



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



ISABELLA PAULA MACEDO DIAS

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA EM
LINGUAGEM *SCILAB* PARA O PROJETO BÁSICO DE UMA
CÂMARA DE COMBUSTÃO USADA EM UMA
MICROTURBINA A GÁS**

**OURO PRETO - MG
2018**

ISABELLA PAULA MACEDO DIAS

isabellapmdias@gmail.com

**DESENVOLVIMENTO DE UM PROGRAMA EM
LINGUAGEM *SCILAB* PARA O PROJETO BÁSICO DE UMA
CÂMARA DE COMBUSTÃO USADA EM UMA
MICROTURBINA A GÁS**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador:DSc. Elisangela Martins Leal

**OURO PRETO – MG
2018**

D541d Dias, Isabella Paula Macedo.
Desenvolvimento de um programa em linguagem scilab para o projeto básico de uma câmara de combustão usada em uma microturbina a gás [manuscrito] / Isabella Paula Macedo Dias. - 2018.

xv, 70f.: il.: color; grafs; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Eltsangela Martins Leal.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Microturbina a gás. 2. Combustão. 3. Câmara de combustão. 4. Projeto básico. 5. Software scilab. I. Leal, Eltsangela Martins. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621

Catálogo: ficha.sisbin@ufop.edu.br



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Aos 6 dias do mês de dezembro de 2018, às 13h30min, na sala 16, localizada na Escola de Minas, Campus Morro do Cruzeiro da Universidade Federal de Ouro Preto, foi realizada a defesa de monografia da aluna Isabella Paula Macedo Dias, sendo a comissão examinadora constituída por: Prof. DSc. Luís Antonio Bortolaia, Prof. DSc. Gustavo Paulinelli Guimarães e Profa. DSc. Elisângela Martins Leal. A candidata apresentou o trabalho intitulado: **“Desenvolvimento de um programa em linguagem Scilab para o projeto básico de uma câmara de combustão usada em uma microturbina a gás”**, sob orientação da Profa. DSc. Elisângela Martins Leal. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram a aluna aprovada.

Ouro Preto, 6 de dezembro de 2018.

Elisângela Martins Leal

Prof. DSc. Elisângela Martins Leal

Professora Orientadora

Luis Antonio Bortolaia

Prof. DSc. Luís Antonio Bortolaia

Professor Avaliador

Gustavo Paulinelli Guimarães

Prof. DSc. Gustavo Paulinelli Guimarães

Professor Avaliador

Isabella Paula Macedo Dias

Isabella Paula Macedo Dias

Aluna

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me amparado e permitido que eu chegasse até aqui. Aos meus pais e ao meu irmão, pelo apoio incondicional durante toda minha evolução acadêmica e pessoal. Aos meus amigos por aguentarem as reclamações e por incentivarem ir até o fim. Em especial ao João, Irlei e ao Paulo Henrique que colaboraram na formulação do programa e que sempre foram meus companheiros.

Agradeço também aos meus professores por compartilharem um pouco que do seu conhecimento e me ajudarem a construir sabedoria. Especialmente ao professor Gustavo Paulinelli Guimarães e à minha orientadora Elisângela Martins Leal por dedicar seu tempo, tão concorrido, a este trabalho e a mim, me cobrando e me acalmando nos momentos de desespero e ansiedade.

À Escola de Minas e à UFOP pelo ensino de qualidade, por me proporcionar crescimento pessoal e profissional e, principalmente, por ter me dado a chance de conviver com pessoas maravilhosas que levarei sempre comigo.

RESUMO

DIAS, I. P. M. Desenvolvimento de um programa em linguagem *Scilab* para o projeto básico de uma câmara de combustão usada em uma microturbina a gás. 2018. Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Ouro Preto.

As microturbinas a gás são sistemas relativamente novos que operam na faixa de potência de 20 kW a 350 kW. O uso desses sistemas tem crescido principalmente no ramo da geração de energia em geração distribuída de energia. Os principais parâmetros para seu projeto são custo inicial, eficiência e emissões. A câmara de combustão de uma microturbina a gás é responsável pelo adicional de potência necessário ao sistema e também pelas emissões. Desta forma, um projeto cuidadoso de câmaras de combustão utilizadas em turbinas a gás é muito importante. Este trabalho foi concebido de forma a desenvolver um programa em linguagem *Scilab* para o projeto básico de uma câmara de combustão utilizada em microturbinas a gás. O desempenho da câmara de combustão é medido pela eficiência, perda de carga e uniformidade do perfil de temperatura em sua saída. Assim, o dimensionamento da câmara é feito com base nestes três parâmetros. Através da análise dos dados retirados desta simulação pode-se mostrar a viabilidade técnica do projeto da câmara de combustão para a microturbina a gás.

Palavras-chave: Microturbina a Gás, Combustão, Câmara de Combustão, Projeto básico, *Software Scilab*.

ABSTRACT

DIAS, I. P. M. Development of a program in Scilab language for the conceptual design of a combustion chamber used in a gas microturbine. 2018. Bachelor degree in Mechanical Engineering. Federal University of Ouro Preto.

Gas microturbines are relatively new systems operating in the power range from 20 kW to 350 kW. The use of these systems has grown mainly in the area of power generation in distributed generation. The main parameters for their project are initial cost, efficiency and emissions. The combustion chamber of a gas microturbine is responsible for the additional power required by the system and by the emissions. In this sense, a careful design of combustion chambers used in gas turbines is very important. This work was conceived in order to develop a program in Scilab language for the basic design of a combustion chamber used in gas microturbines. The performance of the combustion chamber is measured by the efficiency, load loss and uniformity of the temperature profile at its output. Thus, the camera sizing is done based on these three parameters. By analyzing the data obtained from this simulation, the technical feasibility of the combustion chamber design for the gas microturbine can be shown.

Keywords: *Gas microturbine, Combustion Chamber, Combustion, Basic Design, software Scilab.*

LISTA DE SIMBOLOS

- A – Área de entrada do case [m^2]
 A_i - Área de cada orifício por zona [m^2]
 A_{Ti} - Área total dos orifícios por zona [m^2]
 $A_{ref,a}$ - Área de referência considerando condições aerodinâmicas [m^2]
 $A_{ref,q}$ - Área de referência em relação às condições químicas [m^2]
 A_{ref} - Área de referência final do case [m^2]
 A_{ft} - Área do liner [m^2]
 A_{an} - Área anular [m^2]
 A_0 - Área do case na entrada do liner [m^2]
 A_s - Área de entrada do liner [m^2]
 A_{sw} - Área do swirler [m^2]
 A_{hzp} - Área total dos orifícios na zona primária [m^2]
 A_{hzs} - Área total dos orifícios na zona secundária [m^2]
 A_{hzd} - Área total dos orifícios na zona de diluição [m^2]
 A_{hsf} - Área total dos orifícios no filme de resfriamento [m^2]
 A_{orif} - Área de cada orifício no filme de resfriamento [m^2]
 b - fator de correção da temperatura [-]
 β - Razão de passagem [-]
 C - Velocidade do som [$m.s^{-1}$]
 $C_{d,s}$ - Coeficiente de descarga [-]
 \overline{Cp}_i - Calor Específico a Pressão Constante na estação i [$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$]
 Cp_i - Calor específico a Pressão Constante na estação i [$cal.mol^{-1}.K^{-1}$]
 Cp_{CO_2} - Calor específico a Pressão Constante do CO_2 [$cal.mol^{-1}.K^{-1}$]
 Cp_{O_2} - Calor específico a Pressão Constante do O_2 [$cal.mol^{-1}.K^{-1}$]
 Cp_{H_2O} - Calor específico a Pressão Constante do H_2O [$cal.mol^{-1}.K^{-1}$]
 Cp_{N_2} - Calor específico a Pressão Constante do N_2 [$cal.mol^{-1}.K^{-1}$]
 Cv_i - Calor Específico a Volume Constante na estação i [$kJ.kg^{-1}.K^{-1}$]
 D_{ft} - Diâmetro do liner [m]
 D_{sw} - Diâmetro do swirler [m]

- $D_{i,sw}$ – Diâmetro interno do swirler [m]
- $D_{0,sw}$ - Diâmetro externo do swirler [m]
- h_i – Entalpia Específica na estação i [kJ.kg⁻¹]
- k_i – Razão Entre Calores Específicos na estação i[-]
- K_{sw} - Fator de forma da palheta [-]
- L_{zp} – Comprimento da zona primária [m]
- L_{zs} – Comprimento da zona secundária [m]
- L_{zd} – Comprimento da zona de diluição [m]
- L_{cc} - Comprimento total da câmara de combustão [m]
- L_{diff} - Comprimento do difusor [m]
- L_{snout} - Comprimento do snout da câmara de combustão [m]
- L_{zr} - Comprimento da zona de recirculação [m]
- M_i - Número de Mach em cada zona [-]
- \dot{m}_2 - Vazão Mássica na entrada do compressor [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_s - Vazão mássica na entrada do liner [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{sw} - Vazão mássica do swirler [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{in} - Vazão Mássica na entrada do compressor [kg.s⁻¹]
- $\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_2}$ - Vazão mássica na zona primária [-]
- \dot{m}_c - Vazão Mássica de combustível [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{zp} - Vazão através da zona primária [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{hzp} - Vazão Mássica que passa nos orifícios da zona primária [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{hzs} - Vazão Mássica que passa nos orifícios da zona secundária [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{hzf} - Vazão Mássica que passa nos orifícios do filme de resfriamento [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{hzd} -Vazão Mássica que passa nos orifícios da zona de diluição [kg.s⁻¹]
- \dot{m}_{an} - Vazão mássica através da região anular [kg.s⁻¹]
- n_i - Número de orifícios por zona [-]
- P_i – Pressão na estação i [Mpa]
- PCI_{comb} – Poder Calorífico Inferior do combustível [cal.mol⁻¹]
- PM_{ar} - Peso molecular do ar [kg.kmol⁻¹]
- Pot – Potência cedida pelo compressor [kW]
- Q_H – Energia absorvida [J]
- Q_L - Energia rejeitada pela turbina [J]

R_{ar} – Constante do Ar [$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]

\overline{R}_{ar} - Constante do Ar [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]

R_p – Razão de pressão

R_u - Constante dos gases [$\text{kJ.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1}$]

T_i – Temperatura na estação i [K]

T_Q - Parâmetro da qualidade transversal da temperatura [-]

V – Velocidade do ar na entrada do case [m.s^{-1}]

V_{an} - Velocidade do ar na área anular [m.s^{-1}]

v_{fi} - Velocidade em cada zona [m.s^{-1}]

η_t – Eficiência do ciclo [-]

Φ_{global} – Razão global de equivalência [-]

Φ_{zp} - Relação de equivalência da queima na zona primária

α – Quantidade de excesso de ar [-]

$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}$ - Fator de perda de pressão [-]

$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$ - Razão entre a perda de pressão total no combustor e a pressão total de entrada [-]

$\frac{\Delta P_{diff}}{P_3}$ - Razão de perda de pressão no difusor [-]

ψ – Ângulo de inclinação do difusor [°]

$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}}$ - Fator de perda de pressão total no swirler [-]

$\frac{\Delta P_h}{P_{in}}$ - Perda de pressão localizada na passagem de escoamento [-]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes da Turbina	7
Figura 2 - Esquema e estações da turbina a gás	9
Figura 3 - Ciclo Brayton e Diagramas P-v e T-s	11
Figura 4- Diagrama T-s real	13
Figura 5 - Tipos de câmara de combustão.....	15
Figura 6- Câmara de combustão tubular.....	16
Figura 7- Câmara de combustão tubo-anular	17
Figura 8 - Câmara de combustão anular.....	18
Figura 9- Componentes da câmara de combustão.....	18
Figura 10 - Difusor Aerodinâmico (a) e Difusor <i>Dump</i> (b).	20
Figura 11 - Injetores de combustível em diferentes pontos.....	21
Figura 12 - Etapas do projeto conceitual	36
Figura 13- Evolução do software.....	40
Figura 14 – Fluxograma das etapas para realização deste trabalho.....	44
Figura 15 - Diagrama de projeto de uma câmara de combustão.	45
Figura 16- Dados de entrada e resultados do programa em relação ao compressor.....	50
Figura 17 - Resultados do programa em relação a câmara de combustão.....	52
Figura 18 - Resultados do programa em relação à vazão do combustível	52
Figura 19 - Curva de eficiência da combustão em função do parâmetro	53
Figura 20 - Resultado do programa em relação ao dimensionamento do combustor.....	56
Figura 21 – Geometria básica do difusor.....	56
Figura 22 - Resultados do programa em relação ao dimensionamento do difusor.....	58
Figura 23 – Esquema e geometria do <i>swirler</i>	59
Figura 24 – Detalhes da geometria da cúpula e da zona de recirculação.	60
Figura 25 - Resultados do programa em relação ao dimensionamento do <i>swirler</i>	61
Figura 26 - Resultados do programa em relação ao cálculo dos orifícios.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Limites de flamabilidade de alguns combustíveis em ar	34
Tabela 2. Efeito da Temperatura Inicial do gás sobre os limites de flamabilidade de alguns gases	34
Tabela 3. Variáveis e Indicadores de pesquisa	46
Tabela 4 - Especificações de Projeto	48
Tabela 5 - Dados de entrada apresentados no trabalho de conclusão de curso para comparação	50
Tabela 6–Comparação entre Resultados em relação à câmara de combustão.....	51
Tabela 7 - Resultados do dimensionamento da câmara de combustão.....	55
Tabela 8 - Resultados em relação ao dimensionamento do difusor	58
Tabela 9 - Resultados em relação ao dimensionamento do <i>swirler</i>	61

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema	1
1.2	Justificativa	4
1.3	Objetivos	4
1.3.1	Geral	4
1.3.2	Específicos	5
1.4	Estrutura do Trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	Turbina a gás	6
2.1.1	Componentes	7
2.1.2	Estações da Turbina	9
2.1.3	Classificação	10
2.1.4	Ciclo Termodinâmico	11
2.1.5	Equações do Ciclo Brayton Ideal	11
2.1.6	Cálculo das variáveis do compressor	13
2.2	Câmara de combustão	14
2.3	Tipos de câmara de combustão	15
2.3.1	Câmara de Combustão Tubular	16
2.3.2	Câmara de Combustão Tubo-anular	16
2.3.3	Câmara de Combustão Anular	17
2.4	Projeto básico da Câmara de Combustão	18
2.4.1	<i>Case</i>	19
2.4.2	Difusor	19
2.4.3	<i>Liner</i>	20
2.4.4	<i>Swirler</i>	21
2.4.5	Injetores	21
2.4.6	Zonas de combustão	22
2.4.7	Equações para dimensionamento da câmara de combustão	22
2.5	Combustão	31
2.5.1	Eficiência da combustão	31
2.5.2	Combustão turbulenta	32
2.5.3	Limites de flamabilidade	33

2.6	Projeto Conceitual	34
2.6.1	Metodologia do projeto conceitual	35
2.6.2	Desenvolvendo conceitos	37
2.7	<i>Software</i>	38
2.7.1	Evolução do <i>software</i>	40
3	METODOLOGIA.....	42
3.1	Tipo de Pesquisa.....	42
3.2	Materiais e Métodos	44
3.3	Variáveis e Indicadores	45
3.4	Instrumentos de Coleta de Dados	46
3.5	Tabulação de Dados.....	46
3.6	Considerações Finais do Capítulo	47
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	48
4.1	Especificações do Projeto	48
4.1.1	Câmara de combustão.....	51
4.1.2	Vazão do combustível	52
4.1.3	Dimensionamento do combustor.....	52
4.1.4	Dimensionamento do difusor.....	56
4.1.5	<i>Swirler</i>	59
4.1.6	Transferência de calor para as paredes do <i>liner</i>	61
4.1.7	Determinação dos orifícios.....	62
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	65
5.1	Conclusões.....	65
5.2	Recomendações	66
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo realiza-se uma breve introdução ao trabalho, contendo primeiramente, a formulação do problema, em que é apresentada a problemática que ocasionou o desenvolvimento deste trabalho, seguida da justificativa e relevância do mesmo. Sequencialmente, também são apresentados os objetivos gerais e específicos e a estrutura.

1.1 Formulação do Problema

De acordo com Lacava e Alves (2009), turbinas a gás são máquinas térmicas que utilizam a energia térmica liberada por um processo de combustão interna para produzir potência de eixo ou empuxo. Suas aplicações básicas são para gerar potência de eixo para acionamento de geradores elétricos ou de hélices (setor aeronáutico ou naval) e geração de empuxo para motores aeronáuticos. Também são amplamente utilizadas para aplicação industrial e geração de energia elétrica, normalmente denominadas por motores para aplicação estacionária.

Segundo Lacava e Alves (2009), como qualquer máquina térmica que pretenda ser eficiente, o ar inicialmente é comprimido dinamicamente no compressor. Na câmara de combustão o combustível é injetado sobre o ar comprimido e o processo de combustão interna a pressão constante (idealmente) libera energia térmica. Na sequência, através da expansão na turbina, parte dessa energia liberada é utilizada para gerar trabalho de eixo e acionar o compressor. Esse conjunto (compressor, câmara de combustão e turbina) é chamado de gerador de gás, podendo ser representado teoricamente como um ciclo termodinâmico, chamado ciclo Brayton.

O processo de combustão caracteriza-se por uma reação exotérmica muito rápida entre o combustível e o oxidante (comburente), acompanhada por liberação de calor. Em geral, os elementos químicos nos combustíveis responsáveis pela liberação de calor são carbono, hidrogênio e enxofre. O termo combustão completa é usado para descrever a reação ideal de combustão, quando todo carbono no combustível é oxidado para dióxido de carbono, todo hidrogênio para água e todo enxofre para dióxido de enxofre. Considera-se, também, para

efeito de cálculo, que todo o nitrogênio presente no combustível ocorra nos produtos como nitrogênio gasoso (LEAL, 2014).

A eficiência da combustão pode ser afetada, entre outras coisas, pelo mau dimensionamento da câmara de combustão. Ou seja, uma câmara mal dimensionada pode acarretar em uma combustão incompleta e a partir disso, em um maior consumo de combustível e maior emissão de poluentes (BATISTA, 2011).

Basicamente existem quatro geometrias de câmara de combustão: duto único externo, tubular, tubo-anular e anular. A diferença essencial na geometria das câmaras está na maneira como o ar é introduzido nesta. No caso da câmara única externa, apenas um injetor de combustível é utilizado, o ar proveniente do compressor é coletado em uma voluta e na sequência distribuído na câmara. As câmaras tubulares apresentam diversos injetores, sendo que nesse caso, para cada injetor existem um tubo de chama e um invólucro de ar. No caso da câmara de combustão tubo-anular, para os vários injetores existem tubos de chama individuais, mas o ar é distribuído por um invólucro único. Para as câmaras anulares, os injetores são posicionados em um único tubo de chama, que corresponde a um toróide concêntrico ao eixo da máquina (LACAVA e ALVES, 2009).

Uma câmara de combustão é dividida em três zonas, a saber, primária, secundária e de diluição. Na zona primária deve acontecer grande parte das reações de combustão, e a proporção entre os reagentes deve ser tal que produza uma mistura inflamável em qualquer condição de operação da máquina. A zona secundária serve para completar o processo de combustão, caso em algum regime de operação isso não ocorra inteiramente na zona primária. Por fim, na zona de diluição ocorre apenas a mistura entre o ar remanescente do compressor, que não entrou nas zonas primária e secundária, e os gases de combustão oriundos dessas zonas (LACAVA e ALVES, 2009).

A variação da condição de operação que uma câmara de combustão de turbina a gás é submetida é muito grande e deve ser levada em consideração no projeto da câmara, pois ao contrário dos outros componentes da turbina, onde não há escoamento reativo, a distância da condição instantânea de operação para condição de projeto, pode não representar apenas uma queda no rendimento do componente, mas pode levar à extinção da combustão (LACAVA e ALVES, 2009).

Para Kotler (1998), um projeto conceitual deve definir as linhas básicas em termos de forma e função do produto, sem preocupar-se com soluções tecnicamente viáveis. Durante

esta etapa do desenvolvimento deve-se evitar o excesso de restrições, ou seja, todas as alternativas (ideias) são válidas para atender às necessidades especificadas. Entretanto, é preciso levar em conta o contexto da empresa e suas estratégias de desenvolvimento de produtos.

O projeto conceitual é uma etapa caracterizada pela necessidade de se preservar a criatividade. Segundo Gomes (2000), em geral as etapas do processo criativo são: entendimento do problema, que deve descrever claramente a oportunidade escolhida; busca de informação, que tem como objetivo definir com maior precisão as necessidades do cliente; compreensão, traduz as necessidades e restrições identificadas em requisitos técnicos, funcionais, ergonômicos e de estilo; elaboração de alternativas, etapa que desenvolve as possíveis soluções que atendam aos requisitos e estabelece uma ampla gama de alternativas de produtos; verificação, avalia e escolhe entre as alternativas encontradas, aquelas associadas aos melhores conceitos.

De acordo com Kerzner (2006) e levando em conta o gerenciamento de projeto, o estudo de viabilidade considera os elementos técnicos das soluções encontradas no projeto conceitual e analisa se o projeto deve prosseguir. As alternativas são avaliadas juntamente com seus benefícios e perdas, e solicita o desenvolvimento destas, que devem ser tecnicamente, operacionalmente e economicamente viáveis.

