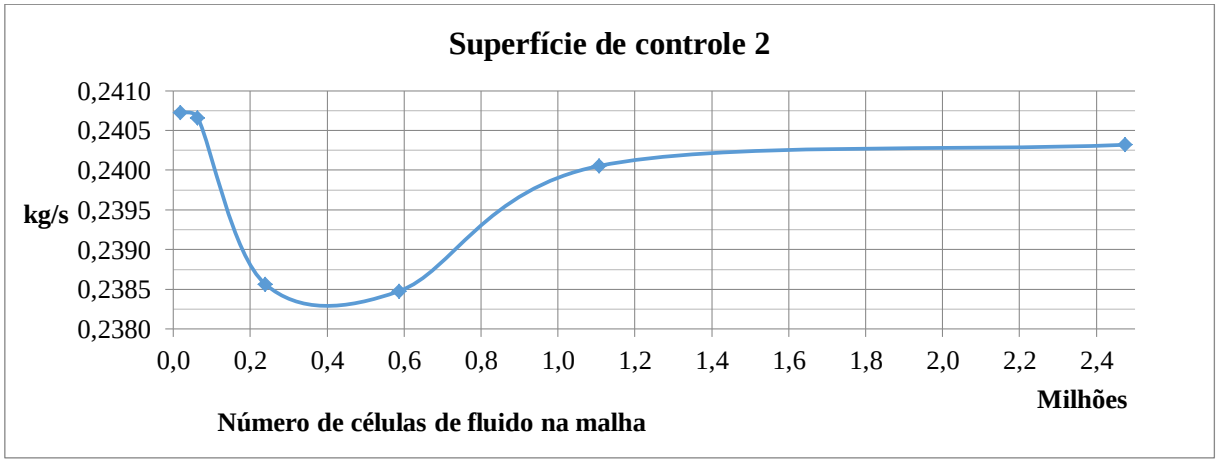
APÊNDICE E – RESULTADOS DO TESTE DE INDEPENDÊNCIA DA MALHA

Figura 124 - Independência da malha superfície de controle 1



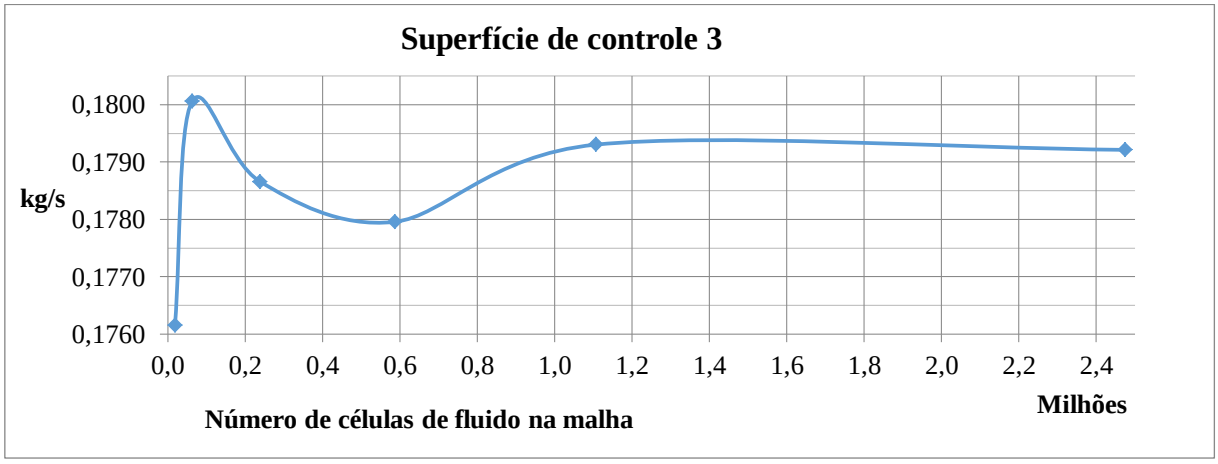
Fonte: O autor (2017)

Figura 125 - Independência da malha superfície de controle 2



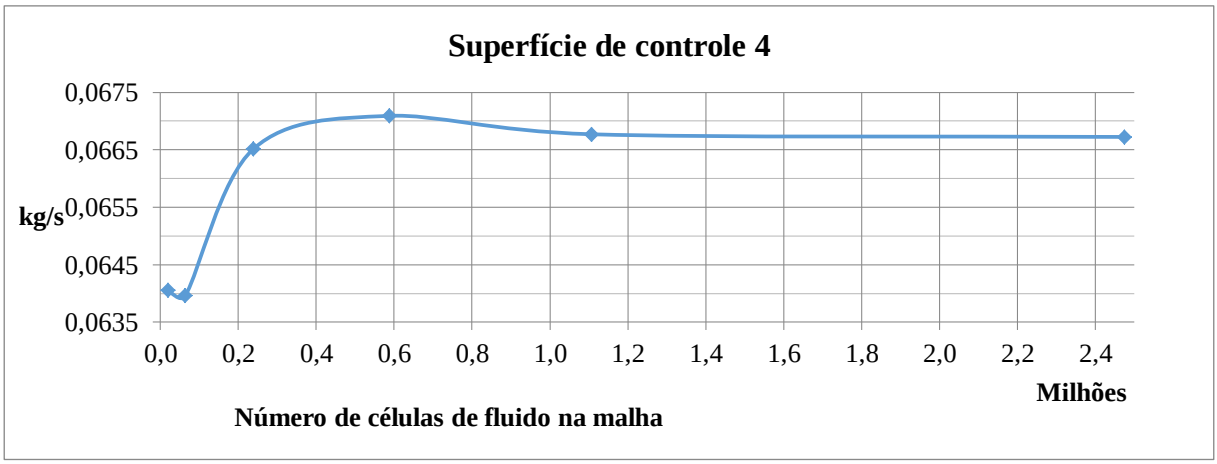
Fonte: O autor (2017)

