

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ABC**  
**ENGENHARIA AEROESPACIAL**

**CAIO CESAR MARQUES VELLOSA**

**PROJETO PRELIMINAR DE CÂMARA DE COMBUSTÃO DE  
MICROTURBOJATO**

**São Bernardo do Campo**

**2020**

**CAIO CESAR MARQUES VELLOSA**

**PROJETO PRELIMINAR DE CÂMARA DE COMBUSTÃO DE  
MICROTURBOJATO**

Trabalho de Graduação apresentado ao curso de Engenharia Aeroespacial da Universidade Federal do ABC, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Aeroespacial.

**Orientador: Prof. Dr. Alexandre Alves**

**São Bernardo do Campo**

**2020**

Velloso, Caio Cesar Marques  
PROJETO PRELIMINAR DE CÂMARA DE COMBUSTÃO DE  
MICROTURBOJATO / Caio Cesar Marques Velloso. — 2020.

95 fls.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Alves

Trabalho de Conclusão de Curso — Universidade Federal do ABC,  
Bacharelado em Engenharia Aeroespacial, São Bernardo do Campo, 2020.

1. Projeto de Câmara de Combustão. 2. Microtubojato. 3. Microturbina. 4.  
Combustão. 5. Turbina a gás. I. Alves, Alexandre. II. Bacharelado em  
Engenharia Aeroespacial, 2020. III. Título.



**CENTRO DE ENGENHARIA, MODELAGEM E CIÊNCIAS  
SOCIAIS APLICADAS**

**ENGENHARIA AEROESPACIAL**

**Aluno: Caio Cesar Marques Velloso**

**RA: 11037613**

**Título do TG: Projeto Preliminar de Câmara de Combustão de Microturbojato**

**Avaliador Orientador: Alexandre Alves**

**Instituição: Universidade Federal do ABC - UFABC**

**Conceito atribuído ao trabalho: A**

**Avaliador: Fábio Antônio da Silva Mota**

**Instituição: Universidade Federal do ABC - UFABC**

**Conceito atribuído ao trabalho: A**

**Avaliadora: Thaís Maia Araújo**

**Instituição: Universidade Federal do ABC - UFABC**

**Conceito atribuído ao trabalho: A**

**Avaliador: Loreto Pizzuti**

**Instituição: Universidade Federal do ABC - UFABC**

**Conceito atribuído ao trabalho: A**

**Data: 09/12/2020**

**Conceito Final: A**

**Assinatura do Orientador**

Dedico este trabalho aos meus avós, *in memoriam*: Durides, Josepha e Maria Rosa, os quais ficariam cheios de orgulho ao testemunhar esta conquista.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente aos meus pais, os quais proveram tudo que necessitei para viver, especialmente neste momento no qual pude me dedicar para a elaboração deste trabalho.

Agradeço também ao Prof. Dr. Alexandre Alves, que além de sugerir o tema abordado, demonstrou grande comprometimento em repassar seu vasto conhecimento sobre o assunto, contribuindo com esmero na melhoria do texto.

Por último, presto agradecimentos a UFABC em geral, a qual permitiu minha formação.

*"Se experimentar prazer com a Matemática, não a esquecerá facilmente e haverá, então, uma grande probabilidade de que ela se torne alguma coisa mais: uma ocupação favorita, uma ferramenta profissional, a própria profissão, ou uma grande ambição."*

(George Pólya)

## **RESUMO**

Microturbojatos compõem um segmento de motores cada vez mais importante no cenário de expansão da utilização de drones e veículos aéreos não tripulados. Alinhado neste sentido, o presente trabalho apresenta uma metodologia de projeto para o dimensionamento preliminar de câmara de combustão anular de microturbojatos. De forma a validá-la, a metodologia foi aplicada a um projeto de uma câmara de combustão anular de um microturbojato real, e teve seus resultados comparados com o motor fabricado. A comparação validou o equacionamento empregado, apresentando resultados coerentes com a abordagem praticada pelo projetista do equipamento.

Palavras chave: microturbojato; microturbina a gás; combustão; câmara de combustão; combustor.



## **ABSTRACT**

Micro turbojets are part of an important engine segment in the growth scenario of the use of drones and unmanned aerial vehicles. Aligned with this fact, this work presents a design methodology for the preliminary dimensioning of the annular combustion chamber of micro turbojets. In order to validate it, the methodology was adapted to a real micro turbojet combustion chamber design and had its results compared with the engine manufactured. The comparison validated the equations, presenting results consistent with the method applied by the combustor designer.