Como dito anteriormente, a variação de condição de operação que uma câmara de combustão de turbina a gás é submetida é muito grande e deve ser levada em consideração no projeto da câmara. Conforme Lacava e Alves (2009), além desse, muitos outros fatores devem ser levados em conta como a ignição rápida, a mínima perda de pressão total e o perfil de temperatura uniforme na saída da câmara. Considerando a complexidade do projeto conceitual de uma câmara de combustão, devido à grande quantidade de variáveis envolvidas na reação, a programação computacional, *software*, se torna a forma mais viável de se desenvolver esse estudo.

Software é um agrupamento de comandos escritos em uma linguagem de programação. Estes comandos, ou instruções, criam as ações dentro do programa, e permitem seu funcionamento. Cada ação é determinada por uma sequência, e cada sequência se agrupa para formar o programa em si. Estes comandos se unem, criando um programa complexo (FERNANDES 2002). Um *software*, ou programa, consiste em informações que podem ser lidas pelo computador, assim como seu conteúdo audiovisual, dados e componentes em geral. Para proteger os direitos do criador do programa, foi criada a licença de uso. Todos estes

componentes do programa fazem parte da licença. A licença é o que garante o direito autoral do criador ou distribuidor do programa, é um grupo de regras estipuladas pelo criador/distribuidor do programa, definindo tudo que é ou não é permitido no uso do *software* em questão (FERNANDES 2002).

Conforme Paulino (2009), existem vários tipos de *softwares*: de sistema, de aplicativo, de jogos, de tutorial, aberto e o de programação. Os *softwares* de programação são usados para criar outros programas, a partir de uma linguagem de programação, como Java, PHP, Pascal, C++, Scilab, entre outros.

Portanto, conforme as informações mostradas têm-se o seguinte questionamento:

Qual a contribuição de um programa em linguagem *Scilab* no projeto básico de uma câmara de combustão para uma turbina a gás?

1.2 Justificativa

Como discutido por Lacava (2009), a condição de operação que uma câmara de combustão de uma turbina a gás é submetida é muito grande. Devido a isso, o projeto da câmara deve levar em conta essa variação evitando a extinção da combustão e, conseqüentemente, uma queda no rendimento do componente.

Assim, o desenvolvimento de um software para o projeto conceitual de uma câmara de combustão de uma turbina a gás permitirá o estudo primeiramente da combustão de um combustível de forma eficiente considerando aspectos técnicos e econômicos.

O trabalho proposto permitirá estudos mais avançados de câmaras de combustão, que serão de grande importância para o desenvolvimento do aluno e para aprofundamento no conhecimento desse ramo da Engenharia Mecânica.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Desenvolver um *software* em linguagem Scilab para o projeto básico de uma câmara de combustão de uma turbina a gás.

1.3.2 Específicos

- Realizar revisão bibliográfica sobre turbina a gás, câmaras de combustão, projeto conceitual, combustão;
- Realizar estudo teórico da combustão de um combustível em uma câmara de combustão de turbina a gás;
- Descrever a metodologia adotada, apontar as variáveis e os indicadores do estudo e apresentar a instrumentação de coleta e tabulação de dados obtidos;
- Elaborar um programa em linguagem *Scilab* para o projeto básico de uma câmara de combustão;
- Realizar sugestões de trabalhos futuros.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho será dividido em cinco capítulos, tendo no primeiro a formulação do problema, a justificativa da realização do trabalho e os objetivos gerais e específicos. O segundo capítulo trata da fundamentação teórica dos conceitos de energia, turbina a gás, câmara de combustão, combustão e projeto básico. O terceiro capítulo detalha a metodologia empregada para a realização do trabalho proposto na câmara de combustão. O quarto capítulo expõe os resultados obtidos nas simulações do *software*. Por fim, o quinto capítulo apresenta as conclusões deste trabalho, elucidando a influência dos parâmetros de operação sobre uma câmara de combustão de uma turbina a gás, e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se a base teórica do trabalho, são expostas as pesquisas bibliográficas pertinentes aos objetivos. Desta forma, apresenta-se uma introdução a turbinas a gás e sua câmara de combustão. Seguido de uma explicação sobre o processo de combustão e o projeto conceitual, com sua base para a aplicação na câmara de combustão da turbina a gás.

2.1 Turbina a gás

A invenção da turbina a gás e o desenvolvimento do seu projeto original foram feitos para acionamento de aviões e pesquisas de propulsão a jato. O emprego de turbinas a gás para o acionamento de compressores, bombas e geradores foi adaptado, mais tarde. Devido a sua construção compacta, pequeno peso e a alta potência quando comparado com os motores tradicionais de combustão interna seu uso tem sido muito difundido para aplicações industriais (QUEIROZ e MATIAS, 2003).

A turbina é, em muitos aspectos, a melhor forma de se produzir energia mecânica. Devido à ausência de componentes com atrito, são poucos os problemas com balanceamento, o consumo de lubrificante é baixo e a confiabilidade pode ser altamente satisfatória. O uso das turbinas começou utilizando-se a água como fluido de trabalho, se mostrando extremamente vantajoso até hoje nas hidroelétricas que ainda são uma importante contribuição para os recursos energéticos mundiais (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Segundo Queiroz e Matias (2003) a turbina a gás é uma máquina térmica que utiliza o ar como fluido motriz para prover energia. Para conseguir isto o ar que passa através da turbina deve ser acelerado; isto significa que a velocidade ou energia cinética do ar é aumentada. Para obter esse aumento, primeiramente aumenta-se a pressão e, em seguida, adiciona-se calor. Finalmente a energia gerada (aumento de entalpia) é transformada em potência no eixo da turbina.

As turbinas a gás são equipamentos muito complexos que possuem grande tecnologia agregada, mas que depois de implantadas demonstram grande rentabilidade devido ao custo com o combustível utilizado em relação a seu grande desempenho para gerar potência

comparado com o tamanho físico ocupado em relação a outros equipamentos para obter mesma potência (ROGALSKI,2015).

Os principais fatores que influenciam no desempenho das turbinas a gás são a eficiência dos componentes e a temperatura de trabalho da turbina. Quanto maiores forem, melhor o desempenho total da instalação. De fato, o fracasso das tentativas anteriores de construir uma turbina a gás se deve à baixas eficiências e baixa qualidade dos materiais usados (SARAVANAMUTTOO, 2001).

2.1.1 Componentes

Segundo Saravamuttoo *et al* (2001), as turbinas a gás são formadas por três componentes, como mostrado na Figura 1, a saber, o compressor, a câmara de combustão e a turbina.

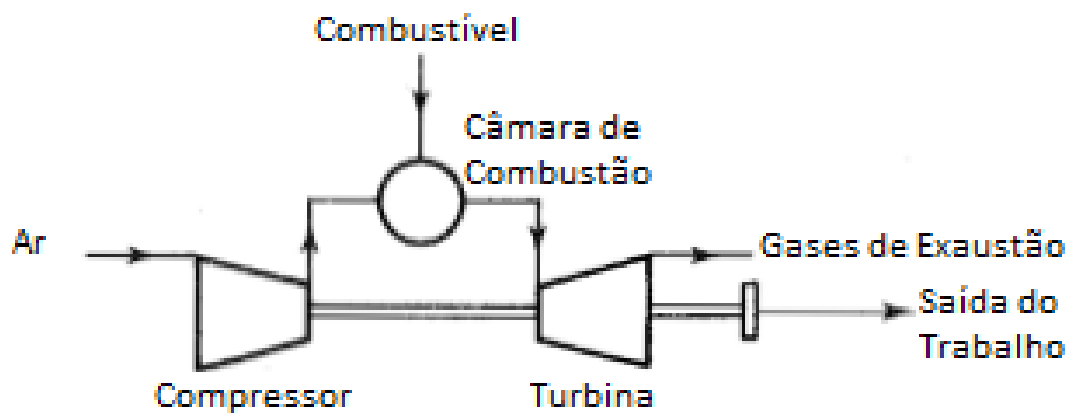


Figura 1 – Componentes da Turbina
Fonte: Adaptado de Saravanamuttoo *et al.* (2001)

A Figura 1 mostra o ar, retirado da atmosfera, é comprimido, levado à câmara de combustão onde, juntamente com o combustível, recebe uma faísca, provocando a combustão da mistura. Os gases desta combustão então se expandem na turbina, fornecendo potência à mesma e ao compressor, e, finalmente, saem pelo bocal de exaustão (SARAVANAMUTTOO *et al.*, 2001)

De acordo com Giampaolo (2008), o compressor promove o aumento de pressão do ar, que quando queimado na câmara de combustão e expandido através da turbina, fornece a saída de energia requerida pelo processo. Os compressores podem ser axiais, com até 19 estágios, ou centrífugos, com um ou dois rotores. O compressor axial é utilizado prioritariamente em aplicações com médias e altas potências, já o centrífugo é utilizado em baixas potências.

A combustão em uma turbina a gás é um processo contínuo realizado a pressão constante. Um suprimento contínuo de combustível e ar é misturado e queimado à medida que escoam através da zona de chama. A chama contínua não toca as paredes da camisa da câmara de combustão, sendo estabilizada e modelada pela distribuição do fluxo de ar admitido, que também resfria toda a câmara de combustão. Podem ser queimadas misturas com larga faixa de variação da relação combustível - ar, porque a proporção combustível - ar é mantida normal na região da chama, sendo o excesso de ar injetado a jusante da chama (QUEIROZ, 2003).

Segundo Queiroz e Matias (2003) a turbina pode ser equipada por vários estágios de palhetas estatoras e rotoras a depender da aplicação ou projeto, lembrando que as palhetas estatoras são fixadas à carcaça da turbina e as rotoras às rodas, que, por conseguinte são fixadas ao eixo. De qualquer forma a energia extraída pela roda de turbina é transmitida ao eixo que por sua vez transfere para o compressor de ar, proporcionando assim a compressão de um volume de ar para a câmara de combustão fechando o ciclo de funcionamento.

As turbinas podem ser do tipo radial (baixas potências) e do tipo axial (mais comuns altas potências). Aproximadamente $2/3$ da energia térmica disponível nos produtos da combustão são para o acionamento do compressor de ar e sistemas auxiliares. As turbinas axiais são utilizadas em mais de 95% das aplicações (ROGALSKI, 2015).

As turbinas radiais lidam com baixa vazão mássica mais eficientemente que as axiais e vem sendo largamente utilizada na indústria criogênica como turbo-expansor e em turbo compressores para motores alternativos. Apesar de as turbinas axiais serem normalmente mais eficientes, quando uma turbina radial é montada consecutivamente com um compressor centrífugo, ela oferece a vantagem de um rotor curto e rígido (SARAVANAMUTOO et al., 2001).

Tanto as turbinas axiais como as radiais, podem ser divididas em três tipos: impulsivas (ação), reativas (reação) e impulso-reativas (ação-reação), que são uma combinação das duas

primeiras. Nas turbinas reativas, as palhetas do bocal apenas alteram a direção do fluxo. A diminuição da pressão e o aumento na velocidade do gás são contemplados pela forma convergente da passagem entre as pás do rotor nas turbinas impulsivas a velocidade relativa de saída das palhetas será a mesma que a velocidade relativa de entrada. Além disso, as palhetas do bocal são moldadas para formar passagens que aumentam a velocidade e reduzem a pressão do fluido de trabalho. Essas turbinas ainda podem ser subdivididas em dois tipos: Turbina Curtis (velocidade escalonada) e Turbina Rateau (pressão escalonada) (GIAMPAOLO, 2008).

2.1.2 Estações da Turbina

Como dito anteriormente, turbinas a gás são formadas por três componentes, o compressor, a câmara de combustão e a turbina. Mas na Figura 2 podemos ver uma melhor distribuição dos componentes dentro da turbina.

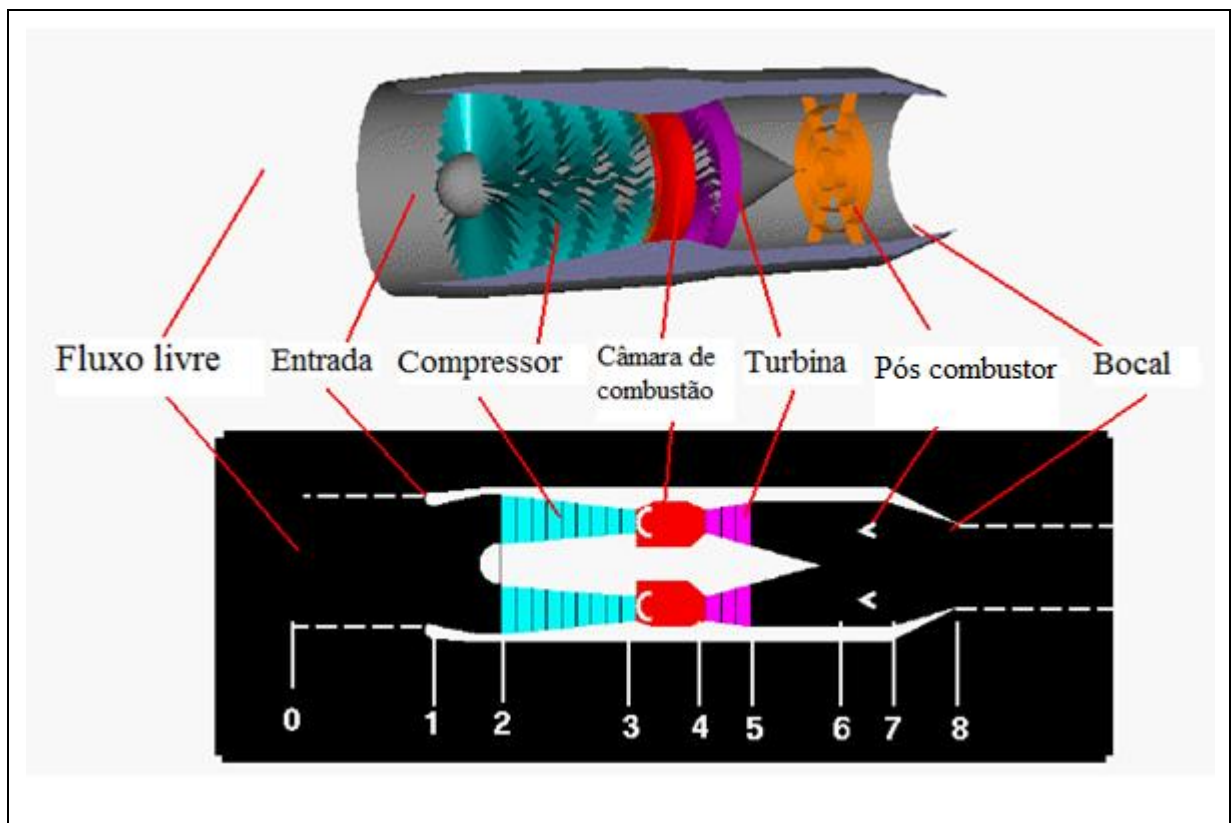


Figura 2 - Esquema e estações da turbina a gás
Fonte: Adaptado de Nasa (2015)

A Figura 2 mostra uma nova abreviação para engenheiros de propulsão: os locais no esquema do motor são atribuídos a números de estações. As condições de fluxo livre são rotuladas como 0 e a entrada da entrada é a estação 1 (*station 1*). A saída da entrada, que é o começo do compressor, é rotulada como estação 2. A saída do compressor e a entrada da câmara de combustão são a estação 3, enquanto a saída da câmara de combustão e a entrada da turbina são a estação 4. A saída da turbina é a estação 5 e as condições de fluxo dos gases de combustão ocorrem na estação 6. Estação 7 está na entrada do bocal e a estação 8 está na garganta do bocal.

Os engenheiros atribuem números às estações, pois simplifica a linguagem usada na descrição do funcionamento de um motor de turbina a gás. Com esta convenção de numeração, os engenheiros podem se referir à "temperatura de entrada da turbina" como simplesmente "T4", ou a "pressão de saída do compressor" como "P3". Isso torna os relatórios técnicos, documentos e conversas muito mais concisos e fáceis de entender. Em segundo lugar, em um motor de turbina a gás, as estações correspondem ao início e ao fim dos processos termodinâmicos no motor. O Ciclo de Brayton descreve a termodinâmica de um motor de turbina a gás e ao descrever os processos em um diagrama P-V ou T-s, denota-se o fim de um processo usando o número da estação (NASA, 2015).

2.1.3 Classificação

Segundo Boyce (2002), as turbinas a gás de ciclo simples podem ser classificadas dentro de cinco grupos:

- Pesada (*heavy-duty*): São as maiores unidades de geração de energia, variando de 3 a 480 MW, com eficiência chegando a 30-46%;
- Aeronáutica: unidade de geração de energia utilizada na indústria aeroespacial como o motor primário de aeronaves. Produzem entre 2,5 e 50 MW e a eficiência pode chegar a 35-45%;
- Industriais: Variam de 2,5 a 15 MW. Extremamente usadas na indústria petroquímica para trens de transmissão do compressor. A eficiência é por volta de 30%;
- Pequenas: Produzem entre 0,5 e 2,5 MW. Geralmente possuem compressores centrífugos e turbinas radiais. A eficiência varia de 15-25%;
- Microturbinas: Variam entre 20 e 350 kW. São relativamente novas, tendo maior crescimento depois dos anos de 1990. Elas são normalmente alimentadas com diesel ou gás natural, pois assim podem utilizar tecnologias já desenvolvidas. As

microturbinas podem ser fluxo axial ou radial. Os parâmetros mais importantes para o projeto destas turbinas devem ser custo inicial, eficiência e emissões.

2.1.4 Ciclo Termodinâmico

A turbina a gás funciona baseada no Ciclo Brayton. Esse ciclo, quando ideal, consiste em dois processos isobáricos e dois processos isentrópicos. Os dois primeiros são o sistema de combustão e a parte gasosa do sistema de recuperação de calor, os dois isentrópicos são a compressão e a expansão do gás (BOYCE, 2002). A Figura 3 mostra o Ciclo Brayton aberto.

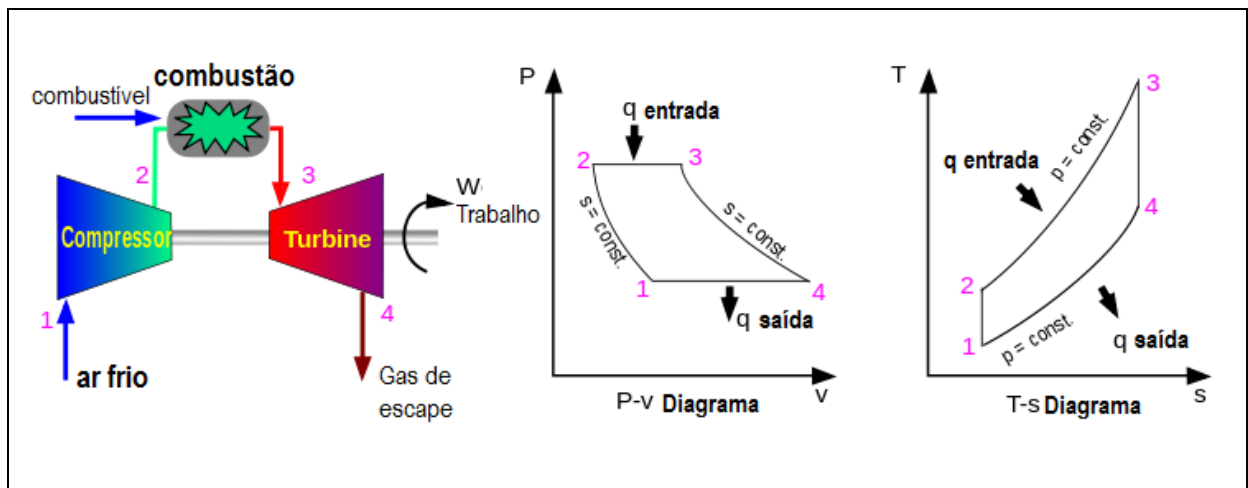


Figura 3 - Ciclo Brayton e Diagramas P-v e T-s
Fonte: Shapiro *apud* Batista (2011)

Na Figura 3, pode-se observar que primeiramente o ar é comprimido de forma adiabática pelo compressor, em seguida ao passar pela câmara de combustão ele é queimado a pressão constante através de uma mistura com um combustível, provocando a expansão do ar. Esse ar ao passar pela turbina a movimenta através de um processo adiabático e promove trabalho. Normalmente, a turbina e o compressor estão ligados no mesmo eixo para que parte do trabalho gerado na turbina movimente o compressor (QUEIROZ, 2003).

2.1.5 Equações do Ciclo Brayton Ideal

De acordo com Martinelli (2002), as equações que descrevem o Ciclo Brayton ideal são, para o processo isentrópico, tem-se:

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

Sendo a razão de pressão dada como:

$$R_p = \frac{P_3}{P_2} \quad (3)$$

Relacionando a razão de pressão com a razão de temperatura:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_5} = R_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (4)$$

Consequentemente, a eficiência energética do Ciclo Brayton será:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_3} = 1 - \frac{1}{R_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (5)$$

A energia térmica absorvida pela câmara de combustão:

$$Q_H = m * C_p * (T_4 - T_3) \quad (6)$$

E a energia térmica rejeitada pela turbina:

$$Q_L = m * C_p * (T_5 - T_2) \quad (7)$$

Portanto, o trabalho líquido do ciclo será:

$$Q_H - Q_L = m * C_p * [(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)] \quad (8)$$

Sendo: T_2 e P_2 , T_3 e P_3 , T_4 e P_4 e T_5 e P_5 as temperaturas e pressões na entrada do compressor, na entrada da câmara de combustão, na entrada e na saída da turbina, respectivamente.

2.1.6 Cálculo das variáveis do compressor

Para o cálculo do compressor, utilizamos as equações do ciclo real, especificadas abaixo. A Figura 4 apresenta o diagrama T-s real.