Figura 126 - Independência da malha superfície de controle 3



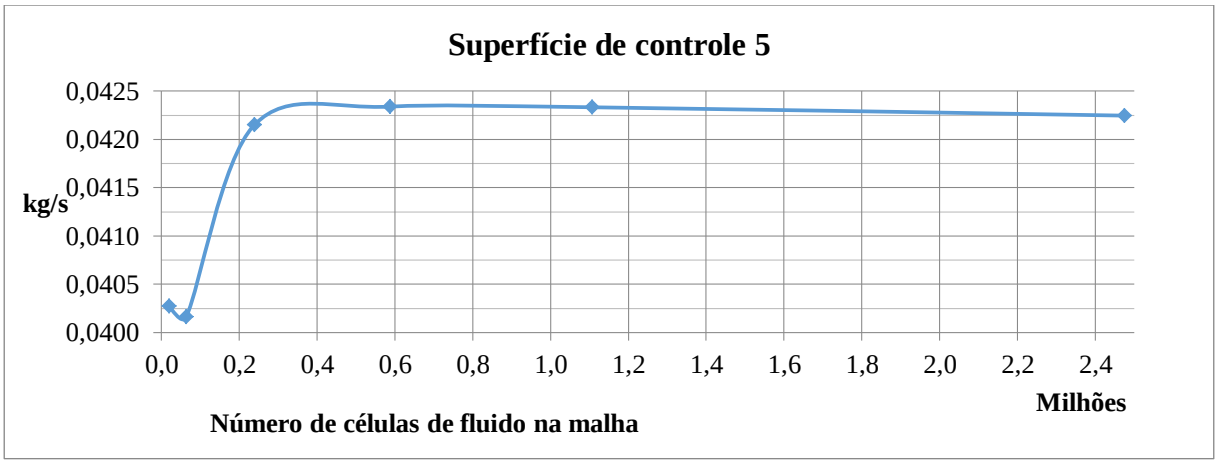
Fonte: O autor (2017)

Figura 127 - Independência da malha superfície de controle 4



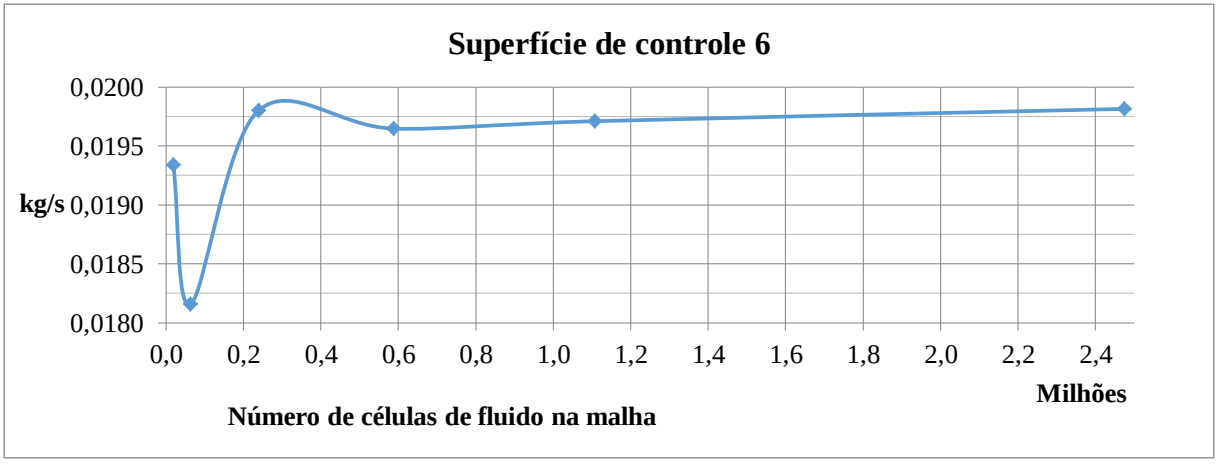
Fonte: O autor (2017)

Figura 128 - Independência da malha superfície de controle 5



Fonte: O autor (2017)

Figura 129 - Independência da malha superfície de controle 6



Fonte: O autor (2017)