Keywords: micro turbojets; micro gas turbine; combustion; combustion chamber; combustor;

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema básico de uma turbina a gás. ....	29
Figura 2 – Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Brayton. ....	30
Figura 3 – Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Brayton real, refletindo as ineficiências dos componentes e as perdas de pressão. ....	31
Figura 4 – Ilustração do corte longitudinal de uma turbina a gás modelo microturbojato. ....	31
Figura 5 – Fotografia de um microturbojato típico – corte longitudinal. ....	32
Figura 6 – Combustor de fluxo reverso: (a) Recorte do motor Lycoming T-53; (b) Desenho esquemático de um combustor de fluxo reverso. ....	35
Figura 7 – Configuração básica de um combustor anular convencional. ....	36
Figura 8 – Zonas de um combustor anular convencional. ....	37
Figura 9 – Determinação das zonas de combustão e do círculo mágico na seção longitudinal do combustor. ....	38
Figura 10 – Padrão bidimensional do fluxo de ar na câmara de combustão e ilustração da temperatura dos gases. ....	38
Figura 11 – Vista lateral do microturbojato sem o bocal de entrada do compressor, sem a carcaça externa e sem a tubeira. Visão do exterior do tubo de chama. ....	44
Figura 12 – (a) vista frontal e (b) vista traseira do microturbojato semidesmontado. ....	45
Figura 13 – Visão diagonal de uma representação trimétrica do tubo de chama do microturbojato K-80G. ....	45
Figura 14 – Tipos de resfriamento de parede. ....	57
Figura 15 – Perfil da temperatura dos gases ao longo do tubo de chama. ....	61
Figura 16 – Dimensões associadas às fendas de arrefecimento. ....	62
Figura 17 – Formas de transferência de calor através da parede do tubo de chama. ....	65
Figura 18 – Visão do corte transversal do combustor anular ilustrando a configuração dos orifícios de admissão. ....	68
Figura 19 – Geometria do orifício de admissão de ar. ....	70
Figura 20 – Tipos de orifício de admissão de ar. (a) orifício circular de canto vivo; (b) orifício circular de canto convexo. ....	70
Figura 21 – Desenho da seção longitudinal do motor simulado pelo Gasturb® e a numeração das seções transversais. ....	75
Figura 22 – Resultados da simulação de ciclo de máxima RPM do K-80G no Gasturb®. ....	75
Figura 23 – Mapa do compressor do K-80G gerado pelo Gasturb®. ....	78

Figura 24 – Mapa da turbina do K-80G gerado pelo Gasturb®. ....	78
---	----

Quadro 1 – Vantagens e desvantagens de cada tipo de combustor. ....	34
Quadro 2 – Referências na escolha dos dados de entrada no Gasturb®. ....	76
Quadro 3 – Critérios de escolha dos dados de entrada no Gasturb®. ....	77
Quadro 4 – Resultados da simulação de rotação máxima do K-80G no Gasturb®. ....	77
Quadro 5 – Demais valores adotados para a implementação da metodologia. ....	79
Quadro 6 – Distribuição das fileiras de orifícios de admissão por zona. ....	84

Gráfico 1 – Correlação entre eficiência de combustão e o parâmetro $\theta$ (Theta).....	51
Gráfico 2 – Temperatura de chama adiabática em função da razão de equivalência da combustão de JET-A1 e ar em diferentes temperaturas.....	52
Gráfico 3 – Influência do tipo de orifício e perda de pressão no coeficiente de descarga. ....	71
Gráfico 4 – Temperatura dos gases e das paredes ao longo do tubo de chama.....	81

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Expressões de $C_p$ em função da temperatura para a maioria dos produtos de combustão de hidrocarbonetos. ....	24
Tabela 2 - Coeficientes dos polinômios de 3º grau das curvas de ajuste do $\Delta h_{s,i} T_{ref} T$ . ....	25
Tabela 3 - Dados termodinâmicos das espécies envolvidas no exemplo. ....	26
Tabela 4 – Dados fornecidos pelo fabricante e características do microturbojato KingTech K-80G. ....	46
Tabela 5 – Parâmetros aerodinâmicos de referência. ....	54
Tabela 6 – Expressões para o cálculo da altura de referência e da altura do tubo de chama para três tipos de combustores. ....	55
Tabela 7 – Equações para se obter a temperatura dos gases localmente. ....	61
Tabela 8 – Equações para se obter vazão mássica dos gases localmente. ....	62
Tabela 9 – Resultados relativos à combustão na condição de operação de máximo empuxo. ....	80
Tabela 10 – Áreas e alturas características ....	80
Tabela 11 – Comprimento preliminar das zonas ....	81
Tabela 12 – Temperatura dos gases de entrada e saída em cada zona. ....	81
Tabela 13 – Distribuição de ar em cada zona ....	82
Tabela 14 – Comparativo das áreas dos orifícios pelo cálculo proposto e pelas dimensões reais. ....	82

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

$A$	Área [ $m^2$ ]
$A/C$	Razão ar combustível
$C_p$	Calor específico a pressão constante [ $J/(kg\ K)$ ]
$D$	Altura [ $m$ ]
$D^*$	Constante empírica
$H$	Entalpia [ $J$ ]
$K$	Fator de perda de pressão dos orifícios
$N$	Número
$P$	Pressão [ $Pa$ ]
$PM$	Peso molecular [ $g/mol$ ]
$Q$	Quantidade de calor [ $J$ ]
$R$	Constante universal dos gases [ $J/(kg\ K)$ ]
$Re$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura [ $K$ ]
$U$	Energia interna [ $J$ ]
$V$	Volume [ $m^3$ ]
$ZD$	Zona de Diluição
$ZP$	Zona Primária
$ZS$	Zona Secundária
$b$	Fator de temperatura de entrada [ $K$ ]
$d$	Diâmetro
$k$	Constante qualquer; Condutividade térmica [ $W.m^{-1}.K^{-1}$ ]
$l_b$	Comprimento característico do gás
$m$	Massa [ $kg$ ]; Razão entre quantidades de movimentos
$\dot{m}$	Vazão mássica [ $kg/s$ ]
$p$	Pressão estática [ $Pa$ ]
$q$	Razão entre a massa de combustível e a massa de ar
$r$	Raio [ $m$ ]