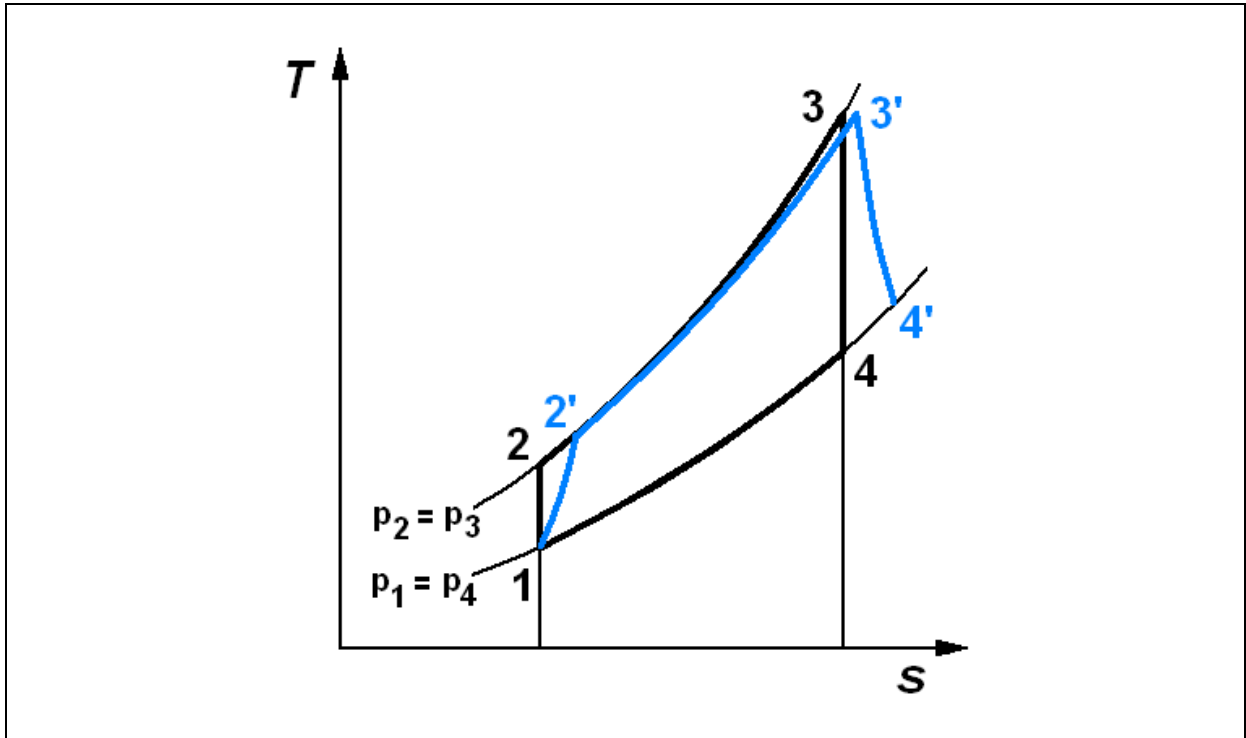


Figura 4- Diagrama T-s real
Fonte: Borgnakke e Sonntag, 2013

Sabendo que o compressor está entre as estações 2 e 3 da turbina, e com os dados inseridos pelo usuário, é possível calcular os parâmetros abaixo:

$$R_{ar} = \frac{R_u}{PM_{ar}} \quad (9)$$

$$Cv_2 = Cp_2 - R_{ar} \quad (10)$$

$$k_2 = Cp_2 / Cv_2 \quad (11)$$

$$T_{3s} = T_2 * (R_p^{\frac{k_2-1}{k_2}}) \quad (12)$$

$$T_3 = [(T_{3s} - T_2) / \eta] + T_2 \quad (13)$$

Sendo que PM_{ar} é dado em kg/kmol, Cp_2 , Cv_2 e h , a entalpia, em kJ/kg. Após calcular esses valores, usando a temperatura T_3 anterior, fazendo uso de iterações, é possível encontrar

valores de Cp_3 , Cv_3 , k_3 e T_3 com menor erro possível. Com isso, é calculado os valores de h_{3s} e h_3 pelas equações a seguir.

$$h_{3s} - h_2 = \int_{T_2}^{T_{3s}} Cp * dT \quad (14)$$

$$h_3 = h_2 + ((h_{3s} - h_2)/\eta) \quad (15)$$

A partir dos valores de h_2 e h_3 , e por iterações é possível calcular o T_3 final, ou seja, a temperatura de saída do compressor.

$$h_3 - h_2 = \int_{T_2}^{T_3} Cp * dT \quad (16)$$

2.2 Câmara de combustão

Segundo Lefebvre *apud* Nascimento (2015), as câmaras de combustão de turbinas a gás têm de satisfazer uma gama lata de requisitos, cuja importância relativa varia de motor para motor.

Entre os requisitos transversais destacam-se: (i) a eficiência de combustão elevada; (ii) ignição suave e confiável; (iii) amplos limites de estabilidade; (iv) baixas quedas de pressão; (v) distribuição radial de temperatura na saída da câmara de combustão apropriada, de forma a maximizar a vida das pás da turbina e do estator; (vi) baixas emissões de material particulado e espécies gasosas poluentes; (vii) ausência de flutuações de pressão e outras manifestações de instabilidades induzidas pela combustão; (viii) tamanho e forma compatíveis com o invólucro do motor; (ix) concepção segundo o mínimo custo e facilidade de produção; (x) facilidade na manutenção; e (xi) durabilidade e potencialidade de funcionamento com vários combustíveis.

Os requisitos de maior relevância são um baixo consumo de combustível e baixas emissões de poluentes. No caso particular dos motores de avião, o tamanho e o peso são fatores de relevo a acrescer aos fatores anteriores. Nos motores industriais, fatores como a longa vida de funcionamento e a versatilidade de uso de combustíveis ganham maior importância (NASCIMENTO, 2015).

2.3 Tipos de câmara de combustão

Conforme Queiroz e Matias (2003), a câmara de combustão pode ser tubular, tubo-anular ou anular. O combustor tubular é usado em turbinas industriais de médio grande porte, especialmente em projetos europeus, e em algumas turbinas, automotivas ou auxiliares, de pequeno porte. Apresentam como vantagens: simplicidade de projeto, facilidade de manutenção e vida longa devida às baixas taxas de liberação de calor. Podem ser de fluxo direto ou de fluxo reverso. Em turbinas aeronáuticas, onde a área frontal é importante, os combustores empregados são do tipo tubo-anular ou anular. Estes combustores produzem uma distribuição circunferência de temperaturas bastante uniforme na entrada do primeiro estágio da turbina.

Embora seja de desenvolvimento mais difícil, o combustor anular é o mais empregado em turbinas aeronáuticas modernas, devido à sua compactidade. Combustores anulares são particularmente adequados para aplicações a altas temperaturas ou com gases de baixo poder calorífico, porque exigem menos ar de resfriamento, devido à menor área superficial da camisa. A quantidade de ar de resfriamento requerida pelo combustor é particularmente importante em aplicações com gases de baixo poder calorífico, porque estes gases exigem muito ar primário, sobrando pouco ar para resfriamento da câmara. Os combustores anulares são usualmente de fluxo direto, enquanto os tubo-anulares são normalmente de fluxo direto em turbinas aeronáuticas e de fluxo reverso em turbinas industriais (QUEIROZE MATIAS,2003). Os três tipos estão ilustrados na Figura 5.

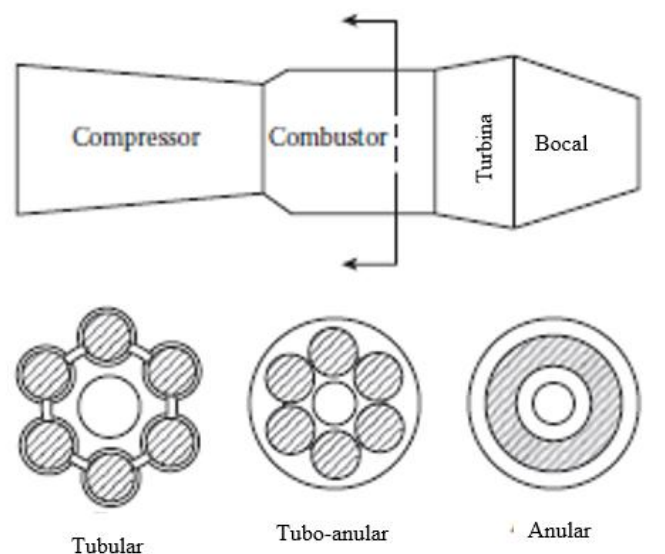


Figura 5 - Tipos de câmara de combustão
Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

A Figura 5 apresenta cortes transversais do combustor tubular, tubo-anular e anular, evidenciando o formato do *liner* e do *case*.

2.3.1 Câmara de Combustão Tubular

A configuração do tipo tubular, como ser vista na Figura 6, apresenta *liners* cilíndricos montados concentricamente dentro de *casings* cilíndricos distribuídos axi-simetricamente na câmara de combustão. Esta configuração apresenta custos e tempos reduzidos no que diz respeito à sua concepção e uma integridade estrutural superior relativamente às outras configurações. Por outro lado, o comprimento e o peso elevado, deste tipo de motor tornam proibitiva a utilização desta configuração em aplicações de aeronáutica. A configuração ganha importância em aplicações industriais, onde a acessibilidade e a manutenção são considerados critérios relevantes (NASCIMENTO, 2015).

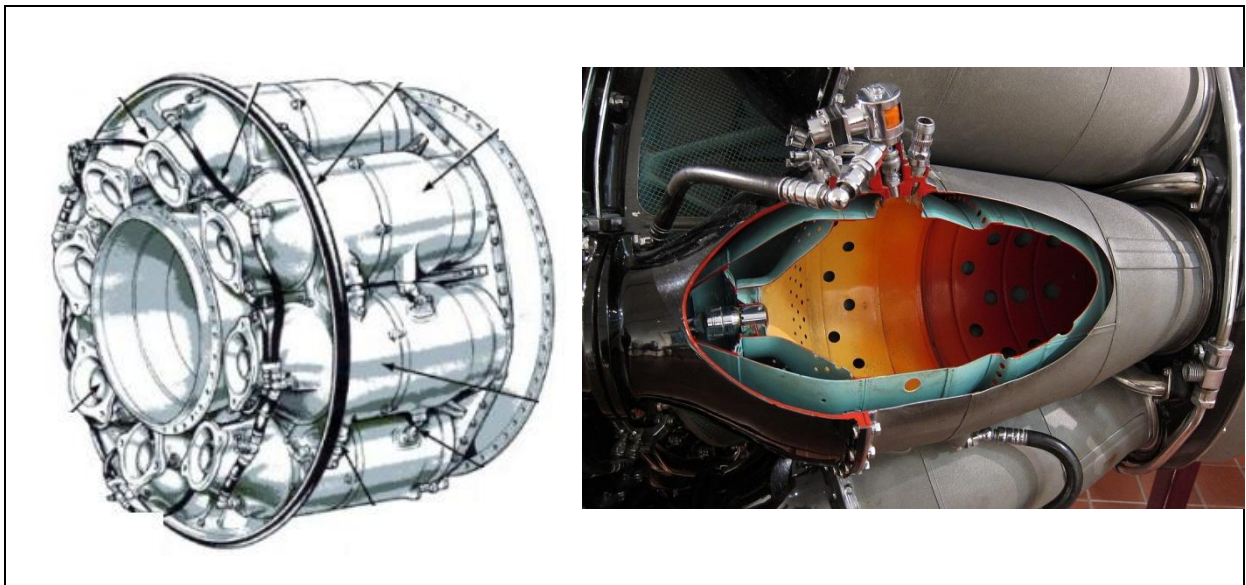


Figura 6- Câmara de combustão tubular
Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

2.3.2 Câmara de Combustão Tubo-anular

A câmara de combustão do tipo tubo-anular, demonstrado na Figura 7, contém um conjunto de *liners* tubulares inseridos de forma concêntrica no interior de um único *casing* anular. Esta configuração procura tirar partido de ambas as configurações anteriormente

enunciadas. Esta combina a compacidade da câmara anular e a resistência mecânica da câmara tubular. Contudo, requer interligações de forma a iniciar a chama nos *liners*, (como na configuração tubular) e manifesta dificuldades em criar um perfil de escoamento de ar satisfatório e consistente (NASCIMENTO, 2015).

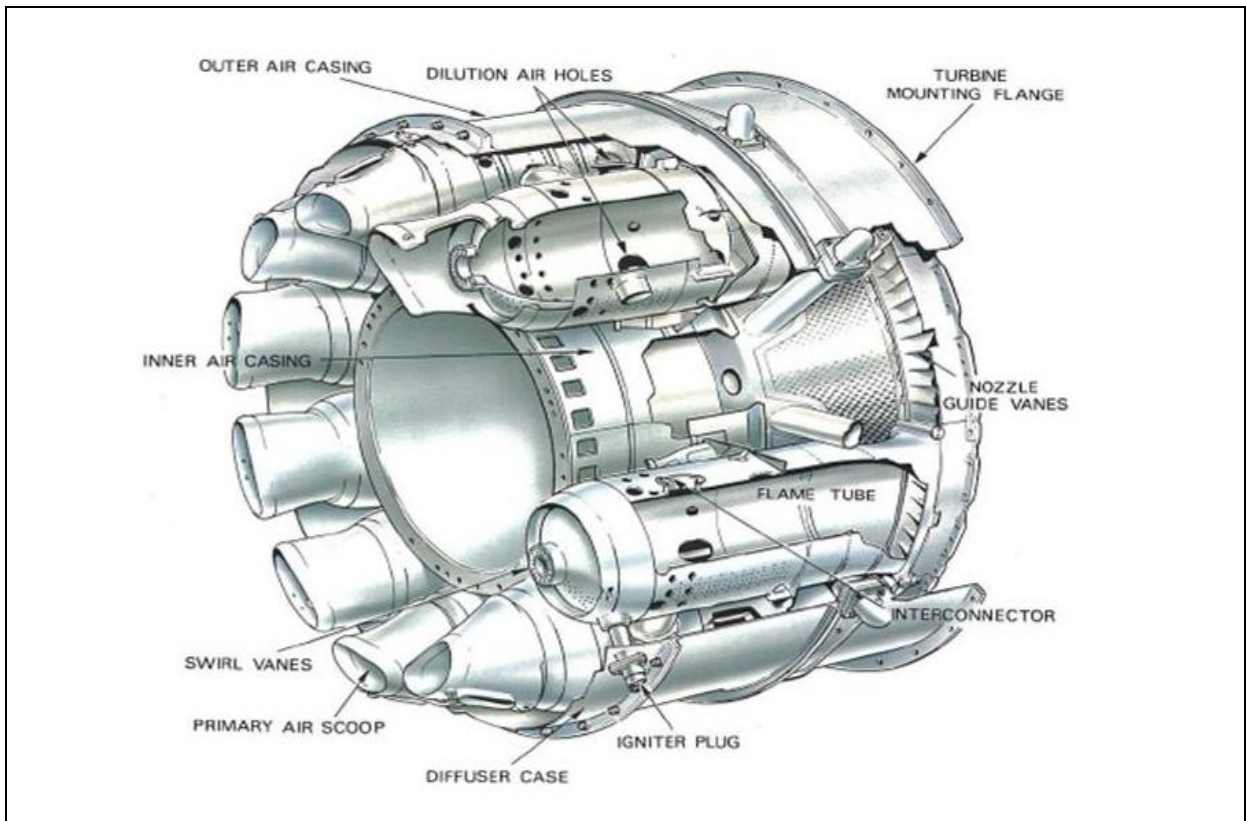


Figura 7- Câmara de combustão tubo-anular
Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

2.3.3 Câmara de Combustão Anular

A configuração anular recorre a um *liner* e a um *casing* anulares, dispostos concentricamente. A câmara de combustão anular, Figura 8, pode ser considerada a forma ideal dado que apresenta maior compacidade e menores perdas de carga relativamente às outras configurações. No entanto, esta configuração apresenta esforços de flexão elevados no *casing* (NASCIMENTO, 2015).

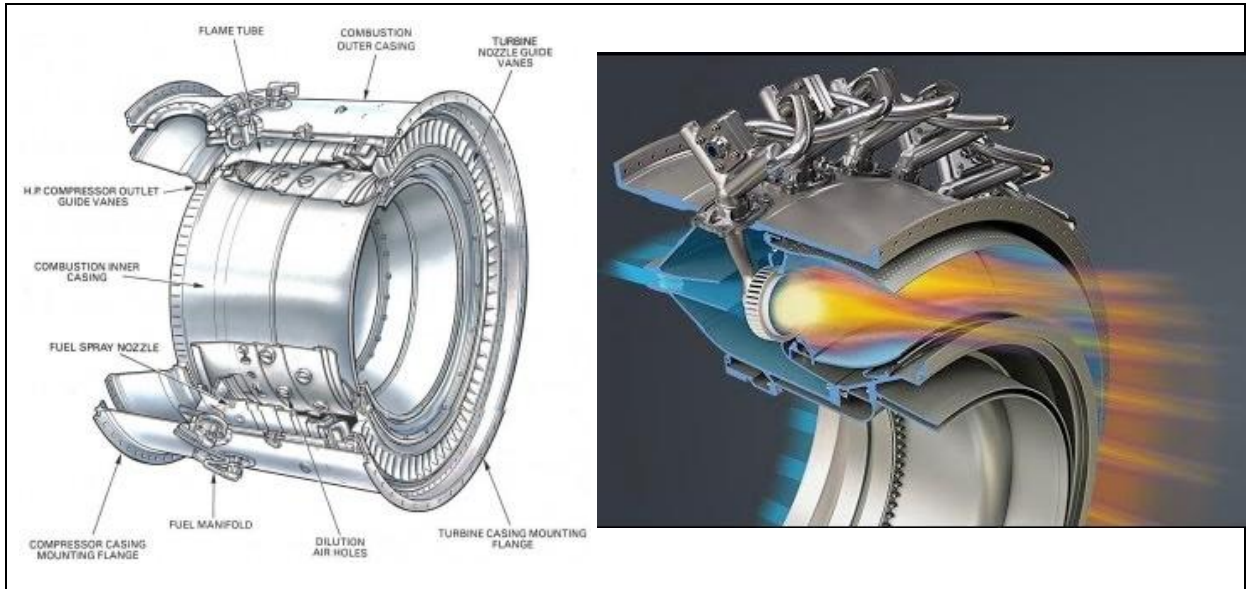


Figura 8 - Câmara de combustão anular
Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

Na Figura 8 pode-se ver que tanto o *liner* quanto o *case* são anulares e concêntricos.

2.4 Projeto básico da Câmara de Combustão

Uma câmara de combustão pode ser dividida em três áreas principais: a parte externa ou *case*, difusor e o *liner* onde ocorre a queima propriamente dita que abriga os demais componentes como *swirler*, injetores de combustível, zonas de combustão e zona de diluição (BATISTA 2011). É possível ver a localização de cada componente da Figura 9.

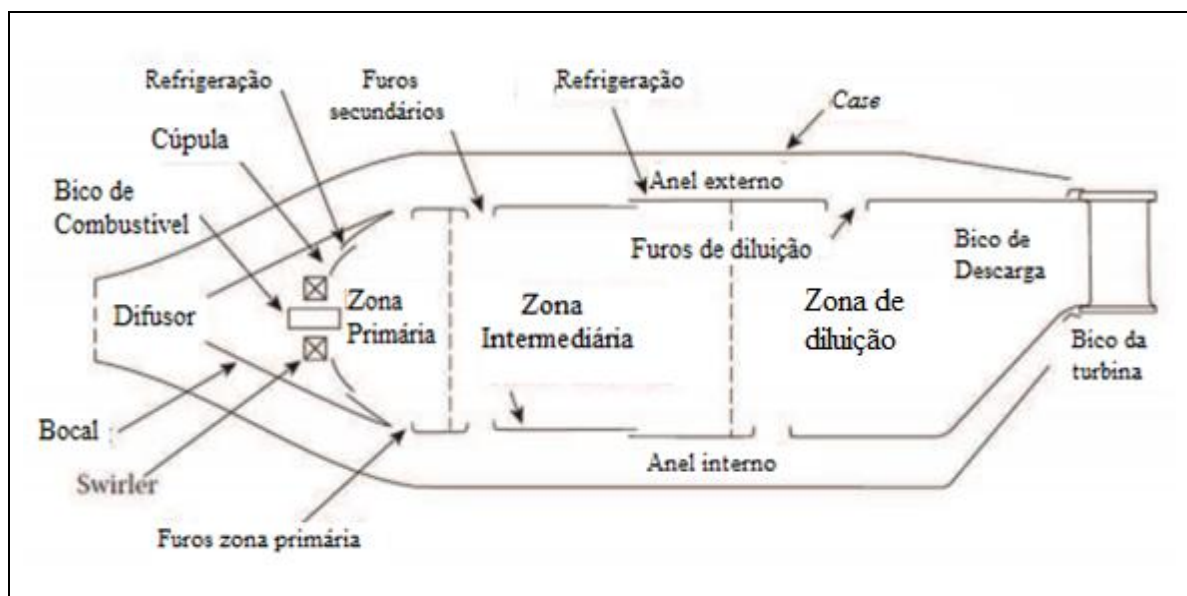


Figura 9- Componentes da câmara de combustão.
Fonte: Adaptado de Lefebvre *apud* Batista (2011)

A Figura 9 expõe todos os elementos contidos em uma câmara de combustão desde o difusor até a saída para a turbina.