APÊNDICE F – VALORES OBTIDOS NAS AVALIAÇÕES EXPERIMENTAIS

Tabela 26 - Dados de medição do fluxo mássico na CC

Leitura	Fluxo total							Fração A							Fração B							Fração C						
	p_{din} (kPa)			T_{esc} (°C)	p_{est}-p_{atm} (kPa)			p_{din} (kPa)			T_{esc} (°C)	p_{est}-p_{atm} (kPa)			p_{din} (kPa)			T_{esc} (°C)	p_{est}-p_{atm} (kPa)			p_{din} (kPa)			T_{esc} (°C)	p_{est}-p_{atm} (kPa)		
	mín	máx	méd	val	mín	máx	méd	mín	máx	méd	val	mín	máx	méd	mín	máx	méd	val	mín	máx	méd	mín	máx	méd	val	mín	máx	méd
1	0,18	0,24	0,21	27,7	3,13	3,30	3,22	0,50	0,54	0,52	28,9	2,63	2,81	2,72	0,22	0,27	0,24	29,4	2,76	2,91	2,84	0,07	0,11	0,09	29,5	2,86	3,01	2,90
2	0,18	0,23	0,22	29,4	3,11	3,26	3,17	0,50	0,56	0,52	30,3	2,63	2,79	2,70	0,24	0,27	0,25	30,3	2,72	2,89	2,81	0,07	0,10	0,09	30,3	2,81	2,93	2,86
3	0,20	0,24	0,21	30,4	3,08	3,26	3,15	0,49	0,53	0,51	30,9	2,62	2,76	2,67	0,23	0,27	0,24	30,8	2,71	2,84	2,77	0,07	0,11	0,09	30,8	2,79	2,92	2,85
4	0,20	0,23	0,21	30,7	3,08	3,29	3,16	0,51	0,53	0,51	31,1	2,61	2,77	2,67	0,23	0,25	0,23	31,0	2,71	2,83	2,77	0,07	0,11	0,09	31,1	2,77	2,94	2,82
5	0,20	0,23	0,21	31,0	3,07	3,22	3,12	0,51	0,55	0,52	31,5	2,59	2,76	2,69	0,23	0,26	0,24	31,3	2,72	2,88	2,79	0,07	0,11	0,09	31,2	2,78	2,96	2,84
6	0,20	0,24	0,21	31,1	3,03	3,25	3,15	0,49	0,54	0,52	31,6	2,58	2,72	2,64	0,21	0,26	0,24	31,5	2,72	2,88	2,80	0,07	0,11	0,09	31,4	2,74	2,92	2,83
7	0,21	0,25	0,22	31,2	3,05	3,21	3,10	0,51	0,54	0,52	31,6	2,58	2,75	2,67	0,23	0,27	0,25	31,5	2,69	2,86	2,75	0,07	0,10	0,09	31,4	2,77	2,93	2,84
8	0,19	0,24	0,21	31,2	3,02	3,20	3,12	0,51	0,54	0,52	31,6	2,60	2,74	2,67	0,23	0,27	0,24	31,4	2,67	2,83	2,75	0,07	0,12	0,09	31,6	2,78	2,89	2,81
9	0,19	0,24	0,20	31,4	3,05	3,21	3,12	0,50	0,53	0,51	31,8	2,57	2,77	2,67	0,22	0,27	0,24	31,7	2,70	2,86	2,76	0,07	0,11	0,08	31,7	2,76	2,88	2,82
10	0,19	0,23	0,21	31,6	3,05	3,17	3,10	0,50	0,54	0,51	31,9	2,54	2,67	2,62	0,23	0,27	0,24	31,7	2,73	2,85	2,78	0,08	0,11	0,09	31,6	2,70	2,88	2,76
11	0,20	0,24	0,22	30,2	3,04	3,21	3,14	0,51	0,55	0,53	30,7	2,63	2,78	2,67	0,23	0,28	0,25	30,6	2,71	2,88	2,80	0,08	0,10	0,09	30,7	2,78	2,92	2,85
12	0,21	0,24	0,21	30,7	3,09	3,25	3,16	0,49	0,53	0,51	31,2	2,63	2,78	2,70	0,23	0,27	0,24	31,0	2,77	2,85	2,81	0,07	0,11	0,09	31,0	2,84	2,98	2,89
13	0,21	0,23	0,21	30,9	3,11	3,25	3,18	0,50	0,53	0,50	31,3	2,62	2,77	2,68	0,21	0,27	0,25	31,2	2,71	2,86	2,78	0,07	0,11	0,09	31,2	2,79	2,94	2,85
14	0,21	0,23	0,21	31,1	3,07	3,22	3,15	0,51	0,53	0,52	31,5	2,61	2,75	2,68	0,23	0,26	0,24	31,3	2,74	2,89	2,80	0,08	0,10	0,08	31,4	2,80	2,88	2,83
15	0,21	0,23	0,21	31,2	3,10	3,23	3,16	0,49	0,53	0,51	31,7	2,62	2,76	2,69	0,24	0,27	0,25	31,5	2,71	2,88	2,79	0,08	0,11	0,09	31,6	2,78	2,94	2,86
16	0,19	0,23	0,21	31,3	3,04	3,25	3,16	0,51	0,55	0,52	31,7	2,57	2,73	2,65	0,23	0,27	0,24	31,6	2,68	2,83	2,77	0,07	0,10	0,08	31,6	2,74	2,92	2,85
17	0,21	0,23	0,21	31,4	3,05	3,27	3,14	0,50	0,55	0,51	31,8	2,60	2,72	2,66	0,24	0,26	0,25	31,6	2,67	2,86	2,75	0,07	0,12	0,09	31,7	2,77	2,89	2,81
18	0,21	0,24	0,22	31,5	3,04	3,19	3,13	0,49	0,55	0,52	31,9	2,61	2,75	2,66	0,24	0,26	0,24	31,7	2,68	2,79	2,74	0,07	0,11	0,09	31,7	2,82	2,88	2,84
19	0,19	0,24	0,21	31,5	3,04	3,24	3,12	0,50	0,54	0,51	31,9	2,61	2,69	2,65	0,24	0,27	0,25	31,7	2,70	2,81	2,76	0,01	0,11	0,09	31,8	2,76	2,84	2,81
20	0,20	0,23	0,22	31,5	3,05	3,18	3,11	0,49	0,54	0,52	32,0	2,57	2,74	2,65	0,23	0,26	0,24	31,8	2,74	2,84	2,78	0,08	0,11	0,09	31,8	2,78	2,96	2,84
21	0,20	0,23	0,21	30,7	3,09	3,26	3,20	0,51	0,56	0,53	31,2	2,66	2,78	2,74	0,22	0,27	0,25	31,0	2,73	2,88	2,80	0,08	0,10	0,09	31,1	2,80	2,93	2,87
22	0,20	0,22	0,21	31,0	3,15	3,30	3,21	0,52	0,55	0,53	31,4	2,69	2,80	2,73	0,25	0,28	0,26	31,2	2,74	2,89	2,81	0,07	0,10	0,09	31,3	2,78	2,98	2,88
23	0,20	0,24	0,22	31,2	3,13	3,26	3,18	0,50	0,55	0,52	31,6	2,64	2,78	2,68	0,24	0,28	0,25	31,4	2,78	2,90	2,83	0,07	0,11	0,09	31,4	2,81	2,99	2,90
24	0,20	0,24	0,21	31,2	3,11	3,20	3,16	0,50	0,55	0,52	31,6	2,64	2,77	2,69	0,24	0,26	0,25	31,4	2,74	2,89	2,82	0,08	0,11	0,09	31,5	2,82	2,97	2,88
25	0,21	0,23	0,22	31,4	3,11	3,27	3,18	0,51	0,54	0,52	31,7	2,61	2,80	2,70	0,24	0,28	0,25	31,6	2,76	2,84	2,79	0,06	0,11	0,09	31,6	2,81	2,95	2,87
26	0,21	0,23	0,21	31,4	3,11	3,27	3,18	0,51	0,54	0,52	31,8	2,65	2,78	2,70	0,24	0,27	0,25	31,7	2,73	2,91	2,82	0,08	0,11	0,09	31,7	2,77	3,01	2,88
27	0,20	0,23	0,21	31,6	3,11	3,25	3,18	0,50	0,56	0,52	32,0	2,72	2,81	2,75	0,22	0,28	0,25	31,7	2,78	2,90	2,83	0,08	0,12	0,09	31,7	2,81	2,96	2,87
28	0,21	0,24	0,22	31,5	3,10	3,26	3,18	0,51	0,54	0,53	32,0	2,65	2,83	2,72	0,24	0,27	0,25	31,8	2,73	2,92	2,84	0,07	0,10	0,08	31,8	2,83	2,98	2,88
29	0,21	0,24	0,21	31,6	3,13	3,31	3,22	0,51	0,55	0,52	32,0	2,72	2,81	2,75	0,23	0,27	0,25	31,8	2,75	2,91	2,84	0,07	0,11	0,09	31,9	2,80	2,97	2,89
30	0,20	0,24	0,22	31,8	3,12	3,28	3,20	0,50	0,54	0,52	32,0	2,65	2,80	2,72	0,23	0,27	0,24	31,8	2,78	2,92	2,83	0,08	0,12	0,09	31,8	3,0	2,85	2,91
p_{atm}	970,7 hPa			T_{amb}	17 °C			Unidade relativa (UR)			54	%			Correção de erro sistemático			(p_{din} =	-0,02 kPa)			(p_{est}-p_{atm} =	+0,02 kPa)					

Fonte: O autor (2017)

Tabela 27 - Valores corrigidos e calculados do fluxo mássico total e nas seções A, B e C da CC

Leitura	Fluxo mássico total (kg/s)	Fração fluxo mássico A (kg/s)	Fração fluxo mássico B (kg/s)	Fração fluxo mássico C (kg/s)
1	0,1580	0,1373	0,0989	0,0384
2	0,1616	0,1369	0,1010	0,0383
3	0,1573	0,1354	0,0987	0,0383
4	0,1572	0,1354	0,0964	0,0383
5	0,1571	0,1367	0,0986	0,0383
6	0,1571	0,1366	0,0986	0,0382
7	0,1611	0,1366	0,1007	0,0382
8	0,1570	0,1366	0,0985	0,0382
9	0,1528	0,1352	0,0985	0,0354
10	0,1569	0,1352	0,0985	0,0382
11	0,1614	0,1382	0,1009	0,0383
12	0,1572	0,1354	0,0986	0,0383
13	0,1564	0,1339	0,1008	0,0383
14	0,1571	0,1367	0,0986	0,0354
15	0,1571	0,1353	0,1008	0,0382
16	0,1570	0,1366	0,0985	0,0354
17	0,1570	0,1352	0,1007	0,0382
18	0,1610	0,1366	0,0985	0,0382
19	0,1570	0,1352	0,1007	0,0382
20	0,1610	0,1365	0,0985	0,0382
21	0,1572	0,1381	0,1009	0,0383
22	0,1572	0,1381	0,1030	0,0383
23	0,1612	0,1366	0,1008	0,0383
24	0,1571	0,1366	0,1008	0,0382
25	0,1611	0,1366	0,1007	0,0382
26	0,1570	0,1366	0,1007	0,0382
27	0,1570	0,1366	0,1008	0,0382
28	0,1611	0,1379	0,1007	0,0354
29	0,1570	0,1366	0,1007	0,0382
30	0,1610	0,1366	0,0985	0,0382
Média	0,1582	0,1364	0,0998	0,0379
s	0,00216	0,00101	0,00139	0,00099

Fonte: O autor (2017)

Tabela 28 - Valores da divisão percentual de fluxo mássico por zona da CC

Leitura	Zona primária	Zona intermediària	Resfriamento	Zona de dilução
1	13,13%	24,27%	38,31%	24,28%
2	15,27%	22,25%	38,77%	23,70%
3	13,89%	23,38%	38,39%	24,34%
4	13,88%	24,82%	36,96%	24,34%
5	13,00%	24,25%	38,41%	24,35%
6	13,03%	24,23%	38,40%	24,34%
7	15,19%	22,28%	38,80%	23,74%
8	12,99%	24,25%	38,41%	24,34%
9	11,51%	24,03%	41,31%	23,16%
10	13,87%	23,35%	38,43%	24,35%
11	14,38%	23,10%	38,81%	23,72%
12	13,89%	23,36%	38,40%	24,35%
13	14,34%	21,19%	40,00%	24,46%
14	13,00%	24,24%	40,22%	22,54%
15	13,89%	21,96%	39,81%	24,34%
16	13,02%	24,24%	40,20%	22,54%
17	13,88%	21,96%	39,82%	24,34%
18	15,20%	23,64%	37,43%	23,73%
19	13,88%	21,96%	39,82%	24,34%
20	15,21%	23,62%	37,44%	23,73%
21	12,15%	23,71%	39,81%	24,34%
22	12,14%	22,33%	41,19%	24,34%
23	15,22%	22,24%	38,81%	23,73%
24	13,00%	22,82%	39,83%	24,35%
25	15,19%	22,27%	38,80%	23,73%
26	13,01%	22,84%	39,81%	24,34%
27	12,98%	22,83%	39,83%	24,35%
28	14,37%	23,09%	40,57%	21,97%
29	13,00%	22,84%	39,82%	24,34%
30	15,18%	23,63%	37,44%	23,74%
Média	13,76%	23,17%	39,14%	23,94%
s	1,0467%	0,9148%	1,1094%	0,6377%

Fonte: O autor (2017)

Tabela 29 - Dados de medição da perda de pressão na CC

	Δp_f					
Leitura	p_2 (kPa)			p_2-p_3 (kPa)		
	máx	mín	méd	máx	mín	méd
1	2,68	2,54	2,60	2,7	2,52	2,58
2	2,67	2,52	2,58	2,6	2,52	2,56
3	2,63	2,49	2,55	2,6	2,50	2,54
4	2,65	2,54	2,57	2,6	2,48	2,54
5	2,67	2,51	2,57	2,6	2,49	2,55
6	2,62	2,49	2,57	2,6	2,48	2,53
7	2,59	2,49	2,53	2,7	2,50	2,54
8	2,60	2,52	2,55	2,6	2,45	2,53
9	2,60	2,49	2,53	2,6	2,49	2,52
10	2,62	2,47	2,53	2,6	2,47	2,50
11	2,67	2,51	2,56	2,6	2,53	2,59
12	2,68	2,53	2,59	2,6	2,50	2,55
13	2,63	2,53	2,58	2,6	2,50	2,58
14	2,66	2,52	2,56	2,6	2,49	2,55
15	2,64	2,50	2,56	2,6	2,48	2,54
16	2,62	2,50	2,55	2,6	2,45	2,55
17	2,63	2,48	2,56	2,6	2,48	2,53
18	2,59	2,50	2,53	2,6	2,47	2,53
19	2,60	2,50	2,56	2,6	2,47	2,53
20	2,63	2,51	2,56	2,6	2,49	2,54
21	2,69	2,55	2,61	2,6	2,52	2,58
22	2,66	2,56	2,59	2,6	2,52	2,55
23	2,66	2,55	2,59	2,7	2,05	2,59
24	2,63	2,53	2,57	2,6	2,48	2,58
25	2,65	2,52	2,58	2,6	2,50	2,57
26	2,61	2,54	2,57	2,7	2,52	2,58
27	2,71	2,57	2,62	2,7	2,53	2,58
28	2,68	2,56	2,62	2,7	2,51	2,58
29	2,69	2,58	2,65	2,7	2,56	2,60
30	2,68	2,55	2,62	2,7	2,5	2,60
p_{atm}	971	hPa	T_{amb}	17°C	*UR*	54%
Correção de erro sistemático				+0,02	kPa	