2.4.1 Case

De acordo com Batista (2011), o *case* abriga todos os componentes da câmara de combustão. É de fundamental importância, pois abriga o *liner* e seus componentes, por isso o *case* deve ser projetado de forma que a queda de pressão seja controlada e mantida a níveis aceitáveis, além de conduzir o ar que passa na parte externa do *liner* e facilitar a troca de calor entre estes. A construção do *case* depende da geometria da câmara, do fluxo de ar, entre outros.

2.4.2 Difusor

O difusor imprime uma parcela importante da perda de carga total, por isso, devem ser tomados cuidados para que esta seja a menor possível. Também é utilizado para reduzir a velocidade na entrada da câmara de combustão além de ter a função de recuperar parte da pressão dinâmica perdida e alimentar a câmara de combustão de forma homogênea (BATISTA, 2011).

Localizado na entrada da câmara, o difusor é responsável por uma parcela significativa da perda de pressão de toda a câmara. Ele deve reduzir a velocidade dos gases do compressor a valores aceitáveis para a combustão, além de alimentar homogeneamente a câmara de combustão, distribuir corretamente o ar nas partes externas do *liner* para o arrefecimento e ainda tentar recuperar o máximo da pressão dinâmica possível. O projeto do difusor depende muito do tipo de câmara, da arquitetura do motor em geral e da aplicação deste. Difusores se apresentam em duas formas basicamente: o difusor aerodinâmico e o chamado *dump*, ambos apresentados na Figura 10.

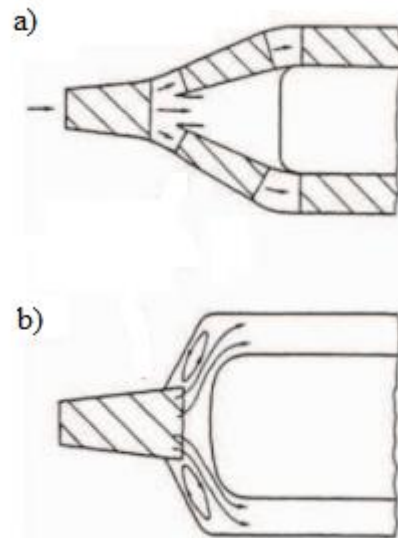


Figura 10 - Difusor Aerodinâmico (a) e Difusor *Dump*(b).
 Fonte: Adaptado de Lefebvre *apud* Batista (2011)

O aerodinâmico é mais longo e tem por principal função recuperar o máximo de pressão dinâmica possível, além de reduzir a velocidade em, geralmente, 35%. Difusores do tipo *dump* são bastante curtos em relação ao aerodinâmico, o que reduz a velocidade dos gases pela metade. Na Figura 10 pode ser vista a diferença no escoamento do fluido de trabalho entre os dois tipos de difusores.

2.4.3 *Liner*

De acordo com Lefebvre *apud* Batista (2011), o *liner* é a parte interna da câmara de combustão onde ocorre a queima e a expansão dos gases, ficando em contato direto com a chama, o que implica em altas temperaturas e ciclos térmicos importantes. Isso faz com que o material de fabricação receba uma atenção especial, já que uma falha na parede do *liner* pode comprometer toda a turbina. O controle da temperatura é feito pelo ar que passa pela parte externa, já que apenas uma parcela do ar admitido pelo compressor passa pelo interior do *liner*. A geometria é determinada pelo tipo de câmara de combustão, pelo fluxo e também pelo tipo de combustível que será queimado.

2.4.4 Swirler

O *swirler* é o dispositivo responsável por promover o escoamento turbulento na entrada da câmara de combustão. Este tipo de escoamento é fundamental para uma queima de qualidade com a redução de poluentes. Por impor certa restrição ao fluxo, boa parcela da perda de carga total da turbina a gás fica a cargo do *swirler*, o que exige grande atenção durante o projeto. O escoamento é de grande turbulência, com a formação de vórtices, o que leva o nome de escoamento toroidal (BATISTA, 2011).

2.4.5 Injetores

Conforme Lefebvre *apud* Batista (2011), os injetores são responsáveis pela alimentação do combustível para posterior queima, os injetores devem ter a capacidade de injetar o combustível homogeneamente pela zona de combustão com o menor tamanho de gota possível, em casos em que se usa combustível líquido, uma vez que quanto menor a gota maior a eficiência da queima. Como uma série de combustíveis podem ser utilizados, cada um exige uma geometria, pressões de injeção e vazões diferentes. Normalmente o injetor de combustível é colocado no mesmo conjunto do *swirler*, pois isso garante a melhor mistura possível entre o ar e o combustível. É bastante comum a utilização de mais de um injetor, por permitir uma melhor distribuição da queima na câmara de combustão. Um exemplo é mostrado na Figura 11 a seguir:

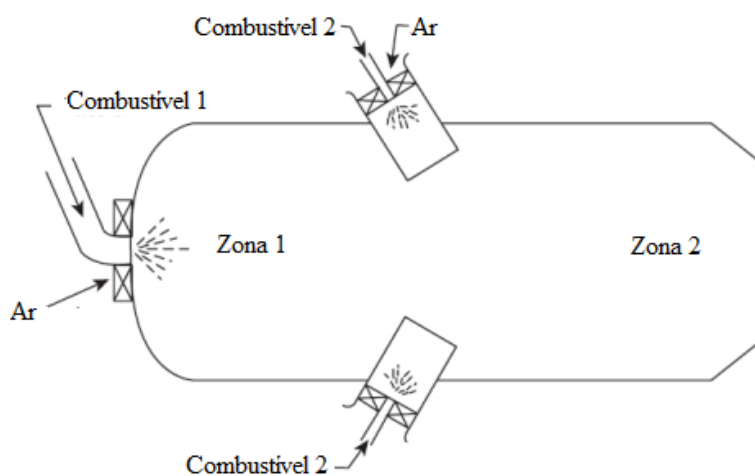


Figura 11 - Injetores de combustível em diferentes pontos.
Fonte: Adaptado de Lefebvre *apud* Batista (2011)

2.4.6 Zonas de combustão

Nas câmaras de combustão de turbinas a gás, diferente dos demais motores a combustão interna, a queima ocorre de forma contínua, isso implica em uma queima distribuída em três principais etapas: zona primária, intermediária e de diluição.

A zona primária geralmente recebe de 15 a 25% do fluxo de ar total e tem por principais funções manter a chama, garantir o tempo suficiente para a queima e o escoamento turbulento para as demais zonas de queima. A chama é mantida com a criação de um escoamento chamado toroidal reverso com o uso do *swirler*, ou apenas com furos na entrada do *liner*, que arrasta e faz com que parte dos gases quentes da combustão recirculem nesta área, promovendo a ignição contínua da mistura ar combustível que entra a câmara (BATISTA, 2011).

Na zona intermediária a temperatura é bastante alta, da ordem de 2000 K, por se tratar de uma mistura já considerada pobre (com excesso de oxigênio e falta de combustível), com altas concentrações de monóxido de carbono e hidrogênio resultantes da primeira queima. Assim, para evitar que estes e outros poluentes não queimados sejam enviados para a atmosfera, uma segunda quantidade de ar é adicionada à câmara, o que permite a queima total destes e de partes do combustível que não foram queimadas na zona primária. É importante que a zona de queima intermediária seja dimensionada corretamente para que esta utilize uma menor quantidade de ar que passa fora do *liner*, já que este também é utilizado para o arrefecimento da câmara.

De acordo com Batista (2011), na zona de diluição todo o gás resultante da queima se mistura com o ar que passa fora do *liner*, promovendo o resfriamento dos gases da combustão a temperaturas aceitáveis para a turbina. Normalmente o ar de arrefecimento é misturado com os gases da queima através de furos que são dimensionados conforme o tipo de câmara e escoamento.

2.4.7 Equações para dimensionamento da câmara de combustão

De acordo com a Figura 2, a câmara de combustão está entre as estações 3 e 4 da turbina. Conforme a quantidade e a escolha do combustível, é possível calcular seu PCI e

também, por iteração das equações abaixo, é possível calcular a temperatura de chama do combustível, utilizando α igual a 1.

$$PCI_{comb} = \int Cp_{total} * dT \quad (17)$$

Com T variando de T_3 até a T_{chama} , e Cp_{total} sendo a média ponderada do Cp dos gases de combustão cada combustível. O Cp dos gases de combustão do combustível é calculado a partir das equações de Cp de cada componente a seguir, fazendo a média ponderada de cada componente de acordo com a combustão de cada combustível:

$$Cp_{CO2} = (-0,8929 + 0,7297 * T^{0,5} - 9,807 * 10^{-3} * T + 5,784 * 10^{-7} * T^2) \quad (18)$$

$$Cp_{H2O} = 8,22 + 0,00015 * T + 0,00000134/T^2 \quad (19)$$

$$Cp_{N2} = 6,5 + 0,001 * T \quad (20)$$

Para calcular o α , o excesso de ar necessário, utiliza-se as mesmas equações anteriores, acrescentando nos cálculos o Cp_{O2} no cálculo do Cp dos gases de combustão, e, por consequência no Cp_{total} , respeitando suas proporções.

$$Cp_{O2} = (\alpha - 1) * (8,27 + 0,000258 * T - \frac{187700}{T^2}) \quad (21)$$

Para determinar a razão global de equivalência, que é o fator inverso de α (BATISTA, 2011), utiliza-se a seguinte equação:

$$\phi_{global} = 1/\alpha \quad (22)$$

A partir de R_p é possível calcular P_3 , a pressão de entrada na câmara de combustão, e também P_4 , a pressão de saída, considerando que há uma perda pressão entre a entrada e saída da câmara de combustão, que depende da configuração do equipamento. Neste trabalho adotou-se o valor de 3%, considerando uma câmara de combustão de fluxo reverso.

$$P_3 = R_p * P_2 \quad (23)$$

$$P_4 = 0,97 * P_3 \quad (24)$$

O cálculo da vazão do combustível \dot{m}_c pode ser feito a partir da equação de potência. Ou seja:

$$\dot{m}_c = Pot/PCI_{total} \quad (25)$$

$$Pot = \dot{m}_2 * \int Cp * dt \quad (26)$$

Com T variando de T_3 a T_4 , Cp utilizado é o Cp_2 , que é o Cp do ar.

Para fazer o dimensionamento do combustor, inicia-se com o cálculo pela área do case, utilizando a seguinte equação:

$$A_{ref,a} = \left(\frac{\bar{R}_{ar}}{2} * \left(\frac{\dot{m}_{in} * T_{in}^{0.5}}{P_3} \right)^2 * \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) * \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right)^{0,5} \quad (27)$$

Sendo: \bar{R}_{ar} a constante do ar; T_{in} a temperatura do ar na entrada da câmara de combustão; e $A_{ref,a}$ a área de referência considerando as condições aerodinâmicas. Sendo a microturbina do projeto atual estacionária, a temperatura de entrada T_{in} será considerada a mesma da temperatura de saída do compressor T_3 .

Para o cálculo de eficiência da combustão, a área de referência deve ser calculada em função do valor máximo do parâmetro θ (LACAVAL; ALVES, 2009). Sendo assim:

$$\theta = \frac{P_2^{1,75} * A_{ref,q} * D_{ref,q}^{0,75} * \exp\left(\frac{T_{in}}{b}\right)}{\dot{m}_{in}} \quad (28)$$

$$\theta_{zp} = \frac{\phi_{global}}{\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_3}} \quad (29)$$

$$b = 170 * \left(2 + \ln(\phi_{zp}) \right) \quad (30)$$

Sendo: b o fator de correção da temperatura; ϕ_{zp} a relação de equivalência da queima na zona primária; ϕ_{global} a relação de equivalência global da queima; \dot{m}_{zp} a vazão mássica de ar na zona primária; \dot{m}_{in} a vazão mássica de ar na entrada da câmara; $D_{ref,q}$ o diâmetro da

área de referência e $A_{ref,q}$ a área de referência em relação às condições químicas e $1 < \phi_{zp} < 1,4$.

Segundo Lacava e Alves (2009), a relação entre a área de referência e a área do tubo de chama (*liner*) deve ser:

$$A_{ft} = 0,7 * A_{ref} \quad (31)$$

Sendo A_{ft} a área do *liner*.

Como dito anteriormente, a área do *case* tem relação direta com a eficiência de combustão, associada indiretamente pelo parâmetro θ . Sendo assim, para dimensionar o comprimento da câmara de combustão, o *liner* é dividido considerando as zonas de combustão, de acordo com os comprimentos da zona primária, intermediária e de diluição (BATISTA, 2011).

Desta forma, os comprimentos das zonas primária, intermediária e de diluição podem ser calculados pelas seguintes equações.

$$L_{zp} = 3 * \frac{D_{ft}}{4} \quad (32)$$

$$L_{zs} = \frac{D_{ft}}{2} \quad (33)$$

$$L_{zd} = D_{ft} * (2,8 - 11 * T_Q + 20 * T_Q^2) \quad (34)$$

Sendo: L_{zp} o comprimento da zona primária, L_{zs} o comprimento da zona intermediária, L_{zd} o comprimento da zona de diluição e T_Q o parâmetro da qualidade transversal da temperatura.

O parâmetro da qualidade transversal da temperatura é a razão entre a temperatura de saída da câmara, da saída da turbina e da temperatura máxima admissível pelo projeto. Segundo Lacava e Alves (2009), esse parâmetro deve ser escolhido pelo projetista. Normalmente o valor varia entre 0,05 e 0,30, próximo de 0,25 quando turbinas aeronáuticas e perto de 0,10 quando turbinas estacionárias. Diante disso, o valor utilizado neste projeto será 0,10.

Finalmente, o comprimento total da câmara de combustão, desde a saída do injetor até o final da zona de diluição pode ser obtido pela seguinte equação (LACAVA; ALVES, 2009):

$$L_{cc} = L_{zp} + L_{zs} + L_{zd} \quad (35)$$

No dimensionamento do difusor, identificamos primeiro a vazão mássica de ar que passa na região anular entre o *liner* e o *case*, que é dada por(LACAVA; ALVES, 2009):

$$\dot{m}_{an} = \dot{m}_{in} - 0,5 * \dot{m}_{zp} \quad (36)$$

Sendo \dot{m}_{an} é a vazão mássica através da região anular.

A velocidade do ar é calculada por (LACAVA; ALVES, 2009):

$$V = \frac{\dot{m}_{in} * T_{in} * \bar{R}_{ar}}{A * P_2} \quad (37)$$

Sendo A a área da entrada do *case* e V a velocidade do ar na entrada do *case*.

A velocidade na área anular aplicando a vazão mássica referente à mesma área, é:

$$V_{an} = \frac{\dot{m}_{an} * T_{in} * \bar{R}_{ar}}{A_{an} * P_2} \quad (38)$$

$$A_{an} = A_{ref} - A_{ft} \quad (39)$$

Sendo: V_{an} a velocidade do ar na área anular; A_{an} a área anular; \dot{m}_{an} a vazão mássica de ar na área anular e A_0 a área do *case* na entrada do *liner*.

Aplicando a consideração feita:

$$A_0 = \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{an}} * A_{an} \quad (40)$$

Utiliza-se a equação a seguir para determinar o ângulo ideal de inclinação do difusor (LACAVA; ALVES, 2009):

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_2} = 1,75 * \bar{R}_{ar} * \left(\frac{\dot{m}_{in} * \sqrt{T_{in}}}{P_2} \right)^2 * \left(\frac{(\tan \psi)^{1,22}}{A^2} \right) * \left(1 - \frac{A}{A_0} \right)^2 \quad (41)$$

Sendo: $\frac{\Delta P_{diff}}{P_2}$ a razão de perda de pressão no difusor, definida em 0.01 e ψ o ângulo

de inclinação do difusor.

A equação a seguir determina a área de entrada do *liner*.

$$A_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{in}} * \frac{1}{C_{d,s}} * A_0 \quad (42)$$

Sendo: A_s a área de entrada do *liner*; $C_{d,s}$ o coeficiente de descarga e \dot{m}_s a vazão de ar que passa pela entrada do *liner* que é a mesma vazão que passa pelo *swirler* (\dot{m}_{sw}).

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{sw} = \dot{m}_{in} * 0,23 * 0,5 \quad (43)$$

O comprimento do difusor pode ser calculado pela equação abaixo (LACAVA; ALVES, 2009):

$$L_{diff} = \frac{\left(\frac{D_0}{2} - \frac{D}{2}\right)}{\tan \psi} \quad (44)$$

No dimensionamento do *swirler*, calcula-se a área da coroa utilizando uma equação evidenciada por Knight e Walker *apud* Lacava e Alves (2009) baseada na perda de pressão:

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} * \left(\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 * \sec^2(\beta_{sw}) - \left(\frac{A_{ref}}{A_{ft}} \right)^2 \right) * \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{in}} \right)^2 \quad (45)$$

Sendo: K_{sw} é o fator de forma da palheta do *swirler* e $A_{sw,teórico}$ é a área do *swirler*.

O fator de forma da palheta do *swirler* leva em consideração se esta é curvada ou reta. Quando reta é igual a 1,30 e quando curvada 1,15. Neste projeto serão consideradas palhetas retas, e o ângulo de escoamento do ar será 60° (LACAVA; ALVES, 2009).

A perda de carga do *swirler* é dada por:

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_s}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} \quad (46)$$

$$\frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{diff}}{P_3} * \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} * \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \quad (47)$$

$$\frac{\Delta P_s}{q_{ref}} = 0,25 * \left(\frac{A_{ref}}{A_0}\right)^2 \quad (48)$$

Contudo, as pás impõem uma resistência à passagem do ar, quando há mudança no ângulo, também há mudança na passagem real. Portanto, Lacava e Alves (2009) sugerem que a área do *swirler* seja 50% maior que a calculada. Sendo assim:

$$A_{swte\acute{o}rico\ 1} = 1,5 * A_{swte\acute{o}rico} \quad (49)$$

Para calcular o diâmetro $D_{0,sw}$, de acordo com Lacava e Alves (2009), é necessário que o diâmetro do *swirler* seja cerca de 30% do valor de D_{ft} .

$$D_{sw} = 0,3 * D_{ft} \quad (50)$$

Com isso, a área equivalente seria:

$$A_{sw} = \frac{\pi * D_{sw}^2}{4} \quad (51)$$

O último cálculo da área do *swirler* está relacionada à quantidade de ar que passa pelo *swirler*, a área ocupada pelo injetor, que deve ser concêntrico, não foi considerada. Logo, o diâmetro externo $D_{0,sw}$ será fixado em 0,030m e o diâmetro interno $D_{I,sw}$ será:

$$D_{i,sw} = \sqrt{D_{0,sw}^2 - (A_{sw}/0.25 * \pi)} \quad (52)$$

Segundo Sawyer *apud* Batista (2011), o comprimento da zona de recirculação é de aproximadamente o dobro do diâmetro da coroa do *swirler*:

$$L_{zr} = D_{sw} * 2 \quad (53)$$

Em que D_{sw} é o diâmetro do *swirler* e L_{zr} é o comprimento da zona de recirculação.

O ângulo de inclinação e o comprimento do *snout* são calculados com as seguintes equações (CONRADO *apud* LACAVA; ALVES, 2009):

$$\theta = \arccos \left[\frac{-D_{ft} * (D_{ft} - 2 * D_{sw}) - (D_{ft} - 4 * L_{zr}) \sqrt{D_{ft}^2 - 4 * D_{ft} * D_{sw} + 4 * D_{sw}^2 - 8 * D_{ft} * L_{zr} + 16 * L_{zr}^2}}{2 * D_{ft}^2 - 4 * D_{ft} * D_{sw} + 4 * D_{sw}^2 - 8 * D_{ft} * L_{zr} + 16 * L_{zr}^2} \right] \quad (54)$$

$$L_{snout} = \frac{D_{ft} - D_{sw}}{2 * \tan(\theta)} \quad (55)$$

Sendo: θ o ângulo de inclinação da zona de recirculação e L_{snout} o comprimento do *snout* da câmara de combustão.

Na zona primária, a vazão que entra pelos orifícios é a vazão total da zona primária subtraída da vazão de ar do *swirler*. Foi determinado anteriormente que 23% da admissão total de ar passa pela zona primária, destes 23% metade passa pelo *swirler*. Logo, a vazão mássica de ar que passa pelos orifícios é (LACAVA; ALVES, 2009):

$$\dot{m}_{hzp} = \dot{m}_{in} * 0,23 * 0,5 \quad (56)$$

Na zona intermediária, a vazão que passa pelos orifícios será a vazão total da zona, sendo que é sugerido por Lacava e Alves (2009) que esta seja 30% do ar total admitido.

$$\dot{m}_{hzs} = \dot{m}_{in} * 0,3 \quad (57)$$

Segundo Lacava e Alves (2009), a vazão de ar na zona intermediária deve estar entre 20 e 40%. Entretanto, o percentual de ar de entrada reservado para o filme de resfriamento ainda deve ser determinado. Logo:

$$\text{ar de resfriamento} = 0,1 * T_{in} - 30 \quad (58)$$

Como margem de segurança, a quantidade de ar reservada para o resfriamento será um pouco maior que a calculada, o percentual será 10%, assim:

$$\dot{m}_{hzf} = 0,1 * \dot{m}_{in} \quad (59)$$

Por fim, na zona de diluição, a vazão nos orifícios será a vazão total da câmara menos a da zona primária, zona intermediária e do filme de resfriamento.

$$\dot{m}_{hzd} = \dot{m}_{in} * (1 - 0,2 - 0,1 - 0,3) \quad (60)$$

Devido à indeterminação do coeficiente de descarga dos orifícios, determinar e distribuir os orifícios é um processo iterativo. O primeiro passo deste processo é determinar a razão de passagem β , ou seja, a razão entre a vazão total que entrará pelos orifícios de uma fileira (\dot{m}_i) e a vazão da área anular (\dot{m}_{an}). Desta forma, a Tabela 4 apresenta as equações e valores para o β de cada zona.

$$\beta_i = \dot{m}_i / \dot{m}_{an} \quad (61)$$

O coeficiente de descarga C_d é utilizado na determinação da área dos orifícios, Lacava e Alves (2009) sugerem atribuir o valor de 0,5 inicialmente para estimativa. A determinação do somatório das áreas dos orifícios, A_h , para cada fileira, considerando a perda de pressão

localizada na passagem do escoamento $\Delta P_h/P_{in}$ igual a 0,06, se dá por (LACAVA; ALVES, 2009):

$$\frac{\Delta P_h}{P_{in}} = \frac{143,5 * \dot{m}_h^2 * T_{in}}{P_{in}^2 * C_d^2 * A_h^2} \quad (62)$$

Onde A_{hzp} é a área total dos orifícios na zona primária; A_{hzs} é a área total dos orifícios na zona intermediária; A_{hzd} é a área total dos orifícios na zona de diluição e A_{hzf} é a área dos orifícios do filme de resfriamento.

Com as áreas acima, é possível determinar a quantidade e diâmetro dos orifícios em cada zona, considerando o coeficiente de descarga.

$$C = \sqrt{k_3 * R_{ar} * 1000 * T_3} \quad (63)$$

$$v_{fi} = M_i * C \quad (64)$$

$$\rho = P_3 / (R_{ar} * T_3) \quad (65)$$

$$A_i = \dot{m}_i / (\rho * v_{fi}) \quad (66)$$

$$n_i = A_{Ti} / A_i \quad (67)$$

Sendo: A_i a área de cada orifício, A_{Ti} a área total dos orifícios por zona e n_i o número de orifícios de cada zona.

Na zona de resfriamento, definiu-se o diâmetro e o número de orifícios foi calculado a partir desse valor:

$$A_{orif} = \pi * d_{orif}^2 / 4 \quad (68)$$

$$n_{orif} = A_{hzf} / A_{orif} \quad (69)$$

Sendo: A_{orif} a área de cada orifício da zona de resfriamento, n_{orif} o número de orifícios e A_{hzf} a área total dos orifícios da zona de resfriamento.

2.5 Combustão

O processo de combustão caracteriza-se por uma reação exotérmica muito rápida entre o combustível e o oxidante (comburente), acompanhada por liberação de calor. Em geral, os elementos químicos nos combustíveis responsáveis pela liberação de calor são carbono, hidrogênio e enxofre. A combustão de um gás natural é a reação química entre carbono ou hidrogênio e oxigênio, gerando calor conforme ocorre a reação. Neste caso, os produtos da reação são dióxido de carbono e água (BOYCE, 2002).

Segundo Boyce *apud* Souza (2011), a combustão de combustíveis líquidos envolve a mistura de um spray fino de gotículas de combustível com ar, a vaporização de gotículas, a quebra das moléculas de hidrocarbonetos e frações mais leves, a mistura desses hidrocarbonetos com moléculas de oxigênio, e finalmente a reação química. Altas temperaturas, como aquelas proporcionadas pela combustão, a uma mistura aproximadamente estequiométrica, é necessária e todos esses processos devem ocorrer suficientemente rápidos para uma combustão com o ar em movimento, para que seja completado em um pequeno espaço. A combustão de combustíveis gasosos envolve menos processo, mas muito do que se segue ainda é aplicável.

2.5.1 Eficiência da combustão

O desempenho do combustor é medido pela eficiência, a diminuição de pressão encontrada no combustor e a uniformidade do perfil de temperatura de saída. A eficiência da combustão é uma medida da integridade da combustão, por isso afeta diretamente o consumo de combustível, pois o valor de aquecimento de qualquer combustível não queimado não é usado para aumentar a temperatura da turbina.

De acordo com Boyce (2002), para calcular a eficiência de combustão, o aumento real de calor do gás é comparado à entrada de calor teórico do combustível. Sendo assim:

$$\eta_{comb} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{teórico}} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) \times h_3 - \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_c \times PCI} \quad (70)$$

Sendo: η_{comb} a eficiência de combustão, \dot{m}_a a vazão mássica do gás oxidante, \dot{m}_c a vazão mássica do combustível, h_3 a entalpia do gás na saída do combustor, h_2 a entalpia do gás na entrada do combustor e PCI o poder calorífico do combustível.

2.5.2 Combustão turbulenta

Conforme Reis (2013), a combustão nos processos industriais é turbulenta. As razões para isso são: a turbulência aumenta o processo de mistura e, portanto, aumenta a eficiência da combustão. Além disso, o processo de combustão libera calor, o que gera instabilidades pelo empuxo e pela expansão do gás, conseqüentemente proporcionando a transição para o regime turbulento.

A combustão turbulenta é encontrada na maior parte das aplicações práticas de combustão, tais como foguetes, motores de combustão interna, turbinas a gás, queimadores industriais e fornos, enquanto que as aplicações para combustão laminar são limitadas a velas e fornos domésticos. Estudar e modelar processos de combustão turbulenta é, portanto, importante para desenvolver e aperfeiçoar sistemas práticos, a fim de aumentar a eficiência e reduzir consumo de combustível e a formação de poluentes (REIS, 2013).

De acordo com Reis (2013), processos de combustão turbulenta podem ser classificados em termos de mistura: pré-misturada (“premixed”), difusiva (“non-premixed”), ou parcialmente pré-misturada (“partially premixed”).

Na primeira, o combustível e o comburente são misturados antes de entrarem na câmara de combustão. Em fornos industriais, o combustível e o comburente são injetados separadamente na câmara de combustão. Esta é a chama difusiva, que devido às altas cargas térmicas envolvidas, são utilizadas por segurança, de modo a impedir retorno de chama. O ar pode estar preaquecido ou parcialmente diluído pelos produtos de combustão. Uma vez que a mistura é ignitada, a chama se propaga a partir do bocal do queimador até estabilizar a uma distância a jusante do bocal (REIS, 2013).

Combustão parcialmente pré-misturada ocorre na região entre o bocal e a frente da chama e determina a estabilização da chama turbulenta. Mais a jusante, a combustão ocorre novamente sob condições não misturadas (difusiva). Assim, a combustão parcialmente pré-misturada tem, no mínimo localmente, um importante papel em aplicações práticas (REIS, 2013).

Conforme Reis (2013), as chamas difusivas turbulentas são encontradas em larga escala nas aplicações industriais, porque comparadas às chamas pré-misturadas, são mais simples de projetar e de construir, já que uma mistura perfeita de comburente não é requerida. Além disso, são mais seguras para operar, pois não tem velocidade de propagação e não podem retornar (“flashback”) ou se autoignitar em locais não desejados.

2.5.3 Limites de flamabilidade

De acordo com Glassman *apud* Leal (2015), existe um conjunto de condições os quais permitem a propagação de uma chama de forma estável. Os limites inferior (LIF) e superior (LSF) de flamabilidade correspondem respectivamente às frações volumétricas (ou percentual em volume) mínimas e máximas de combustível em uma mistura comburente que quando submetida a uma fonte de ignição provoca uma combustão autossustentada.

De forma simplificada, este conceito de limite de flamabilidade estabelece que uma mistura oxidante-combustível somente será inflamável quando sua composição volumétrica estiver dentro do intervalo de flamabilidade, cujos extremos são definidos pelo limite inferior e superior de flamabilidade do combustível investigado (SHELDON *apud* LEAL, 2015).

Uma mistura somente queimará estavelmente se a concentração do combustível estiver entre os limites inferior (LIF) e superior (LSF) de flamabilidade. A medição dos limites de flamabilidade envolve experimentos repetidos com diferentes valores de variáveis como razão combustível/oxidante, porcentagem de diluentes, temperatura inicial e pressão inicial. Uma vez que a flamabilidade tende a ser fortemente afetada pelas condições do experimento, deve-se cuidar para que tais condições não interfiram nos resultados. Existem testes padrão, para os quais a temperatura e pressão iniciais são 25°C e 1 atm, respectivamente.

A Tabela 1 lista alguns valores de Limite de Flamabilidade Inferior (LIF) e Superior (LSF) e o percentual estequiométrico (PE) para alguns combustíveis conhecidos.

Tabela 1. Limites de flamabilidade de alguns combustíveis em ar

Composto	Fórmula	LIF [%]	LSF [%]	PE [%]
Monóxido de carbono	CO	12,5	74,2	29,58
Hidrogênio	H ₂	4	75	29,58
Metano	CH ₄	5	15	9,5
Etano	C ₂ H ₆	3	12,4	5,66
Etileno	C ₂ H ₄	3,1	32	6,54
Acetileno	C ₂ H ₂	2,5	80	7,75
Propano	C ₃ H ₈	2,1	9,5	4,03
Propileno	C ₃ H ₆	2,4	11	4,46

Fonte: Adaptado de GasNet *apud* Leal (2015)

Existem alguns fatores que influenciam nos limites de flamabilidade tais como temperatura inicial e pressão inicial do combustível. A elevação da temperatura inicial da mistura oxidante-combustível amplia os limites de flamabilidade, ou seja, o limite inferior se reduz e o limite superior se eleva, como pode ser visto na Tabela 2.

Tabela 2. Efeito da Temperatura Inicial do gás sobre os limites de flamabilidade de alguns gases

Temperatura inicial do gás	Limites de flamabilidade da mistura [%]			
	Metano	Hidrogênio	Monóxido de Carbono	Etileno
17	6,3 - 12,9	9,4 - 71,5	16,3 - 70,0	3,45 - 13,7
100	5,95 - 13,7	8,80 - 73,5	14,8 - 71,5	3,20 - 14,1
200	5,50 - 14,6	7,9 - 76,0	13,5 - 73,0	2,95 - 14,9
300	5,10 - 15,5	7,1-79,0	12,4 -75,0	2,75 - 17,9
400	4,80 - 16,6	6,3- 81,5	11,4 - 77,5	2,50-...

Fonte: GasNet *apud* Leal (2015)

2.6 Projeto Conceitual

De acordo com Pahl *et al*(2007), projeto conceitual é a parte do processo em que o caminho para a solução básica é estabelecido através da criação de uma solução de princípio. Ou seja, projeto conceitual especifica essa solução. Isto é feito identificando os problemas essenciais através de abstração, estabelecendo estruturas funcionais, buscando princípios de trabalho adequados e combinando-os em uma estrutura de trabalho.

O projeto conceitual deve ser focado na definição de uma “forma externa” que atenda as expectativas do consumidor em relação ao produto. Deve-se definir basicamente a forma e

função do produto, evitando o excesso de restrições, porém considerando o contexto da empresa e sua estratégia de desenvolvimento de produtos (IAROSINSKI NETO e FAVARETTO, 2005).

Segundo Iarozinski Neto e Favaretto (2005), o projeto conceitual ou projeto da “forma” do produto deve possibilitar o desenvolvimento das linhas básicas em termos de forma, permitir a produção de um conjunto de princípios ergonômicos, funcionais e de estilo e, finalmente, integrar no projeto do produto as restrições relacionadas com a empresa e ao contexto. O projeto conceitual inicia-se após a decisão de desenvolver uma oportunidade identificada. As atividades propostas para o projeto conceitual são: a descrição da oportunidade escolhida; a definição do cliente / usuário principal; a análise da oportunidade do ponto de vista das necessidades dos clientes / usuários; a análise detalhada dos produtos existentes; o estudo das tecnologias associadas; o estudo de materiais; a especificação dos requisitos básicos; a geração de ideias e, finalmente, a análise das alternativas encontradas, selecionando os melhores conceitos.

2.6.1 Metodologia do projeto conceitual

Projeto conceitual é a parte do processo em que o caminho para a solução básica é estabelecido através da criação de uma solução de princípio. Ou seja, projeto conceitual especifica essa solução. Isto é feito identificando os problemas essenciais através de abstração, estabelecendo estruturas funcionais, buscando princípios de trabalho adequados e combinando-os em uma estrutura de trabalho (PAHL *et al.*, 2007).

Na fase de projeto conceitual, primeiramente deve-se definir a função principal do produto a ser desenvolvido, desdobrando-se então em várias estruturas de funções até que haja a seleção de uma delas. A partir da estrutura selecionada, são propostos princípios de soluções para cada função, e assim são criadas alternativas de solução. Para cada uma delas, uma arquitetura é definida com a estrutura dos componentes do produto. Estas são desenvolvidas até originarem concepções que a partir daí serão selecionadas. A concepção que atende da melhor forma as especificações anteriormente definidas para atender as necessidades do cliente/usuário, será escolhida (ROZENFELD *et al. apud* DAL FORNO *et al.*, 2008).

O projeto conceitual inicia após a decisão de se desenvolver uma oportunidade identificada. Ele define as linhas básicas em termos de forma e função do produto, sem se preocupar demasiadamente com soluções tecnicamente viáveis. O objetivo do projeto conceitual é gerar um esboço da ideia do produto expressa através de uma forma estética que leve em conta as restrições relacionadas ao contexto da empresa, os requisitos de estilo, ergonômicos e funcionais (GOMES, 2000).

De acordo com Gomes (2000), o projeto conceitual é uma etapa caracterizada pela necessidade de se preservar a criatividade. Assim, a proposta de projeto conceitual aqui apresentada terá como referência os principais modelos do processo criativo. Em geral as etapas do processo criativo são: entendimento do problema, busca de informação, compreensão, elaboração de alternativas e verificação (avaliação e escolha). A proposta metodológica de projeto conceitual seguirá a mesma lógica das etapas do processo criativo e é apresentada na Figura 12.

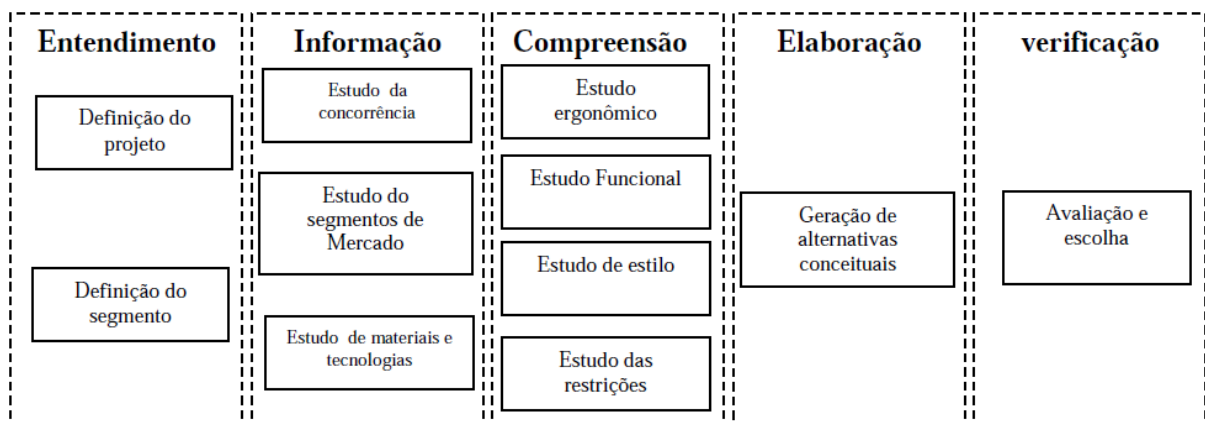


Figura 12 - Etapas do projeto conceitual
Fonte: Gomes (2000)

As etapas propostas são:

1. **Entendimento do Problema** - descrever claramente a oportunidade escolhida (formular o problema) – as atividades características desta etapa são a definição do problema e a escolha precisa do segmento de mercado.

2. **Busca de Informações** – o objetivo é definir com maior precisão as necessidades do cliente /usuário principal e buscar informações sobre produtos concorrentes, tecnologias e materiais.
3. **Compreensão aprofundada** - A compreensão traduz as necessidades e restrições identificadas em requisitos técnicos, funcionais, ergonômicos e de estilo.
4. **Elaboração de alternativas** – esta etapa desenvolve as possíveis soluções que atendam aos requisitos e estabelece uma ampla gama de alternativas de produtos.
5. **Verificação** - avalia e escolhe entre as alternativas encontradas, aquelas associadas aos melhores conceitos.

2.6.2 Desenvolvendo conceitos

O processo de seleção pode revelar lacunas nas informações sobre propriedades bastante importantes, chegando em um ponto que nem uma decisão robusta e pronta é possível, nem uma avaliação confiável. As propriedades mais importantes da combinação de princípios proposta devem ser atribuídas, primeiramente, a uma definição qualitativa concreta, e muitas vezes uma definição quantitativa robusta (PAHL, 2007).

Segundo Pahl (2007), características importantes do princípio de trabalho (como desempenho e suscetibilidade a falhas), da materialização (como requisitos de espaço, peso e vida útil) e de importantes restrições específicas do serviço devem todas serem conhecidas, pelo menos aproximadamente. Informações mais detalhistas bastam serem reunidas para promover combinações. Se necessário, um segundo ou terceiro processo de seleção deve seguir a coleta de outras informações.

De acordo com Pahl (2007), os dados necessários são fundamentalmente obtidos com a ajuda de alguns métodos, como:

- Cálculos robustos baseados em hipóteses simplificadas;
- Rascunhos ou desenhos em escala robustos de possíveis *layouts*, formas, requisitos de espaço, compatibilidade, entre outros;
- Experimentos preliminares ou testes modelo utilizados para determinar as propriedades principais ou para obter afirmações quantitativas aproximadas sobre o desempenho e extensão para otimização;

- Construção de modelos a fim de auxiliar análise e visualização (modelos cinemáticos, por exemplo);
- Modelagem análoga e simulação de sistemas, comumente com a ajuda de computadores (por exemplo, análise de perda e estabilidade de sistemas hidráulicos usando analogias elétricas);
- Buscas por patentes e literaturas com objetivos limitados;
- Pesquisa de mercado de tecnologias propostas, materiais, partes compradas, etc.

Com esses dados é possível firmar as combinações mais promissoras de princípios a um ponto em que possam ser avaliadas. As variantes devem revelar propriedades tanto técnicas quanto econômicas, permitindo assim uma avaliação mais precisa possível. Ao firmar soluções de princípio, é então conveniente manter potenciais critérios de avaliação, encorajando a elaboração premeditada da informação (PAHL, 2007).

2.7 *Software*

Software é uma sentença escrita em uma linguagem computável, para qual existe uma máquina capaz de interpretá-la. A sentença é composta por uma sequência de instruções e declarações de dados, armazenável em meio digital. Ao interpretar o *software*, a máquina computável é direcionada a realização de tarefas especificamente planejadas, para as quais o *software* foi planejado (FERNANDES, 2002).

De acordo com Paulino (2009), *software*, logiciário ou suporte lógico é uma sequência de instruções a serem seguidas e/ou executadas, na manipulação, redirecionamento ou modificação de um dado/informação ou acontecimento. *Software* também é o nome dado ao comportamento exibido por essa sequência de instruções quando executada em um computador ou máquina semelhante. Também é um produto e é desenvolvido pela Engenharia de *software*, e inclui não só o programa de computador propriamente dito, mas também manuais e especificações. Ainda de acordo com Paulino (2009), os tipos de software são classificados como: de sistema; aplicativo; de programação, de serviço; tutoriais; de exercitação; de investigação; de simulação; de jogos; abertos.

- *Software* de sistema: geralmente dividido em sistemas operacionais, que são de grande importância, pois eles nos dão a opção de "dizer ao computador o que ele deve fazer". Três exemplos bastante conhecidos do nosso público são o Mac, o Windows e o Linux; e programas utilitários, que geralmente são *softwares*

de menor porte com funções mais específicas tipo: verificação de disco, cópias de segurança entre outros.

- *Software* aplicativo: programas que são utilizados na execução de tarefas específicas. Os exemplos mais comuns são os processadores de texto, como o Word, que servem para trabalhar com os mais diversos tipos de textos; as planilhas eletrônicas como o Excel são poderosas ferramentas de cálculos que facilitam tanto aquele trabalho árduo de matemática, fazer gráficos com real representação dos dados; Browsers ou Navegadores, softwares usados para navegar na Web, dentre eles os mais conhecidos atualmente são: Windows Internet Explorer, Firefox, Google Chrome, Opera e Safári.
- *Software* linguagem de programação: tem como finalidade desenvolvimento de outros programas e sistemas de uso genérico. Utilizando este tipo de software um programador pode desenvolver sistemas como: Sistemas Contábeis, Administração de Empresas, Controle de Estoque/Venda/Compra etc.
- *Software* como serviço: é um modelo de distribuição de *software*, na qual não é vendido e instalado localmente, mas sim é liberado apenas o acesso ao serviço oferecido por este software e é licenciado para a utilização através da internet.
- *Software* tutorias: são usados para informar ou ensinar sobre determinado assunto, muito usados em treinamentos. Os conceitos transmitidos através desse *software* se restringem ao que foi previsto por uma equipe de desenvolvimento do mesmo.
- *Software* de exercitação: similar ao tutorial, mas aqui o usuário conta com maior interatividade através de resposta diante de questões que serão apresentadas.
- *Software* de investigação: permitem a localização de diversas informações a respeito de diversos assuntos. As enciclopédias são normalmente classificadas nesta categoria.
- *Software* de simulação: geralmente utilizados para simulações de situações da vida real. Dentre os mais conhecidos estão os simuladores de voo e os gerenciadores de cidades, muito conhecidos pelo mundo jovem nos jogos, mas, quando pensamos em simuladores pode-se errar a ligá-los somente a jogos, hoje eles são bastante usados em situações de treinamentos de pessoas para enfrentar casos no seu dia-a-dia.