Fonte: O autor (2017)

Tabela 30 - Valores corrigidos da perda de pressão na CC

Leitura	p_2 (kPa)	p_2-p_3 (kPa)	p_3 (kPa)	Δp_f
1	99,62	2,60	97,02	2,61%
2	99,60	2,58	97,02	2,59%
3	99,57	2,56	97,01	2,57%
4	99,59	2,56	97,03	2,57%
5	99,59	2,57	97,02	2,58%
6	99,59	2,55	97,04	2,56%
7	99,55	2,56	96,99	2,57%
8	99,57	2,55	97,02	2,56%
9	99,55	2,54	97,01	2,55%
10	99,55	2,52	97,03	2,53%
11	99,58	2,61	96,97	2,62%
12	99,61	2,57	97,04	2,58%
13	99,60	2,60	97,00	2,61%
14	99,58	2,57	97,01	2,58%
15	99,58	2,56	97,02	2,57%
16	99,57	2,57	97,00	2,58%
17	99,58	2,55	97,03	2,56%
18	99,55	2,55	97,00	2,56%
19	99,58	2,55	97,03	2,56%
20	99,58	2,56	97,02	2,57%
21	99,63	2,60	97,03	2,61%
22	99,61	2,57	97,04	2,58%
23	99,61	2,61	97,00	2,62%
24	99,59	2,60	96,99	2,61%
25	99,60	2,59	97,01	2,60%
26	99,59	2,60	96,99	2,61%
27	99,64	2,60	97,04	2,61%
28	99,64	2,60	97,04	2,61%
29	99,67	2,62	97,05	2,63%
30	99,64	2,62	97,02	2,63%
Média	99,59	2,58	97,02	2,59%
s	0,02977	0,02606	0,01893	0,02557%

Fonte: O autor (2017)

Tabela 31 - Dados da medição dimensional do protótipo

	Tubo externo			Tubo de chama zona primária			Tubo de chama zona de diluição			Diâmetro interno de entrada do difusor do tubo de chama	Diâmetro do receptáculo do ignitor	Furos zona primária	Furos zona de diluição			Separador entre as zonas primária e de diluição
	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Comprimento	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Comprimento	Diâmetro externo	Diâmetro interno	Comprimento				1ª linha	2ª linha	3ª linha	
Nominal	100,00	96,00	Medição única: 318 mm	63,00	60,00	114,00	75,00	73,00	247,00	32,48	20,00	11,50	7,00	6,50	6,00	3,00
1	101,50	98,07		63,23	Considerado valor de projeto CC308		75,69	72,00	Considerado o valor de projeto CC308	31,85	20,17	11,40	7,05	6,40	Considerado o valor de projeto CC308	4,50
2	101,20	98,13		63,26		Medição única: 113 mm	75,63	72,20		32,50	20,23	11,55	7,10	6,45		4,40
3	101,35	98,06		63,25			75,58	72,20		32,50	20,13	11,35	7,05	6,45		4,50
4	102,00	98,13		63,23			75,61	72,30		33,00	20,14	11,45	7,05	6,45		4,60
5	102,20	97,26		63,31			75,62	72,05		33,00	20,15	11,30	7,10	6,50		5,10
6	101,50	97,53		62,95			75,81	72,25		32,20	20,20	11,40	7,10	6,40		4,70
7	101,30	97,25		62,91			75,82	72,25		31,90	20,11	11,40	7,05	6,45		4,20
8	101,20	97,77		62,87			75,84	72,20		32,10	20,15	11,50	7,10	6,40		4,80
9	101,40	97,94		62,93			75,87	72,25		32,80	20,16	11,45	7,05	6,40		4,70
10	101,75	98,05		62,96			75,88	72,10		33,00	20,07	11,50	7,05	6,40		4,60
11	102,10	98,06		63,09			75,57	72,15		33,00	20,10	11,45	7,05	6,40		4,40
12	102,20	98,18		63,09			75,58	72,10		33,05	20,09	11,35	7,10	6,35		5,10
13	101,90	97,80		63,03			75,55	72,40		31,60	20,12	11,50	7,10	6,40		-
14	101,40	97,76		63,00			75,58	72,35		32,00	20,07	11,40	7,10	6,35		-
15	101,80	97,76		63,04			75,60	72,30		31,90	20,13	11,40	7,10	6,40		-
16	101,85	97,77		63,23			75,67	71,70		32,55	20,10	11,45	7,10	6,35		-
17	101,45	97,85		63,31			75,69	71,75		33,00	20,16	11,45	7,10	6,40		-
18	101,45	97,56		63,34			75,66	71,70		33,10	20,13	11,50	7,10	6,50		-
19	101,50	97,80		63,18			75,97	71,65		32,70	20,15	11,45	7,00	6,40		-
20	101,90	97,97		63,33			75,69	71,80		32,10	20,18	11,45	7,05	6,45		-
21	101,75	97,84		62,89			75,85	71,80		31,85	20,21	11,40	7,00	6,40		-
22	101,60	98,02		63,01			75,87	71,80		32,20	20,13	11,40	7,00	6,45		-
23	101,45	97,98		62,99			75,80	72,35		32,70	20,19	11,35	7,00	6,40		-
24	101,45	98,19		63,04			75,81	72,30		33,00	20,16	11,45	7,05	6,45		-
25	101,70	97,85		62,93			75,87	72,30		32,80	20,17	11,40	7,10	6,40		-
26	101,95	97,90		63,14			75,60	72,10		32,10	20,09	11,40	7,10	6,35		-
27	101,90	97,93		63,06			75,60	72,00		31,90	20,13	11,40	6,95	6,40		-
28	101,60	97,73		63,07			75,57	72,05		32,30	20,10	11,40	7,05	6,50		-
29	101,50	97,91		63,07			75,59	72,00		32,90	20,12	11,60	7,05	6,45		-
30	101,45	97,93		63,04			75,59	72,00		33,00	20,13	11,40	7,05	6,50		-
31	101,55	98,10		63,11			75,67	72,20		32,95	20,13	11,40	7,10	6,50		-
32	101,90	98,08		63,18			75,63	71,90		32,20	20,14	11,40	7,10	6,40		-
Média	101,65	97,88		63,10			75,70	72,08		32,49	20,14	11,43	7,06	6,42		4,63
s	0,27838	0,23243		0,13842			0,12239	0,21774		0,46872	0,03850	0,06082	0,04063	0,04568		0,27080