- *Software* de jogos: relacionados a entretenimento para proporcionar lazer e diversão. Dispõem de muitos recursos interativos e existem de todos os tipos, desde estratégias até simulações reais.
- *Software* abertos: permitem que o usuário produza com liberdade e criatividade, se classificam nessa categoria aqueles softwares de apresentações, bancos de dados, e vários outros.

2.7.1 Evolução do *software*

De acordo com Furtado (2007), no início da era da computação softwares não eram produzidos em grande escala, dessa forma o controle de sua produção era mais simples de ser feito, não existiam métodos para controlar o desenvolvimento e nem equipes para realizar um controle da produção. Não existiam muitos métodos sistemáticos para realizar a programação, sua utilização ficava para segundo plano. O desenvolvimento de *software* era feito sem administração de forma virtual, ou seja, sem planejamento (PRESSMAN, 2006).

Este método de produção influenciava no prazo de entrega e nos custos de produção do *software*, o que também era influenciado pelo hardware que possuía alto custo e baixo poder de processamento e de armazenamento de informações. Segundo Pressman (2006), durante as três primeiras décadas da era do computador o maior desafio era desenvolver um tipo de hardware com custo de processamento e armazenagem de dados baixo.

A Figura 13 representa a evolução na produção durante cinco décadas e as diferentes questões norteadas de sua produção.

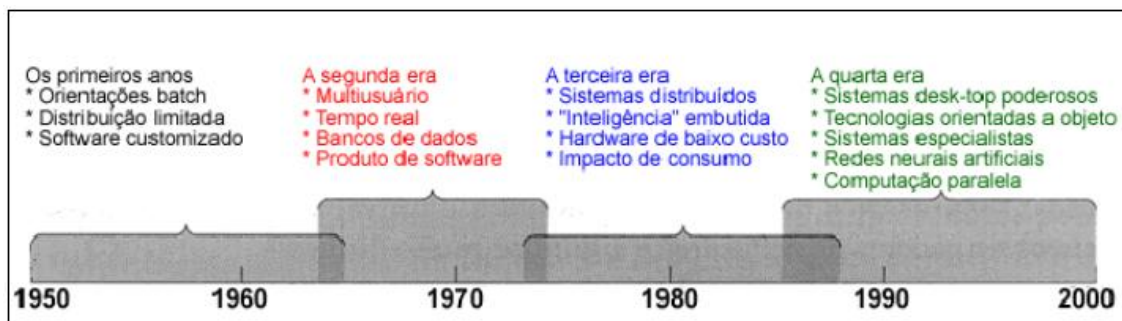


Figura 13- Evolução do software
Fonte: Pressman *apud* Furtado (2007)

De 1950 a 1960 os *softwares* eram produzidos sobre medida para cada aplicação através de orientações batch, dessa forma, a distribuição era prejudicada. Praticamente todos

os projetos de *softwares* produzidos ficavam dependentes de uma única pessoa, não havia quase documentação alguma, assim as empresas dependiam muito de seus funcionários (programadores). O *software* era desenvolvido pela própria pessoa ou organização que iria utilizá-lo. Suas manutenções eram feitas pela mesma pessoa que o desenvolvia, já que a rotatividade de empregos era baixa, assim os defeitos eram corrigidos por quem desenvolveu o sistema (PRESSMAN, 2006).

Já entre 1960 e 1970 ocorreram mudanças importantes no desenvolvimento de *software*, os sistemas começam a possuir interatividade através da utilização da multiprogramação e sistemas multiusuários; surgem os sistemas de tempo real que processavam instruções com maior velocidade gerando saídas rápidas, o que levou ao surgimento de sistemas que gerenciam bancos de dados. Começaram a ser criadas *softwarehouses*, onde o desenvolvimento dos sistemas era feito em larga escala para milhares de clientes. Segundo Pressman (2006), surgira um grande problema, todos os programas deveriam ser corrigidos ao serem detectadas falhas, e teriam que ser alterados para adaptarem as novas tecnologias e às exigências dos usuários. Assim foi criada uma nova atividade conhecida como “manutenção de *software*”, a qual começou a absorver muitos recursos.

De 1970 a 1980 os computadores pessoais começam a surgir, o uso de microprocessadores e estações de trabalho aumentam a produção de bens e serviços, as empresas que produzem software têm um alto crescimento e o software começa a se diferenciar em questão do hardware. O computador estava se tornando mais acessível, e o *software* adquiria mais qualidade (PRESSMAN, 2006).

De 1980 a 1990 surge a quarta era do *software* caracterizada por sistemas distribuídos, inteligência embutida, hardware de baixo custo e consumo. Os paradigmas de programação começam a mudar e programadores começam a utilizar conceitos de programação Orientada a Objetos (PRESSMAN, 2006).

A evolução de um *software* é necessária para realizar novas tarefas e alcançar novos objetivos. É preciso estar atento e observar as constantes mudanças que possam vir a ocorrer em um ambiente de funcionamento de um *software*, pois são essas mudanças que ocasionam a sua modificação. No presente capítulo, foram abordados os temas relacionados às turbinas a gás, às câmaras de combustão, à combustão, ao projeto conceitual e ao *software*, construindo a base teórica do trabalho. Estas informações serão utilizadas na construção dos resultados do mesmo.

3 METODOLOGIA

No presente capítulo é exposta a metodologia utilizada na pesquisa. Serão determinados a natureza e classificação da pesquisa, assim como os materiais e métodos adotados. Seguidamente, as variáveis e indicadores utilizados para a realização de análises e cálculos também serão expostos. Finalmente, os instrumentos de coleta de dados e o procedimento para tabulação destes também serão apresentados.

3.1 Tipo de Pesquisa

Segundo Gil (1999), a pesquisa tem um caráter pragmático. É uma maneira formal e sistemática de desenvolvimento do método científico. O objetivo fundamental da pesquisa é encontrar soluções para um problema, mediante o uso de procedimentos científicos.

De acordo com Minayo (2003), existem duas formas de realizar uma pesquisa, a qualitativa e a quantitativa. O método qualitativo é baseado na interpretação, o qual ocupa um lugar central na teoria e é constituído por um conjunto de técnicas que serão adotadas para construir uma realidade. A pesquisa é assim, uma atividade básica da ciência que se preocupa com as ciências sociais sem que possa ser quantificada, trabalhando com crenças, significados, valores e outros construtos profundos de relações que não podem ser reduzidos à operacionalização de variáveis.

A pesquisa qualitativa explora as características e cenários que não podem ser facilmente descritos numericamente. Os dados são coletados pela observação, descrição e gravação.

Já a pesquisa quantitativa, para Silva (2004), aborda todo o tipo de informação que pode ser traduzida em números utilizando métodos estatísticos, as opiniões e dados obtidos de acordo com os boletins de informação e pesquisa de campo.

Com relação ao objetivo da pesquisa, Gil (1999) classifica a pesquisa como exploratória, na qual sua finalidade é esclarecer, desenvolver e modificar ideias e conceitos, tendo em vista, hipóteses pesquisáveis para estudos posteriores, envolvendo levantamento bibliográfico, documental, entrevistas e estudos de caso. E ainda proporcionar uma visão geral, aproximada acerca de determinado fato; descritiva, em que se observa, analisa, e descreve as características de determinada população ou fenômeno ou estabelece relações entre variáveis, tendo como principal técnica, a coleta de dados; e explicativa, que identifica

os fatores que contribuem ou determinam a ocorrência dos fenômenos, de modo a aprofundar o conhecimento da realidade, pois explica a razão e o porquê das coisas.

Quanto aos procedimentos técnicos, a pesquisa bibliográfica baseia-se na utilização de livros e obras acadêmicas, sejam estas impressas ou digitalizadas e obtidas via Internet, e também por meio de dados que se obtém através de estudo de casos e experimentos. Já a pesquisa experimental, está mais próxima às Ciências Naturais, sendo a grande responsável pelos maiores avanços científicos, por meio da manipulação de variáveis controladas adequadamente, com o intuito de observar, examinar e interpretar as alterações e reações ocorridas em seu objeto de pesquisa, utilizando técnicas especiais, e equipamentos adequados.

Fonseca (2002) especifica pesquisa documental como sendo elaborada através das mais diversas fontes sem tratamentos analíticos. Ainda segundo o mesmo autor, a pesquisa participante caracteriza-se pelo envolvimento e identificação do pesquisador com as pessoas investigadas.

Já a pesquisa-ação é realizada e concebida a partir de bases empíricas em estreita associação com uma ação ou resolução de um problema no qual os pesquisadores e participantes representativos da situação ou do problema estão envolvidos de modo cooperativo ou participativo.

Segundo Yin (2001), estudo de caso envolve um estudo minucioso e exaustivo de um ou mais objetos de maneira que permita seu amplo e detalhado conhecimento, com a lógica do planejamento, da coleta e da análise de dados. Para Gil (1999), os exemplos mais característicos desse tipo de pesquisa são os de investigações sobre ideologias ou aquelas que se propõem à análise das diversas posições acerca de um problema.

Baseado nas informações apresentadas, este trabalho consiste, quanto à abordagem de uma pesquisa, em uma pesquisa quantitativa, pois utiliza de dados numéricos, cálculos e processo de análise estatístico, deixando de lado resultados alcançados por observações e interpretações. Quanto ao objetivo, em uma pesquisa descritiva, devido ao fato de que irá se observar e analisar a viabilidade técnica de uma câmara de combustão de uma microturbina a gás, a fim de descrever, registrar e comparar os resultados obtidos de eficiência térmica de acordo com as mudanças nas variáveis do sistema. O presente trabalho ainda abrange uma pesquisa de caráter bibliográfico, visto que é fundamentada em uma variedade de livros, teses, dissertações, artigos e internet, com o objetivo de enriquecimento teórico para realização do estudo proposto.

3.2 Materiais e Métodos

Para o presente trabalho foi necessário um estudo bibliográfico a fim de apresentar o equipamento a ser analisado e a ferramenta empregada neste estudo. Além disso, foram escolhidos os equipamentos necessários e o *software* a ser utilizado.

A Figura 14 Representa um fluxograma com as etapas para a realização deste trabalho.

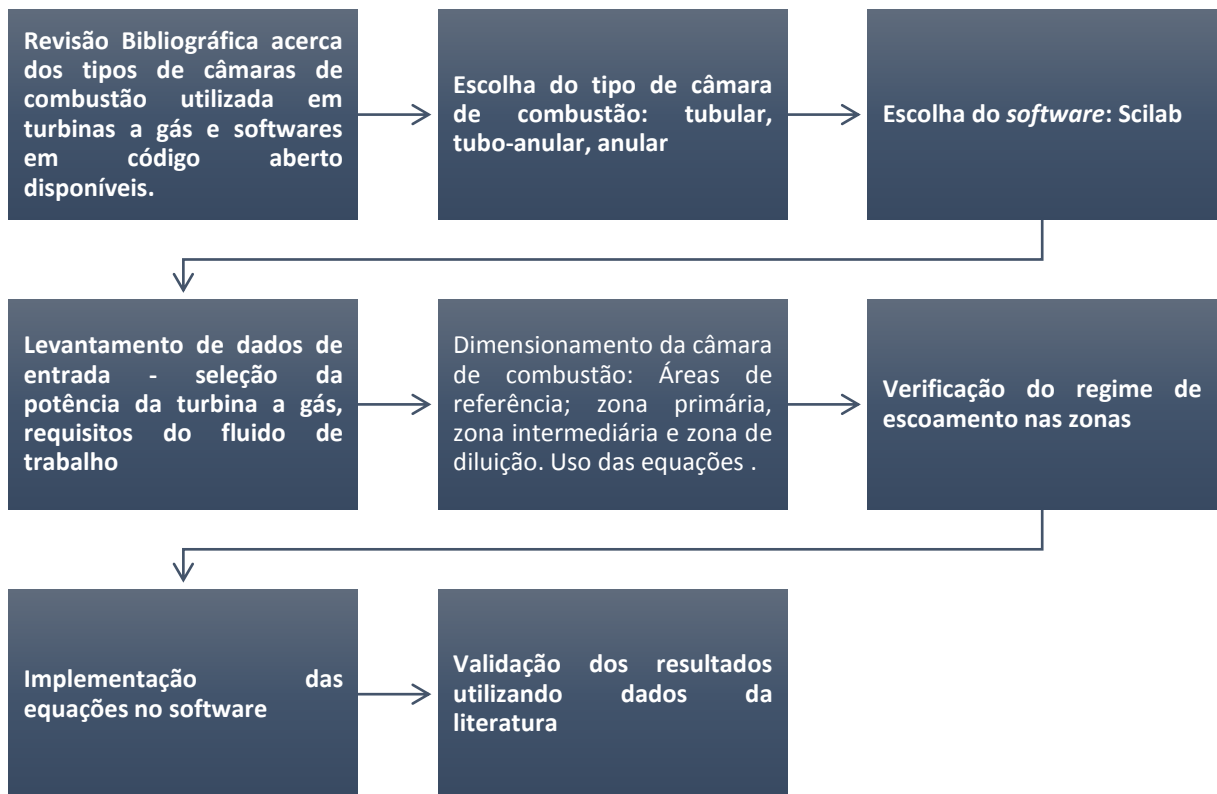


Figura 14 – Fluxograma das etapas para realização deste trabalho.
Fonte: Pesquisa Direta (2018)

A metodologia mostrada na Figura 15 a seguir, foi proposta por Melconian e Modak *apud* Lacava e Alves (2009) e será utilizada para a realização deste trabalho. Alguns passos foram omitidos por não serem necessários neste caso, como “selecionar injetor de combustível”, “selecionar sistema de ignição” e “estimar perda de pressão devido à combustão”.

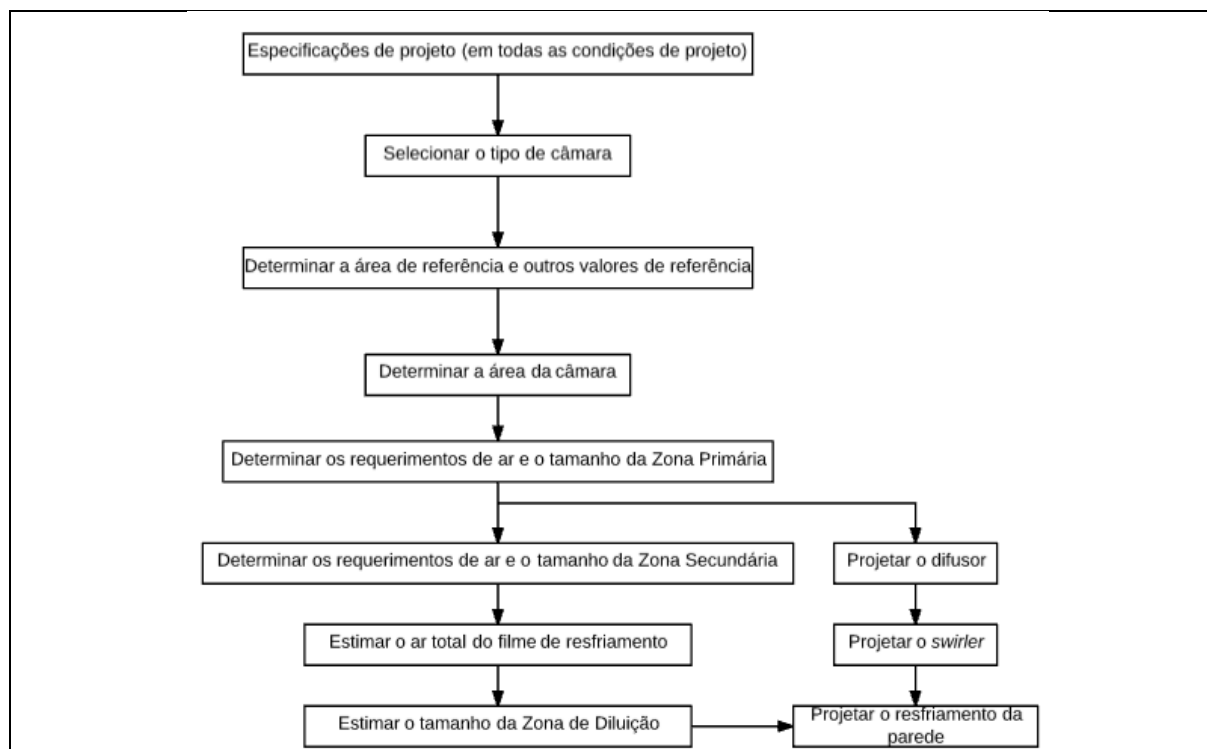


Figura 15 - Diagrama de projeto de uma câmara de combustão.
 Fonte: Adaptado de Melconian e Modak (*apud* LACAVA; ALVES, 2009).

De acordo com os passos apresentados na Figura 15 nos próximos itens as equações essenciais para a compreensão da metodologia serão apresentadas, sendo estas suficientes para tal entendimento (LACAVA; ALVES, 2009).

3.3 Variáveis e Indicadores

Segundo Gil (1999) pode-se dizer que variável é qualquer coisa que pode ser classificada em duas ou mais categorias. É uma medida ou classificação, uma quantidade que varia, um conceito operacional que apresenta ou contém valores, propriedade, aspecto ou fator, identificado em um objeto de estudo e passível verificação.

Para o estudo e medição de cada variável, existem alguns indicadores que são selecionados de acordo com os objetivos da pesquisa, sendo classificados de forma qualitativa ou quantitativa. Referente às definições apresentadas e os objetivos do trabalho, são separadas as variáveis e indicadores, segundo mostrado na Tabela 3.

Tabela 3. Variáveis e Indicadores de pesquisa

Variáveis	Indicadores
Turbina a Gás	<ul style="list-style-type: none"> • Pressão de entrada; • Temperatura de entrada; • Potência total requerida;
Câmara de Combustão	<ul style="list-style-type: none"> • Pressão de entrada e de saída; • Temperatura de entrada e de saída; • Eficiência; • Combustível; • Dimensões dos componentes e das zonas de combustão;

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

3.4 Instrumentos de Coleta de Dados

Nesta etapa acontece a coleta de dados em cima do tema abordado a fim de obter o embasamento necessário para a pesquisa através de revisões bibliográficas, observações e experimentos.

Como já mencionado neste capítulo, esta pesquisa é de natureza bibliográfica, quantitativa e descritiva, logo todos os dados necessários para o estudo serão adquiridos através de uma profunda pesquisa bibliográfica, utilizando livros, teses, dissertações e catálogos, associada com uma observação direta a fim de alcançar dados teóricos e práticos, e também através de um estudo de caso que será realizado posteriormente, com o intuito de conseguir informações úteis para realizar uma comparação entre os dados reais encontrados na teoria e dados obtidos por meio de modelagens matemáticas.

3.5 Tabulação de Dados

A partir dos dados obtidos pela teoria, serão propostos os modelos do problema e, posteriormente, serão realizadas simulações numéricas, que permite maior facilidade na resolução dos cálculos e melhor visualização dos dados obtidos na modelagem proposta neste

trabalho. Além disso, será empregado o software Microsoft Word para relatar e discutir os resultados obtidos.

3.6 Considerações Finais do Capítulo

Neste capítulo foram mostradas as classificações referentes ao tipo de pesquisa, apresentando as ferramentas e técnicas utilizadas de forma a executar este trabalho. Abordaram-se também todos os materiais e métodos utilizados para o desenvolvimento efetivo da pesquisa. Além de ter delimitado a área em que ocorre esta pesquisa e também a forma como foi realizada a coleta e tabulação dos dados obtidos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, são apresentados os dados de entrada do problema anteriormente proposto, serão detalhados os critérios de dimensionamento da câmara de combustão através dos cálculos de projeto das dimensões da carcaça, tubo de chama, difusor e *swirler*. Para dimensionar os orifícios de entrada de ar, são realizados cálculos de temperatura nas várias zonas da câmara assim como na parede do tubo de chama contando com um filme de resfriamento. Ao praticar toda a metodologia apresentada neste trabalho, é possível encontrar as principais dimensões da câmara, assim como alguns parâmetros operacionais.

Para validação do programa, será utilizado o trabalho de conclusão de curso da Ingrid Gomes Corrêa, que aborda o tema “Projeto conceitual de uma câmara de combustão de uma microturbina a gás através da dinâmica dos fluidos computacional”, para comparação de resultados.

4.1 Especificações do Projeto

Para início de projeto, definiu-se alguns parâmetros, mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 - Especificações de Projeto

Composição do ar	21% de Oxigênio e 79% de Nitrogênio
Tipo da câmara de combustão	Tubular
Ângulo de escoamento de ar	60°
Diâmetro externo do swirler	0,030 m
Diâmetro dos orifícios da zona de diluição	0,00254 m

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

Ao início do programa foi solicitado ao usuário: \dot{m}_2 , vazão mássica de entrada no compressor em kg/s; T_2 , temperatura de entrada no compressor, em Kelvin; P_2 , pressão de entrada no compressor, em MPa; R_p , razão de pressão; η , rendimento do compressor; a fração

molar de cada combustível dentre os cadastrados (metano, etano, propano e GLP), podendo conter apenas 1 combustível ou uma combinação entre eles; T_4 , temperatura de entrada na turbina, em Kelvin; escolher entre turbina aeronáutica ou estacionária; escolher entre palhetas curvadas ou retas; e $\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_2}$, a vazão da valor mássica na zona primária.