* dimensões em (mm)

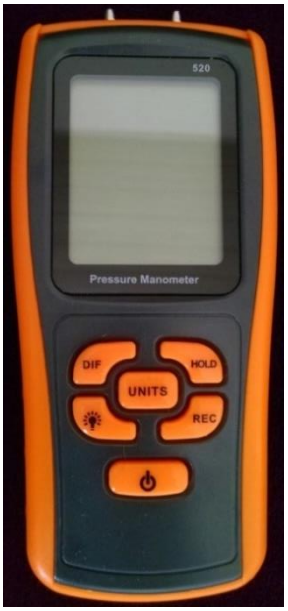
Fonte: O autor (2017)

APÊNDICE G – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Figura 130 - Medidor de temperatura Minimpa MT-455

Fonte: O autor (2017)

Figura 131 - Manômetro diferencial Benetech GM 520

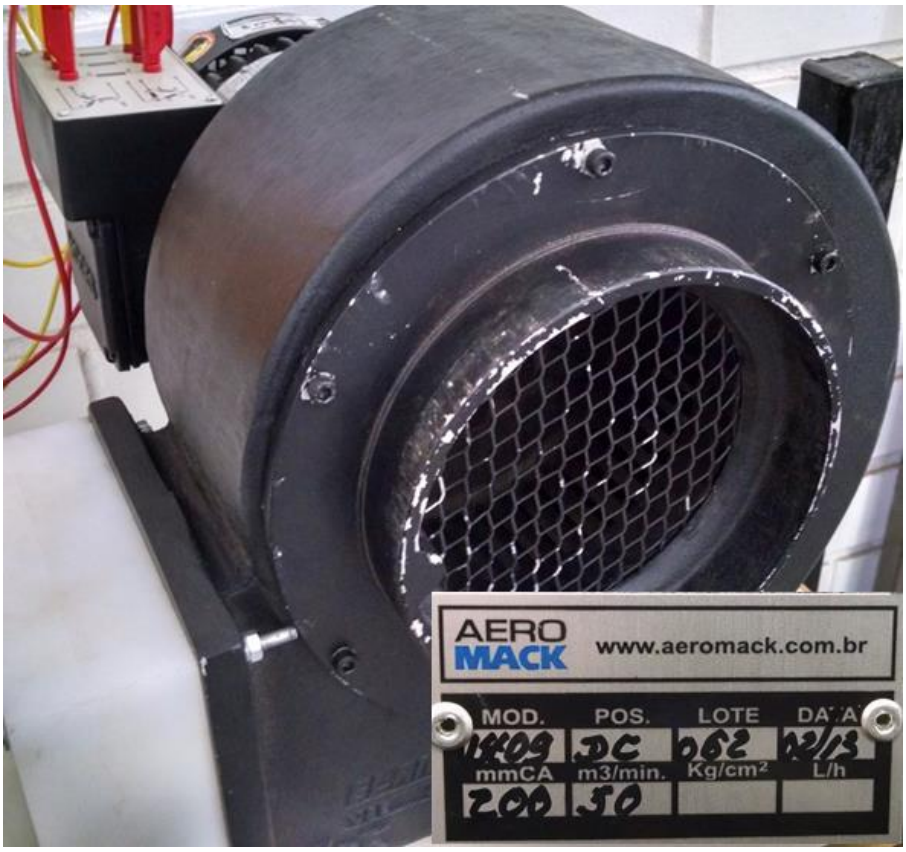


Fonte: O autor (2017)

Figura 132 - Tubo de Pitot para medição de fluxo mássico total

Fonte: O autor (2017)

Figura 133 - Ventilador centrífugo tipo sirocco Aeromack 1409



Fonte: O autor (2017)

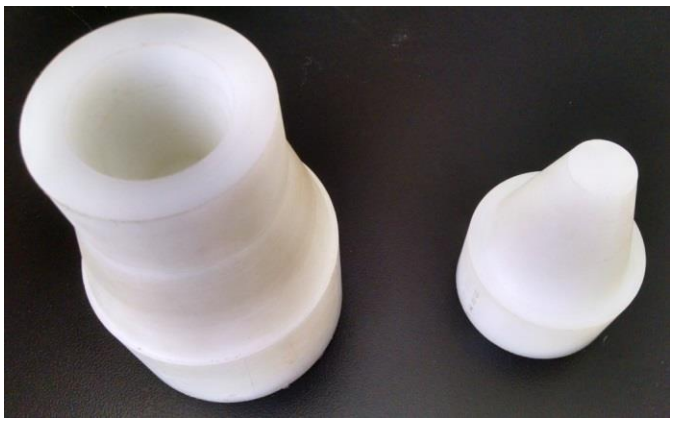
Figura 134 - Inversor de frequência WEG CFW-11

Fonte: O autor (2017)

Figura 135 - Soprador de folhas Tramontina SAE 1200

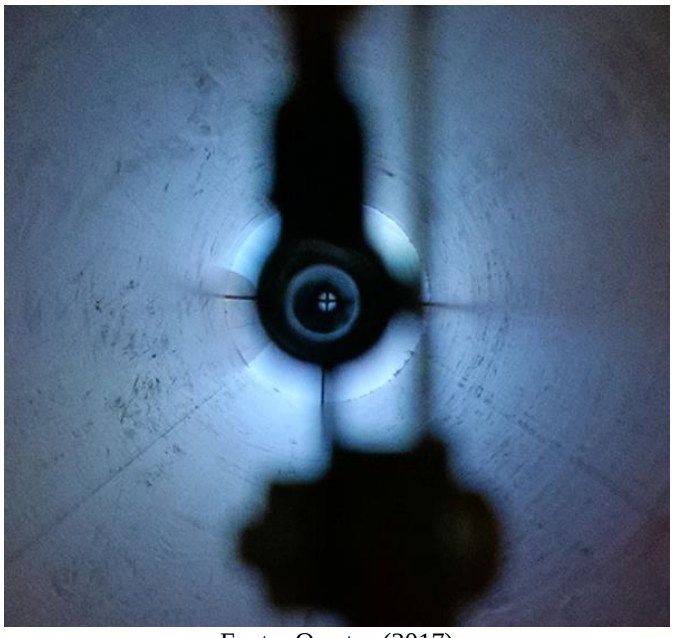
Fonte: O autor (2017)

Figura 136- Gabaritos de conformação dos cones



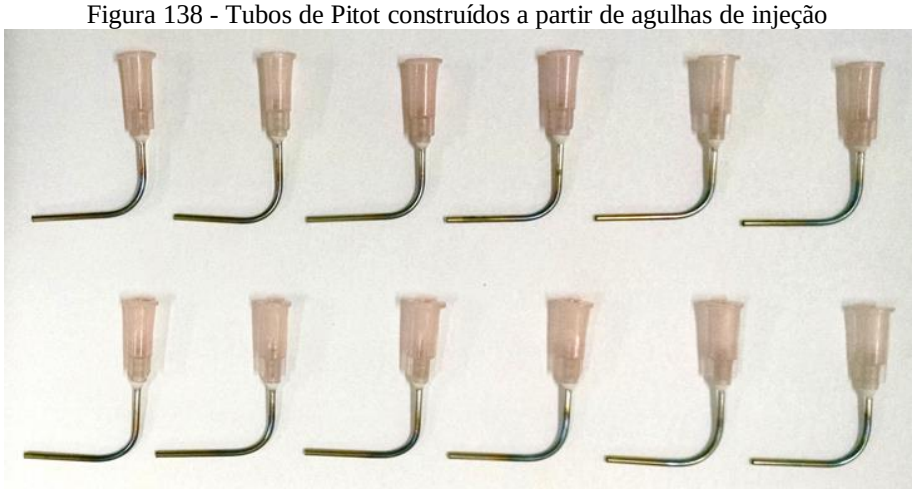
Fonte: O autor (2017)

Figura 137 - Posicionamento do tubo de Pitot no módulo de medição de fluxo total



Fonte: O autor (2017)

Figura 138 - Tubos de Pitot construídos a partir de agulhas de injeção

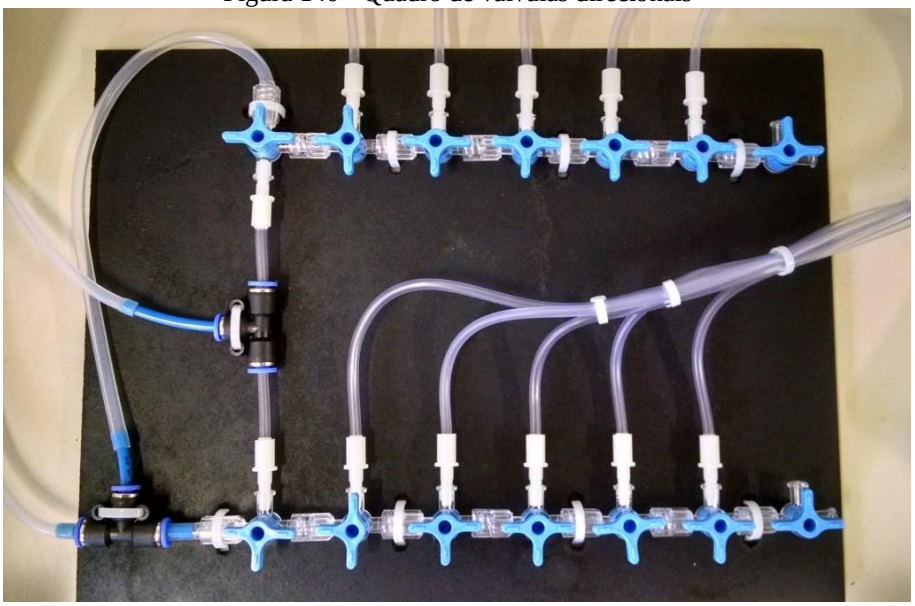


Fonte: O autor (2017)

Figura 139 - Posicionamento dos tubos de Pitot na carcaça do protótipo

Fonte: O autor (2017)

Figura 140 - Quadro de válvulas direcionais



Fonte: O autor (2017)

Figura 141 - Montagem do aparato experimental

Fonte: O autor (2017)

APÊNDICE H – PROPAGAÇÃO DAS INCERTEZAS

INCERTEZAS TIPO A

As incertezas tipo A foram definidas pelo desvio padrão das médias Obtidos a partir dos desvios padrão amostrais aplicados na Equação (16) do item 3.4.1. Para os fluxos mássicos total e em cada seção da CC (“A”, “B” e “C”) os valores de desvio padrão constam na Tabela 27 do APENDICE F e a Tabela 32 apresenta as incertezas tipo A para o fluxo mássico em cada seção.

Tabela 32 - incertezas tipo A para medições de fluxo mássico

Incertezas tipo A para os valores de fluxo mássico por seção (kg/s)			
Total	Seção A	Seção B	Seção C
±0,00039	±0,00018	±0,00025	±0,00018

Fonte: O autor (2017)

Os desvios padrão da perda de pressão (Δp_f) constam na Tabela 30 e a incerteza tipo A desta medição é de ±0,000047 ou ±0,0047%.

INCERTEZAS TIPO B

Fluxo mássico

Conforme descrito na Equação (28), o fluxo mássico ($\dot{m}$) é função da massa específica (ρ), da área (A) e da velocidade (v).

$$\dot{m} = \dot{m}(\rho, A, v) \tag{28}$$

Logo a propagação da incerteza do fluxo mássico é dada pela Equação (29).

$$I_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho} I_\rho\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial A} I_A\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial v} I_v\right)^2} \tag{29}$$

A incerteza da massa específica (ρ), sendo esta função da pressão estática (p_{est}), da constante de gás ideal (R) e da temperatura (T), Equação (30).

$$\rho = \rho(p, R, T) \tag{30}$$

Considerando que neste caso, a incerteza da constante de gás ideal é irrelevante, e que a pressão estática (p_{est}) equivale à soma da pressão manométrica (p_{man}) com a pressão atmosférica (p_{atm}), a propagação da incerteza da massa específica é dada pela Equação (31).

$$I_\rho = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial p_{man}} I_{p_{man}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p_{atm}} I_{p_{atm}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} I_T\right)^2} \tag{31}$$

$I_{p_{man}} = \pm 8{,}66$ Pa Pa; $I_{p_{atm}} = \pm 30$ Pa; $I_T = \pm 1{,}031$ K

A área (A) depende do quadrado do diâmetro e I_A será dada por duas vezes a resolução do paquímetro que é de 0,05 mm (0,00005 m), ou seja, $I_A = 0{,}0001\ m^2$.