A partir desses dados, e dos resultados das equações abaixo pode-se calcular: o R_{ar} , pela equação (9); cv_2 , pela equação (10); k_2 , pela equação (11); T_{3s} , pela equação (12); T_3 , pela equação (13).

$$PM_{ar} = (0,79 * (2 * 14,0067)) + (0,21 * (2 * 15,999)) \quad (71)$$

$$cp_2 = \left(\frac{4,184}{PM_{ar}} \right) * \left[(0,79 * (6,5 + 0,001 * T_2)) + (0,21 * (8,27 * (0,000258 * T_2))) \right. \\ \left. - \left(\frac{187700}{T_2^2} \right) \right] \quad (72)$$

$$h_2 = \left(\frac{4,184}{PM_{ar}} \right) * \left[(6,8717 * (T_2 - 298)) + (0,00042209 * (T_2^2 - 298^2)) \right. \\ \left. + \left(\left(\frac{39417}{T_2} \right) - \left(\frac{39417}{298} \right) \right) \right] \quad (73)$$

Sendo que PM_{ar} é dado em kg/kmol, cp_2 , cv_2 e h , a entalpia, em kJ/kg.

Após calcular esses valores, usando a temperatura T_{3s} , e fazendo uso de iterações, é possível encontrar valores de cp_3 , cv_3 , k_3 e T_3 com menor erro possível.

Com isso, é calculado os valores de h_{3s} (equação 14) e h_3 (equação 15), com T variando de T_2 a T_3 . A partir dos valores de h_2 e h_3 , e por iterações, é possível calcular o T_3 final (equação 16), a temperatura de saída do compressor, com T variando de T_2 ao T_3 final.

A Tabela 5 apresenta os dados de entrada e resultados da Ingrid Gomes e a Figura 16 apresenta os resultados do programa utilizando os mesmo dados de entrada da Ingrid Gomes, em relação ao compressor.

Tabela 5 - Dados de entrada apresentados no trabalho de conclusão de curso para comparação

Vazão mássica de entrada no compressor	$\dot{m}_2 = 0,0983 \text{ kg/s}$
Temperatura de entrada no compressor	$T_2 = 298 \text{ K}$
Pressão de entrada no compressor	$P_2 = 0,101325 \text{ MPa}$
Razão de pressão	$R_p = 1,8$
Eficiência isentrópica do compressor	$\eta_c = 0,7$
Combustível	GLP
Fração do combustível	100%
Temperatura de entrada na turbina	$T_4 = 1073 \text{ K}$
Tipo de turbina	Estacionária
Forma da palheta	Reta
Razão entre a vazão mássica na zona primária e a vazão total	$\frac{\dot{m}_{zp}}{\dot{m}_2} = 0,23$

Fonte: Adaptado de Correa, 2018.

Com os dados de entrada da Tabela 5, Correa (2018) obteve como resultado a temperatura de entrada da câmara de combustão de 373,7 K (100,6°C).

```

Cálculo das variáveis do compressor:
Insira o valor da vazão massica na entrada do compressor, em kg/s: 0.0983

Insira o valor da temperatura de entrada no compressor, em Kelvin: 298

Insira o valor da Pressão de entrada no compressor, em MPa: 0.101325

Insira a razão de pressão: 1.8

Insira o rendimento do compressor: 0.7

Insira a quantidade de metano, entre 0 e 1: 0

Insira a quantidade de etano, entre 0 e 1: 0

Insira a quantidade de propano, entre 0 e 1: 0

Insira a quantidade de GLP, entre 0 e 1: 1

Insira a temperatura de entrada da turbina, em Kelvin: 1073

Digite 1 para turbina aeronáutica ou 2 para turbina estacionária: 2

Digite 1 para palheta curvada e 2 para palheta reta: 2

Insira o valor da vazão mássica na zona primária, entre 0.15 e 0.24 da vazão total: 0.23

A tempertura de entrada da câmara de combustão, em Kelvin, é: 369.991

h2, em kJ/kg, é: 0

h3, em kJ/kg, é: 70.9618

```

Figura 16- Dados de entrada e resultados do programa em relação ao compressor

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.1 Câmara de combustão

A câmara de combustão está entre as estações 3 e 4 da turbina. A partir do combustível escolhido e a quantidade determinada pelo usuário, por iteração das equações abaixo, é possível calcular a temperatura de chama do combustível pela equação (17), utilizando α igual a 1 e com T variando de T_3 até a T_{chama} . O Cp_{total} é a média ponderada do Cp dos gases de combustão cada combustível. O Cp dos gases de combustão do combustível é calculado fazendo a média ponderada do Cp de cada componente: Cp_{CO_2} , equação (18); Cp_{H_2O} , equação (19); Cp_{N_2} , equação (20), de acordo com a combustão de cada combustível:

Após calcular a T_{chama} , e com a T_4 , que já foi inserida pelo usuário, pode-se calcular α , o excesso de ar necessário para que a temperatura de saída da câmara de combustão seja a solicitada pelo usuário, com as mesmas equações anteriores, acrescentando nos cálculos o Cp_{O_2} , equação (21), no cálculo do Cp dos gases de combustão, e, por consequência no Cp_{total} , respeitando suas proporções.

Com o α calculado, podemos determinar a razão global de equivalência, pela equação (22), que é o fator inverso de α (BATISTA, 2011).

A partir de R_p é possível calcular P_3 , equação (23), a pressão de entrada na câmara de combustão, e também P_4 , equação (24), a pressão de saída, considerando que há uma perda de 3%. A Figura 17 apresenta os resultados do programa em relação a câmara de combustão e a tabela 6 apresenta os resultados do trabalho de Correa (2018).

Tabela 6–Comparação entre Resultados em relação à câmara de combustão

Parâmetros	Correa (2018)	Este trabalho
Excesso de ar da turbina	$\alpha = 3,300$	$\alpha = 3,778$
Razão global de equivalência	$\phi_{global} = 0,303$	$\phi_{global} = 0,265$

Fonte: Adaptado de Correa 2018. Pesquisa direta, 2018

```

Câmara de Comustão:
O PCI total do combustível usado, em cal/mol, é: 561956

A temperatura de chama do combustível, em Kelvin, é: 2452.41

Excesso de ar:

ALFA é igual a: 3.77779

A razão global de equivalência é: 0.264705

P3, em MPa, é:0.182385
P4, em MPa, é:0.176913

```

Figura 17 - Resultados do programa em relação a câmara de combustão
Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.2 Vazão do combustível

A vazão do combustível \dot{m}_c pode ser calculada a partir da equação de energia, equações (25) e (26), com T variando de T_3 a T_4 , C_p utilizado é o C_{p_2} , que é o C_p do ar, apresentados na Figura 18.

```

A vazão do combustível, em kg/s, é de: 0.000121485

A vazão total na câmara de combustão, em kg/s, é:0.0984215
h4, em kJ/kg, é:139.231

```

Figura 18 - Resultados do programa em relação à vazão do combustível
Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.3 Dimensionamento do combustor

Com os dados de entrada da câmara de combustão já determinados, pode-se determinar as dimensões do combustor. Este deve atender requisitos tanto aerodinâmicos do escoamento como químicos da combustão. Primeiramente, serão feitas as considerações aerodinâmicas. O primeiro passo é calcular a área de referência, ou seja, a área a seção transversal do *case*.

Nesta situação, as perdas de pressão entre a entrada e saída estão diretamente ligadas ao tipo da câmara de combustão. Considerando a câmara do tipo tubular, as perdas de pressão sugeridas por Lefebvre *apud* Lacava;Alves (2009) são:

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = 37 \quad (74)$$

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_2} = 0,07 \quad (75)$$

Sendo: ΔP_{3-4} é a perda de pressão na câmara de combustão; q_{ref} é a pressão dinâmica de referência e P_3 a pressão na entrada da câmara de combustão.

Assim, considerando as questões aerodinâmicas, pode-se calcular a área do *case* ($A_{ref,a}$), pela equação (22).

No cálculo da área de referência, as condições químicas geralmente superam as condições aerodinâmicas, por causa disso, as ponderações químicas são calculadas baseando-se na eficiência esperada. Tal eficiência é determinada através do parâmetro θ e obtida na Figura 19sugerida por Lefebvre (*apud* LACAVA; ALVES, 2009), sendo papel do projetista decidir a condição de operação mais adequada.

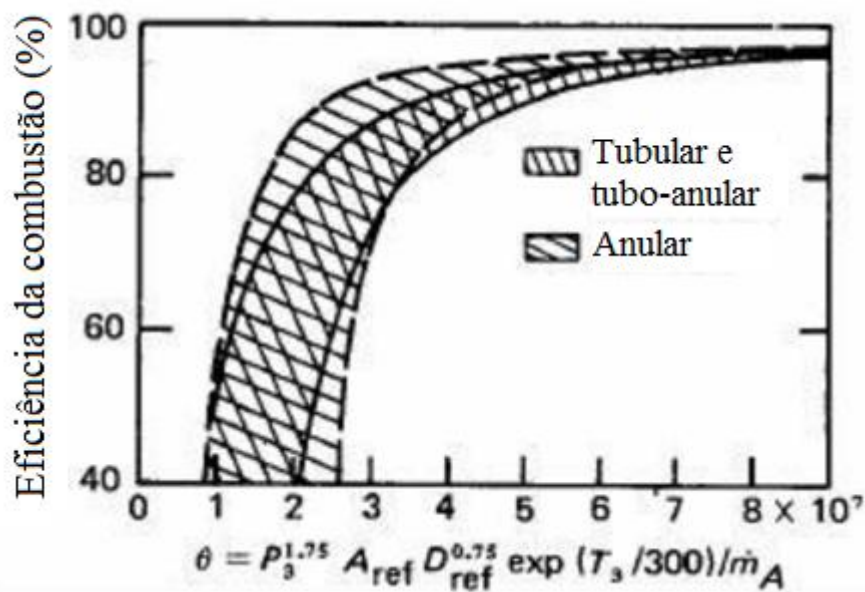


Figura 19 - Curva de eficiência da combustão em função do parâmetro θ
Fonte: Lefebvre *apud* Lacava e Alves (2009).

Logo, para a máxima eficiência da combustão, a área de referência deve ser calculada em função do valor máximo de θ , pela equação (28) e utilizando os valores abaixo. (LACAVA; ALVES, 2009).

$$\theta_{max} = 74 * 10^6 \quad (76)$$

$$\phi_{zp} = 1,32 \quad (77)$$

O diâmetro calculado com as equações (76) e (77) é o que provocaria a maior eficiência de combustão (aproximadamente 96%). Contudo, se tratando de uma câmara tubular, para sua decorrente fabricação, é interessante que este diâmetro coincida com os diâmetros de tubos disponíveis comercialmente (BATISTA, 2011). A partir disso, é solicitado ao usuário o diâmetro comercial mais próximo do calculado anteriormente, faz-se o cálculo reverso para encontrar um novo θ e para que se encontre uma nova eficiência, a partir das equações (78), (79) e (80) a seguir.

$$\begin{aligned} \text{Eficiência 1} = & 2,2328.10^{-38} \times \theta^5 - 4,9485.10^{-30} \times \theta^4 + 4,1598.10^{-22} \times \theta^3 - 1,6509.10^{-14} \times \theta^2 \\ & + 3,0993.10^{-07} \times \theta - 1,2936 \end{aligned} \quad (78)$$

$$\begin{aligned} \text{Eficiência 2} = & 8,2858.10^{-39} \times \theta^5 - 2,8605.10^{-30} \times \theta^4 + 3,7235.10^{-22} \times \theta^3 - 2,3145.10^{-14} \times \theta^2 \\ & + 6,9509.10^{-07} \times \theta - 7,2292 \end{aligned} \quad (79)$$

$$\text{Eficiência final} = (\text{Eficiência 1} + \text{Eficiência 2}) / 2 \quad (80)$$

De acordo com Malconian e Modak (*apud* LACAVA; ALVES, 2009), calculados os dois valores, aerodinâmico e químico, de A_{ref} e D_{ref} , o projetista deve escolher o maior valor de A_{ref} entre eles. Uma maior área de referência ocasiona menores velocidades de escoamento tanto interno quanto externo ao *liner*, suavizando a perda de pressão da câmara, e proporciona maiores dimensões para as zonas de combustão, aumentando o tempo de residência e consequentemente a eficiência de combustão.

Segundo Lacava e Alves (2009), a relação entre a área de referência e a área do tubo de chama (*liner*) pode ser calculada pela equação (31).

Como dito anteriormente, a área do case tem relação direta com a eficiência de combustão, associada indiretamente pelo parâmetro θ . Sendo assim, para dimensionar o comprimento da câmara de combustão, o *liner* é dividido considerando as zonas de

combustão, de acordo com os comprimentos da zona primária, intermediária e de diluição (BATISTA, 2011).

Desta forma, os comprimentos das zonas primária, intermediária e de diluição podem ser calculados pelas equações (32), (33) e (34), respectivamente. Finalmente, o comprimento total da câmara de combustão, desde a saída do injetor até o final da zona de diluição pode ser obtido pela equação 35 (LACAVA; ALVES, 2009).

A Tabela 7 apresenta os resultados obtidos em Correa (2018) e neste trabalho e a Figura 20 apresenta os resultados do programa, em relação ao dimensionamento à câmara de combustão.

Tabela 7 - Resultados do dimensionamento da câmara de combustão

Parâmetros	Correa (2018)	Este trabalho
Área de referência levando em conta as questões aerodinâmicas	$A_{ref,a} = 0,0029 \text{ m}^2$	$A_{ref,a} = 0,00286 \text{ m}^2$
Área de referência levando em conta as questões químicas	$A_{ref,q} = 0,0085 \text{ m}^2$	$A_{ref,q} = 0,0091 \text{ m}^2$
Diâmetro de referência levando em conta as questões químicas	$D_{ref,q} = 0,104 \text{ m}$	$D_{ref,q} = 0,107 \text{ m}$
Diâmetro comercial utilizado mais próximo do $D_{ref,q}$	$D_{ref,util} = 0,100 \text{ m}$	$D_{ref,util} = 0,100 \text{ m}$
Área de referência utilizando o diâmetro comercial indicado	$A_{ref,final} = 0,0078 \text{ m}^2$	$A_{ref,final} = 0,00786 \text{ m}^2$
Eficiência de combustão calculada	93%	95,2%
Área do <i>liner</i>	$A_{ft} = 0,0055 \text{ m}^2$	$A_{ft} = 0,00549 \text{ m}^2$
Comprimento da zona primária	$L_{zp} = 0,063 \text{ m}$	$L_{zp} = 0,0627 \text{ m}$
Comprimento da zona intermediária	$L_{zs} = 0,042 \text{ m}$	$L_{zs} = 0,0418 \text{ m}$
Comprimento da zona de diluição	$L_{zd} = 0,16 \text{ m}$	$L_{zd} = 0,158 \text{ m}$
Comprimento total da câmara de combustão	$L_{cc} = 0,265 \text{ m}$	$L_{cc} = 0,263 \text{ m}$

Fonte: Adaptado de Correa, 2018. Pesquisa direta, 2018.

```

Combustor:

A área de referência, levando em conta as questões aerodinâmicas, em metros quadrados, é : 0.00286114
O diâmetro de referência, levando em conta as questões aerodinâmicas, em metros, é: 0.0603566
O diâmetro de referência, em relação as condições químicas, em metros, é: 0.107742
A área de referência, em relação as condições químicas, em metros quadrados, é: 0.0091172
Insira o diâmetro comercial mais próximo do valor do diâmetro de referência que leva em conta as condições químicas, em metros: 0.1

A nova eficiência, em porcentagem, é de: 95.2642
A área de referência final, em metros quadrados, é: 0.00785398
A área do liner, em metros quadrados, é: 0.00549779
O comprimento da zona primária, em metros, é: 0.0627495
O comprimento da zona intermediária, em metros, é: 0.041833
O comprimento da zona de diluição, em metros, é: 0.158965
O comprimento total da câmara de combustão, em metros, é: 0.263548

```

Figura 20 - Resultado do programa em relação ao dimensionamento do combustor
 Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.4 Dimensionamento do difusor

A Figura 21 a seguir exibe a geometria do difusor, onde estão indicados os diâmetros utilizados no cálculo do difusor.

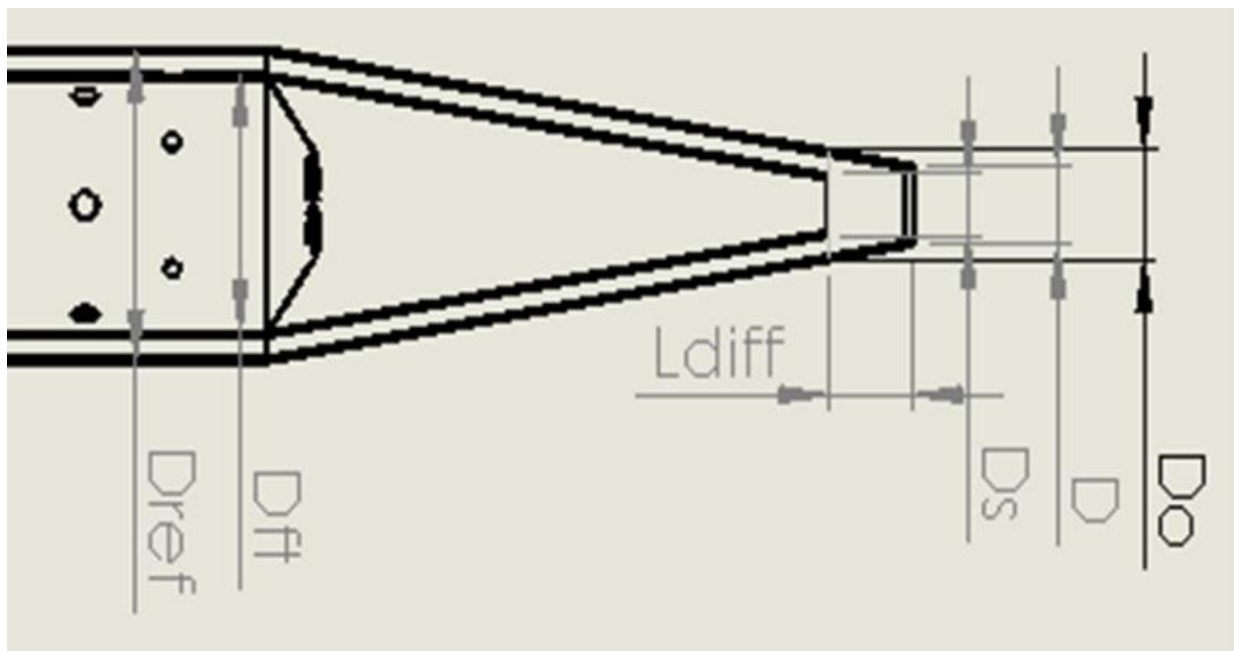


Figura 21 – Geometria básica do difusor.
 Fonte: Lacava; Alves, 2009.

De acordo com Lacava e Alves (2009), a área anular A_{an} equivale à diferença entre as áreas de referência e do *liner*, representadas na Figura 21 por D_{ref} e D_{ft} respectivamente. A área A representa a saída do compressor, indicada na Figura 21 por D .

O diâmetro de entrada do *case* corresponde ao diâmetro de saída do compressor, que neste caso é uma polegada. Algumas condições são sugeridas por Lacava e Alves (2009), para o cálculo do difusor. Primeiramente, ele expõe que nos projetos convencionais de câmara de combustão, cerca de metade do ar admitido na zona primária é através do *swirler* e da refrigeração da cúpula, passando pela área A_s , que é a área de entrada do *liner*, indicado na Figura 21 por D_s . Diante disso, a vazão mássica de ar que passa na região anular entre o *liner* e o *case* é dada pela equação (36).

A segunda consideração de Lacava e Alves (2009) é que a área externa à entrada do *liner* A_0 , indicada na Figura 21 por D_0 , é calculada considerando a velocidade do ar nesta seção igual à velocidade do ar na seção de A_{an} . Desta forma, pode-se relacionar essas áreas com as já calculadas do *liner* e do *case*. A velocidade do ar (V) pode ser calculada pela equação (37).

Uma adaptação na equação (37) e pode-se calcular a velocidade na área anular (V_{an}) aplicando a vazão mássica referente à mesma área, pela equação (38). A área da região anular (A_{an}) pode ser calculada pela equação (39) e a área do *case* na entrada do *liner* (A_0) pela equação (40).

O próximo passo é encontrar um ângulo de inclinação ψ que minimize as perdas de carga no escoamento. A equação (41) é utilizada para determinar o ângulo ideal de inclinação do difusor, considerando que a perda de pressão no escoamento seja da ordem de 0,01 da pressão de entrada (LACAVA; ALVES, 2009).

$$\frac{\Delta P_{diff}}{P_2} = 0,01 \quad (81)$$

Sendo: $\frac{\Delta P_{diff}}{P_2}$ é a razão de perda de pressão no difusor.

Além disso, pode-se determinar a área de entrada do *liner* (A_s) com base no fator coeficiente de descarga ($C_{d,s}$) que é normalmente aproximado para uma unidade, pela equação (42). A vazão de ar que passa pela entrada do *liner* (\dot{m}_s), que é a mesma vazão que passa pelo *swirler* (\dot{m}_{sw}), podem ser calculados pela equação (43). O comprimento do difusor pode ser calculado pela equação (44) (LACAVA; ALVES, 2009).

A Tabela 8 apresenta os resultados de Correa (2018) e deste trabalho e a Figura 22 apresenta os resultados do programa, ambos em relação ao dimensionamento do difusor.