A velocidade (v), que é função da pressão dinâmica (p_{din}) e da massa específica (ρ), é definida pela Equação (32).

$$I_A = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial p_{din}} I_{p_{din}}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial \rho} I_\rho\right)^2} \tag{32}$$

$I_{p_{din}} = \pm 8{,}66$ Pa; $I_\rho =$ Equação (31)

Para o fluxo mássico total:

$\rho = 1{,}1478$ kg/m^3; $p_{man} = 3150$ Pa; $p_{atm} = 97070$ Pa; $p_{din} = 190$ Pa $T = 304{,}15$ K; $A = 0{,}007521$ m^2; $v = 18{,}32$ m/s.

Para o fluxo mássico na seção “A”:

$\rho = 1{,}1410$ kg/m^3; $p_{man} = 2710$ Pa; $p_{atm} = 97070$ Pa; $p_{din} = 500$ Pa $T = 304{,}65$ K; $A = 0{,}004172$ m^2; $v = 29{,}54$ m/s.

Para o fluxo mássico na seção “B”:

$\rho = 1{,}1428$ kg/m^3; $p_{man} = 2810$ Pa; $p_{atm} = 97070$ Pa; $p_{din} = 230$ Pa $T = 304{,}45$ K; $A = 0{,}004396$ m^2; $v = 19{,}86$ m/s.

Para o fluxo mássico na seção “C”:

$\rho = 1{,}1433$ kg/m^3; $p_{man} = 2870$ Pa; $p_{atm} = 97070$ Pa; $p_{din} = 77$ Pa $T = 304{,}55$ K; $A = 0{,}003022$m^2; $v = 10{,}96$ m/s.

A Tabela 33 mostra a propagação das incertezas da massa específica, da velocidade, da área e a incerteza total do fluxo mássico nas seções de medição.

Tabela 33 - Incertezas tipo B

Grandeza medida	Incertezas tipo B para as medições nas seções da CC (±)			
	Total	Seção A	Seção B	Seção C
Massa específica (kg/m³)	0,00391	0,00388	0,00389	0,00389
Velocidade (m/s)	4,05	3,59	3,96	4,54
Área (m²)	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001
Fluxo mássico (kg/s)	0,03504	0,01744	0,02001	0,01573

Fonte: O autor (2017)

Perda de pressão

Conforme descrito na Equação (33), a perda de pressão (Δp_f) é função da pressão na entrada da CC (p_2) e da diferença de pressão entre a entrada e a saída da CC ($p_2 - p_3$).

$$\Delta p_f = \Delta p_f[p_2, (p_2 - p_3)] \tag{33}$$

A diferença ($p_2 - p_3$) é uma medida pressão manométrica, portanto a $I_{(p_2-p_3)}$ é a incerteza do manômetro diferencial. Porém, a pressão (p_2) é uma medida de pressão absoluta e equivale à soma da pressão manométrica (p_{man}) com a pressão atmosférica (p_{atm}), portanto, sua incerteza é dada pela Equação (34).

$$I_{p_2} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_2}{\partial p_{man}} I_{p_{man}}\right)^2 + \left(\frac{\partial p_2}{\partial p_{atm}} I_{p_{atm}}\right)^2} \tag{34}$$

$I_{p_{man}} = \pm 8{,}66$ Pa; $I_{p_{atm}} = \pm 30$ Pa;

Finalmente, a propagação da incerteza da perda de pressão (Δp_f) é dada pela Equação (35):

$$I_{\Delta p_f} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta p_f}{\partial p_2} I_{p_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta p_f}{\partial (p_2 - p_3)} I_{(p_2-p_3)}\right)^2} \tag{35}$$

I_{p_2} = Equação (34); $I_{(p_2-p_3)} = \pm 8{,}66$ Pa;

Para a perda de pressão:

$p_{man} = 2594$ Pa; $p_2 = 99664$ Pa; $(p_2 - p_3) = 2580$ Pa; $p_{atm} = 97070$ Pa; $\Delta p_f = 0{,}00259\ Pa$

A Tabela 34 mostra a propagação das incertezas da massa específica, da velocidade, da área e a incerteza total do fluxo mássico nas seções de medição.

Tabela 34 - Incertezas tipo B para medição de perda de pressão

Grandeza medida	Incerteza
p_2 (Pa)	±31,22
p_2 - p_3 (Pa)	±8,66
Δp_f	±0,0087%

Fonte: O autor (2017)

INCERTEZAS COMBINADAS PARA TODOS OS PARÂMETROS

A Tabela 35 mostra as incertezas combinadas, absoluta e percentual, para os parâmetros de fluxo mássico em cada seção de medição.

Tabela 35 - Incerteza combinada para todos os parâmetros

Grandeza medida	Fluxo mássico (kg/s)				Perda de pressão
	Total	Seção A	Seção B	Seção C	
Valor da medida	0,1582	0,1364	0,0998	0,0379	2,59%
Incerteza conbinada absoluta (±)	0,0350	0,0174	0,0200	0,0157	0,0099%
Incerteza conbinada percentual (±)	22,15%	12,78%	20,05%	41,51%	0,38%

Fonte: O autor (2017)

Dados de medição do procedimento realizado para verificação do manômetro diferencial Benetech GM 520.

Tabela 36 - Verificação da exatidão do manômetro diferencial

	Valores de pressão (Pa)						
		1º ciclo		2º ciclo			
Leitura	Valor de referência	Valor medido (ascendente)	Valor medido (descendente)	Valor medido (ascendente)	Valor medido (descendente)	Média	*s*
1	-1000	-1000	-990	-960	-990	-985	17
2	-500	-520	-510	-510	-490	-508	13
3	0	-20	-20	-30	-20	-23	5
4	500	500	500	500	480	495	10
5	1000	1010	1010	1020	990	1008	13
6	1500	1500	1500	1510	1500	1503	5
7	2000	2010	2000	2000	2000	2003	5
8	2500	2480	2490	2500	2490	2490	8
9	3000	3020	3010	3010	3010	3013	5
10	3500	3520	3520	3530	3520	3523	5

Fonte: O autor (2017)