Tabela 8 - Resultados em relação ao dimensionamento do difusor

Parâmetros	Correa (2018)	Este trabalho
Área anular	$A_{an} = 0,0024 \text{ m}^2$	$A_{an} = 0,00235 \text{ m}^2$
Vazão mássica através da região anular	$\dot{m}_{an} = 0,087 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$\dot{m}_{an} = 0,0869 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Velocidade do ar na entrada do <i>case</i>	$V = 114,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$V = 113,419 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Velocidade do ar na área anular	$V_{an} = 21,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$V_{an} = 21,58 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Área do <i>case</i> na entrada do <i>liner</i>	$A_0 = 0,0027 \text{ m}^2$	$A_0 = 0,00266 \text{ m}^2$
Ângulo de inclinação do difusor	$\psi = 4,81^\circ$	$\psi = 6,61^\circ$
Área de entrada no <i>liner</i>	$A_s = 0,00031 \text{ m}^2$	$A_s = 0,000306 \text{ m}^2$
Diâmetro de entrada do <i>liner</i>	$D_s = 0,0197 \text{ m}$	$D_s = 0,01974 \text{ m}$
Comprimento do difusor	$L_{diff} = 0,195 \text{ m}$	$L_{diff} = 0,141 \text{ m}$

Fonte: Adaptado de Correa, 2018. Pesquisa direta, 2018.

A área anular, em metros quadrados, é: 0.00235619
A vazão mássica através da região anular, em kg/s, é : 0.0869955
A velocidade do ar na entrada do case, em m/s, é: 113.419
A velocidade do ar na área anular, em m/s, é: 21.5861
Área do case na entrada do liner, em metros quadrados, é: 0.00266237
O ângulo de inclinação do difusor, em graus, é: 6.61931
A área de entrada do liner, em metros quadrados, é: 0.000306172
O diâmetro de entrada do liner, em metros, é: 0.0197441
O comprimento do difusor, em metros, é: 0.14142

Figura 22 - Resultados do programa em relação ao dimensionamento do difusor

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.5 Swirler

Segundo experimentos realizados por Melconian e Modak *apud* Lacava; Alves (2009), a vazão mássica do swirler deve estar entre 3 a 12% da vazão de ar proveniente do compressor, o ângulo das pás (α_{sw}) deve estar entre 45 e 70° e o número de pás é geralmente entre 8 e 10. O ângulo de escoamento de ar (β_{sw}) pode ser considerado igual ao ângulo das pás, resultando assim em nenhum escorregamento entre o escoamento e as pás.

A Figura 23 apresenta a geometria do *swirler*. Assim como no dimensionamento do difusor, o do *swirler* deve ser realizado para a maior vazão de ar.

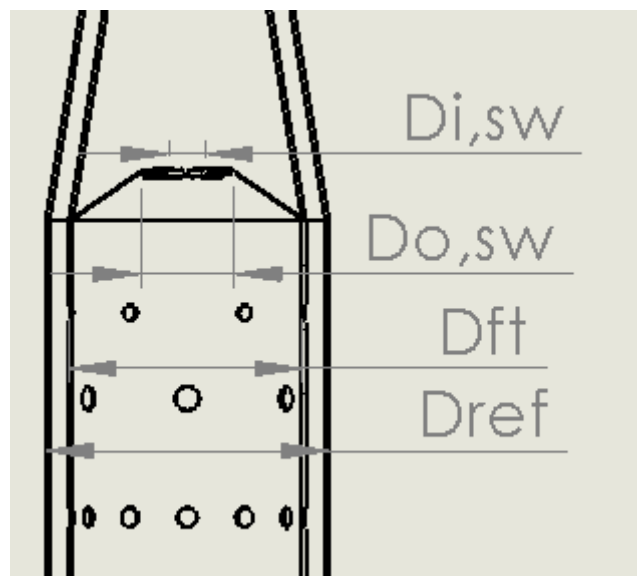


Figura 23 – Esquema e geometria do *swirler*.
Fonte: Lacava; Alves (2009).

$D_{0,sw}$ e $D_{I,sw}$, mostrados na Figura 23, são os diâmetros da coroa do *swirler* e do acoplamento do injetor de combustível, respectivamente. Pode-se calcular a área da coroa utilizando uma equação (45) evidenciada por Knight e Walker (*apud* LACAVA; ALVES, 2009) baseada na perda de pressão no *swirler*:

O fator de forma da palheta do *swirler* leva em consideração se esta é curvada ou reta. Quando reta é igual a 1,30 e quando curvada 1,15. Neste projeto serão consideradas palhetas retas, e o ângulo de escoamento do ar será 60° (LACAVA; ALVES, 2009).

A perda de carga do *swirler* pode ser calculada pelas equações (46), (47) e (48). Contudo, as pás impõem uma resistência à passagem do ar, quando há mudança no ângulo, também há mudança na passagem real. Portanto, Lacava e Alves (2009) sugerem que a área do *swirler* seja 50% maior que a calculada, conforme a equação (49).

Uma vez calculada a área da coroa do *swirler*, pode-se calcular seu diâmetro $D_{0,sw}$. De acordo com Lacava e Alves (2009), é essencial que o escoamento se espalhe radialmente com alta componente tangencial de velocidade ao deixar o *swirler*, gerando assim uma região de baixa pressão na região central e forçando a reversão de parte do escoamento. Portanto, para que isso aconteça, é necessário que o diâmetro do *swirler* seja cerca de 30% do valor de D_{ft} , de acordo com a equação (50). Com isso, a área equivalente pode ser calculada pela equação (51).

Aplicando essa nova área, calcula a perda de carga do *swirler*, nota-se uma diminuição de cerca de 85% no valor desta. Desta forma, os dados utilizados no projeto serão estes.

Este último cálculo da área do *swirler* está relacionada à quantidade de ar que passa pelo *swirler*, a área ocupada pelo injetor, que deve ser concêntrico, não foi considerada. Logo, o diâmetro externo $D_{0,sw}$ será fixado em 0,030m e o diâmetro interno $D_{I,sw}$ poderá ser calculado pela equação (52).

Segundo Sawyer *apud* Batista (2011), o comprimento da zona de recirculação é de aproximadamente o dobro do diâmetro da coroa do *swirler*, podendo ser então calculado pela equação (53).

Com o comprimento da zona de recirculação calculado, pode-se calcular o ângulo de inclinação e o comprimento do *snout* com as equações (54) e (55), respectivamente. (CONRADO *apud* LACAVA; ALVES, 2009):

Onde: θ é o ângulo de inclinação da zona de recirculação e L_{snout} é o comprimento do *snout*, como exibido na Figura 24.

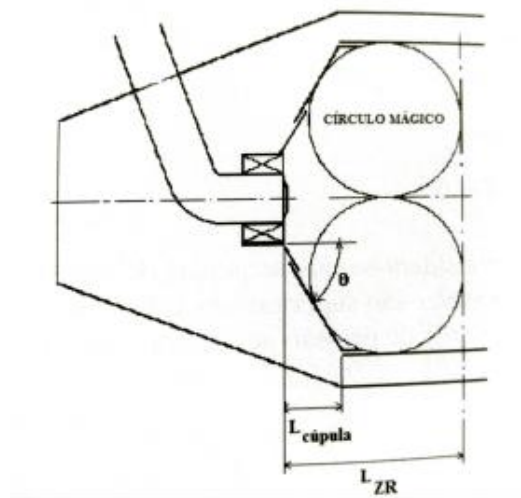


Figura 24 – Detalhes da geometria da cúpula e da zona de recirculação.
Fonte: LACAVA; ALVES (2009).

A Tabela 9 apresenta os resultados de Correa (2018) e deste trabalho e a Figura 25 apresenta os resultados do programa, ambos em relação ao dimensionamento do *swirler*.

Tabela 9 - Resultados em relação ao dimensionamento do *swirler*

Parâmetros	Correa (2018)	Este trabalho
Diâmetro do <i>swirler</i>	$D_{sw} = 0,0251 \text{ m}$	$D_{sw} = 0,02509 \text{ m}$
Área do <i>swirler</i>	$A_{sw} = 0,000495 \text{ m}^2$	$A_{sw} = 0,000494 \text{ m}^2$
Diâmetro interno do <i>swirler</i>	$D_{i,sw} = 0,0164 \text{ m}$	$D_{i,sw} = 0,01643 \text{ m}$
Comprimento da zona de recirculação	$L_{zr} = 0,0502 \text{ m}$	$L_{zr} = 0,05019 \text{ m}$
Ângulo de inclinação da zona de recirculação	$\theta = 59,323^\circ$	$\theta = 59,323^\circ$
Comprimento do <i>snout</i>	$L_{snout} = 0,0174 \text{ m}$	$L_{snout} = 0,01737 \text{ m}$

Fonte: Adaptado de Correa, 2018. Pesquisa direta, 2018.

<pre> Diâmetro do swirler, em metros, : 0.0250998 Área final do swirler, em metros quadrados, é: 0.000494801 O diâmetro interno do swiler é: 0.0164317 O comprimento da zona de recirculação, em metros, é: 0.0501996 O ângulo de inclinação da zona de recirculação, em graus, é: 59.323 O comprimento do snout, em metros, é: 0.0173712 </pre>
--

Figura 25 - Resultados do programa em relação ao dimensionamento do *swirler*

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

4.1.6 Transferência de calor para as paredes do *liner*

Continuando o projeto, determina-se a transferência de calor para as paredes do *liner*. Esta transferência pode ocorrer por radiação, convecção ou condução. A radiação vinda da combustão, devido à um filme de ar frio que os orifícios criam impedindo a condução de calor, é a maior responsável pelo calor recebido pelo *liner*. A convecção também troca calor através dos gases quentes e a parede do *liner*.

Após calcular a transferência de calor total, define-se a posição e geometria das fendas de resfriamento por iteração. Contudo, como o trabalho atual tem regime curto e trabalha com baixas pressões, é admitido que não há necessidade de fendas de resfriamento nas paredes do *liner*.

4.1.7 Determinação dos orifícios

A última etapa do projeto da câmara de combustão é a determinação dos orifícios de distribuição do ar. Para a realização desta etapa, determinando a vazão de ar que entra pelos orifícios distribuídos nas três zonas, é necessário agrupar todos os resultados obtidos até aqui.

Na zona primária, a vazão que entra pelos orifícios (\dot{m}_{hzp}) é a vazão total da zona primária subtraída da vazão de ar do *swirler*. Foi determinado anteriormente que 23% da admissão total de ar passa pela zona primária, destes 23% metade passa pelo *swirler*. Logo, a vazão mássica de ar que passa pelos orifícios pode ser calculada conforme equação (56).

Na zona intermediária, a vazão que passa pelos orifícios (\dot{m}_{hzs}) será a vazão total da zona, sendo que é sugerido por Lacava e Alves (2009) que esta seja 30% do ar total admitido, conforme a equação (57).

Segundo Lacava e Alves (2009), a vazão de ar na zona intermediária deve estar entre 20 e 40%. Entretanto, o percentual de ar de entrada reservado para o filme de resfriamento ainda deve ser determinado, de acordo com a equação (58).

Como margem de segurança, a quantidade de ar reservada para o resfriamento (\dot{m}_{hzf}) será um pouco maior que a calculada, o percentual será 10%, conforme a equação (60).

Por fim, na zona de diluição, a vazão nos orifícios (\dot{m}_{hzd}) será a vazão total da câmara menos a da zona primária, zona intermediária e do filme de resfriamento, que pode ser calculada pela equação (61).

Devido à indeterminação do coeficiente de descarga dos orifícios, determinar e distribuir os orifícios é um processo iterativo. O primeiro passo deste processo é determinar a razão de passagem β , ou seja, a razão entre a vazão total que entrará pelos orifícios de uma fileira (\dot{m}_h) e a vazão da área anular (\dot{m}_{an}), conforme apresentado da equação (61)

O coeficiente de descarga C_d é utilizado na determinação da área dos orifícios, Lacava e Alves (2009) sugerem atribuir o valor de 0,5 inicialmente para estimativa. A determinação do somatório das áreas dos orifícios, A_h , para cada fileira, considerando a perda de pressão localizada na passagem do escoamento $\Delta P_h/P_{in}$ igual a 0,06, se dá por (LACAVA; ALVES, 2009), pode ser realizada pela equação (62).

Com as áreas acima, é possível determinar a quantidade e diâmetro dos orifícios em cada zona, considerando o coeficiente de descarga e os valores de M_i , número de Mach, e utilizando as equações (63) a (67).

$$M_1 = 0,5 ; M_2 = 0,6 ; M_4 = 0,7 \quad (82)$$

Esse cálculo foi realizado para determinar os orifícios da zona primária, intermediária e de diluição. Para calcular o número de orifícios da zona de resfriamento, definiu-se:

$$d_{orif} = 0,00254 \text{ m} \quad (83)$$

A partir desse valor, pode-se calcular o número de orifícios da zona de resfriamento utilizando as equações (68) e (69).

O posicionamento dos orifícios no *liner* segue o comprimento de cada zona, começando do *swirler*. A primeira fileira, que alimenta a zona primária, localiza-se no final da zona de recirculação. A segunda fileira fica posicionada no início da zona intermediária, desta forma, o ar percorre todo seu comprimento. A fileira da zona de diluição localiza-se também no início desta, ao final da zona intermediária, para que o ar percorra o comprimento. E, finalmente, os orifícios do filme de resfriamento ficam ao final do comprimento total da câmara, estes são essenciais para manter a quantidade de ar nas zonas de combustão e limitar a vazão de ar na região anular (BATISTA, 2011).

A Figura 26 apresenta os resultados do programa em relação à determinação dos orifícios em cada zona.

Determinação dos orifícios:

Zona primária:

A área total dos orifícios da zona primária, em metros quadrados, é: 0.000116611

Zona intermediária:

A área total dos orifícios da zona intermediária, em metros quadrados, é: 0.000304202

Filme de resfriamento:

A área total do filme de resfriamento, em metros quadrados, é: 0.000101401

Zona de diluição:

A área total dos orifícios da zona de diluição, em metros , é: 0.000385322

Determinação da quantidade e diâmetro dos orifícios:

Zona primária:

A quantidade de orifícios da zona primária é igual a: 4

O diâmetro dos orifícios da zona primária, em milímetros, é igual a:6.09248

Zona intermediária:

A quantidade de orifícios da zona intermediária é igual a:6

O diâmetro dos orifícios da zona intermediária, em milímetros, é igual a: 8.03452

Filme de resfriamento:

A quantidade de orifícios da zona de resfriamento é igual a: 22

O diâmetro dos orifícios da zona intermediária, em milímetros, é igual a: 2.54

Zona de diluição:

A quantidade de orifícios da zona de diluição é igual a:6

O diâmetro dos orifícios da zona de diluição, em milímetros, é igual a:9.04256

Figura 26 - Resultados do programa em relação ao cálculo dos orifícios

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O presente capítulo apresenta as conclusões tomadas a partir dos resultados obtidos. Posteriormente são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

O estudo de câmaras de combustão visa cada vez mais encontrar uma forma eficiente econômica e tecnicamente de queimar o combustível, ainda mais se tratando da aplicação em microturbinas a gás, conhecida pelo baixo custo inicial e alta eficiência para situações onde o trabalho gerado necessário é relativamente baixo. O objetivo desse trabalho foi analisar o projeto de uma câmara de combustão por meio do *software Scilab*, mostrando a viabilidade técnica.

O projeto básico da câmara de combustão consistiu em identificar os problemas de projeto mais comuns, estabelecer e desenvolver estruturas de possíveis soluções e melhorias, determinar os principais parâmetros e considerações para a realização do projeto, realizar os cálculos destes parâmetros baseados nas considerações e hipóteses a fim de dimensionar a câmara de combustão, e finalmente, simular o funcionamento da câmara de combustão por meio do *software Scilab* analisando as alterações dos parâmetros, para que seja constatada a viabilidade ou não do uso desta na microturbina a gás.

Para este trabalho, primeiramente foi feito um estudo teórico baseando-se principalmente em livros relacionados a turbinas e a combustão e artigos relacionados à projetos de câmara de combustão. Para a realização do projeto em si, foram calculadas as dimensões e as condições de operação da câmara, considerando o Ciclo Brayton, seguindo a metodologia sugerida por Lacava e Alves no Capítulo 4: Projeto básico de câmaras de combustão, da publicação da II Escola de Combustão, utilizando o Microsoft Excel.

A contribuição no desenvolvimento do programa de cálculo de uma câmara de combustão para uma microturbina a gás foi a rapidez no processo deste cálculo, uma vez que existem muitos parâmetros que tornam o processo iterativo, sem manipulação de dados e com um erro aceitável. O programa fornece ao usuário o tamanho da câmara de combustão, de

cada zona do equipamento, da quantidade de furos em cada zona, diâmetro e área de passagem do *swirler*, mostrando o dimensionamento deste equipamento.

5.2 Recomendações

A partir dos resultados deste trabalho e das conclusões alcançadas, é sugerido como trabalho futuro a implementação de outras variáveis, para que leve em consideração as questões de equilíbrio químico da combustão, acrescentar outros tipos de combustível, desenvolvimento do programa para outros tipos de câmara.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BATISTA, Vinicius O. *Desenvolvimento e construção da câmara de combustão e uma microturbina a gás*. Pato Branco: UTFPR, 2011.
- BORGNAKKE, C. Fundamentos da Termodinâmica / Claus Borgnakke, Richard E. Sonntag; coordenação e tradução de Roberto de Aguiar Peixoto. – São Paulo : Blucher, 2013.
- BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 2ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2002.
- CONRADO, A. C., Metodologia para Projeto de Câmara de Combustão de Turbina a Gás, Trabalho de Graduação, Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos, 2002.
- CORREA, I. G., Projeto Conceitual de uma Câmara de Combustão de uma Microturbina a Gás através da dinâmica dos fluidos computacional. Trabalho de Graduação, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2018.
- FERNANDES, J. *O que é um programa (software)?*. Disponível em <<https://cic.unb.br/~jhcf/MyBooks/iess/Software/oqueehsoftware.html>> Acesso em 05/18.
- FURTADO, Thiago Bellotti. *Evolução de Software: fundamentos, processos e aplicação*. [manuscrito] / Thiago Bellotti Furtado. – Juiz de Fora: Centro de Ensino Superior de Juiz de Fora, 2007. 46 f.
- GIAMPAOLO, A. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*. 3ed. The Fairmont Press, 2008.
- GIL, A. C. *Métodos e técnicas de pesquisa social*. São Paulo: Atlas, 1999.
- GLASSMAN, I.; YETTER, R. *Combustion*. 4 ed, Elsevier, 2008.
- GOMES, Luiz Vidal N; *Criatividade – Projeto – Desenho – Produto*; SCHDS, 2000.
- IAROSINSKI NETO, A.; FAVARETTO, F. *Projeto conceitual: O projeto da “forma” do produto*. Curitiba: PUC/PR, 2005.

- KERZNER, H. *Project Management: a systems approach to planning, scheduling and controlling*. 9 ed. John Wiley& Sons, 2006.
- KOTLER, Philip. *Administração de marketing: análise, planejamento, implementação e controle*. 5. ed. São Paulo: Atlas, 1998. 725 p. ISBN 85-224-1825-X
- LACAIVA, P. T.; ALVES, A. *Projeto Básico de Câmaras de Combustão*. Combustão em Turbinas a Gás, II Escola de Combustão, São José dos Campos, cap 4, p. 112-135, jun 2009.
- LEAL, E. M. *Combustão: Material de Apoio à Disciplina*. Ouro Preto: UFOP, 2014.
- LEFEBVRE, Arthur H.; BALLAL, Dilip, R. *Gas Turbine Combustion: Alternative fuels and emissions*. 3 ed. CRC Press, 2010.
- MARTINELLI, L. C. J. *Teoria das Máquinas Térmicas*. <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAiVkAL/teoria-das-maquinas-termicas>>DeTEC. Panambi/2002.
- NASA. Esquema e estações de uma turbina a gás. Disponível em <<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/turbdraw.html>>Acesso em 28/11/2018.
- NASCIMENTO, D. C. M. *Desenvolvimento de uma câmara de combustão para uma Turbina a gás*. TÉCNICO LISBOA, 2015.
- PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K. H. *Engineering Design: A Systematic Approach*. 3 ed. Springer, 2007.
- PAULINO, D. *Tipos de software*. Disponível em <https://www.oficinadanet.com.br/artigo/1908/tipos_de_software_-_voce_realmente_sabe_o_que_e_um_software> Acesso em 05/18.
- PRESSMAN, R. S. *Engenharia de software*. 3. ed. São Paulo: Pearson Education, 2006. 1028 p.
- QUEIROZ, M; MATIAS, J. A. *Básico de Turbina a gás*. Jan/2013 <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAepQEAL/basico-turbinas-a-gas-petrobras>>

- REIS, L. C. B. S. *Análise do escoamento turbulento por um queimador industrial a gás utilizando dinâmica dos fluidos computacional*. 2013. 173 f. Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/106458>>.
- RODRIGUES, L. O.; NASCIMENTO, M. A. R. *Análise Aerodinâmica e Térmica de uma Câmara de Combustão anular de Turbinas a Gás Utilizando CFD*. Cadernos UniFOA, Volta Redonda, ano IV, n. 9, p. 13-22, abril. 2009.
- ROGALSKI, M. *Turbinas a gás*. Paraná: Universidade Tuiuti do Paraná, 2015.
- SARAVANAMUTTOO, H. I. H; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H. *Gas turbine theory*. 5 ed. Pearson, 2001.
- SILVA, C. R. O. *Metodologia do trabalho científico*. Fortaleza: Centro Federal e Educação Tecnológica do Ceará, 2004.
- SOUZA, Thalys P. S. *Projeto de uma microturbina a gás*. Belo Horizonte: CEFET-MG, 2011.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



DECLARAÇÃO

Certifico que o aluno **Isabella Paula Macedo Dias**, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado **“Desenvolvimento de um programa em linguagem scilab para o projeto básico de uma câmara de combustão usada em uma microturbina a gás”** efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.

Ouro Preto, 18 de dezembro de 2018.

Profa. Dra. Elisângela Martins Leal

Orientadora