$s$	Altura da fenda [ $m$ ]
$t$	Espessura [ $m$ ]
$u$	Velocidade [ $m/s^2$ ]
$x$	Posição [ $m$ ]

#### Letras Gregas

$\Delta$	Diferença/variação
$\alpha$	Razão entre a área dos orifícios e a área anular
$\beta$	Razão de admissão de ar pelos orifícios e vazão anular
$\delta$	Fator de perda de quantidade de movimento
$\eta$	Eficiência
$\theta$	Parâmetro theta
$\mu$	Viscosidade dinâmica [ $Pa \cdot s$ ]
$\mu$	Razão entre a quantidade de ar admitido e a área dos orifícios
$\rho$	Densidade [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ ]
$\psi$	Carga cinética do combustível [ $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3} \cdot Pa^{-n}$ ]
$\epsilon$	Emissividade
$\phi$	Razão de equivalência

#### Subscritos

1	Região logo ao início do difusor
2	Região logo ao final do difusor
3	Região entre o compressor e a câmara de combustão
4	Região entre a câmara de combustão e a turbina
$h$	Fileira de orifícios
$D$	Descarga
$F$	Formação
$H$	Fileiras de orifícios
$R$	Reação
$ZR$	Zona de Recirculação
$ad$	adiabática

<i>an</i>	Região anular
<i>ar</i>	Ar
<i>arref</i>	Arrefecimento
<i>cc</i>	Câmara de combustão
<i>comb</i>	combustível
<i>e</i>	estimada
<i>eff</i>	efetivo
<i>esteq</i>	Estequiométrico
<i>ext</i>	Externo
<i>f</i>	final
<i>ft</i>	Tubo de chama
<i>g</i>	Gás
<i>i</i>	inicial
<i>int</i>	Interno
<i>r</i>	Resfriamento
<i>ref</i>	Referência
<i>s</i>	sensível
<i>w</i>	Parede do tubo de chama

#### Sobrescritos

°	Padrão
T	Temperatura

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1 Motivação do Trabalho .....</b>	<b>17</b>
<b>1.2 Objetivo do Trabalho .....</b>	<b>17</b>
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>18</b>
<b>2.1 Combustão .....</b>	<b>18</b>
2.1.1 Modos de Combustão e Tipos de Chama.....	18
2.1.2 Estequiometria.....	19
2.1.3 Limites de Flamabilidade .....	21
2.1.4 Termodinâmica Química.....	21
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>29</b>
<b>3.1 Turbinas a Gás .....</b>	<b>29</b>
<b>3.2 Combustor .....</b>	<b>32</b>
3.2.1 Tipos de combustor .....	34
3.2.2 Configuração básica de um combustor .....	35
3.2.3 Eficiência de Combustão.....	40
3.2.4 Perda de Pressão.....	40
3.2.5 Perfil de Temperatura Transversal .....	42
3.2.6 Limites de Estabilidade .....	43
3.2.7 Limites de Altitude.....	43
<b>4 CARACTERÍSTICAS DO MICROTURBOJATO ESTUDADO .....</b>	<b>44</b>
<b>5 METODOLOGIA.....</b>	<b>47</b>
<b>5.1 Considerações Iniciais .....</b>	<b>47</b>
<b>5.2 Especificações Necessárias Para Um Projeto de Câmara de Combustão.....</b>	<b>47</b>
<b>5.3 Sequência de Projeto .....</b>	<b>48</b>
<b>5.4 Projeto .....</b>	<b>49</b>
5.4.1 Seleção do Tipo de Câmara de Combustão.....	49
5.4.2 Dimensionamento .....	50
5.4.3 Determinação Preliminar da Distribuição de Ar .....	56
5.4.4 Projeto do Arrefecimento do Tubo de Chama .....	57
5.4.5 Projeto dos Orifícios de Admissão de Ar.....	68
<b>5.5 Considerações para a Implementação da Metodologia.....</b>	<b>74</b>
5.5.1 Simulação Operacional do Microturbojato K-80G .....	74
5.5.2 Demais Valores Adotados para Implementação da Metodologia .....	79
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>80</b>
<b>7 CONCLUSÕES.....</b>	<b>86</b>



<b>8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>87</b>
<b>ANEXO A – DESENHOS TÉCNICOS DO TUBO DE CHAMA DO MICROTURBOJATO K-80G.....</b>	<b>90</b>

# **1 INTRODUÇÃO**

## **1.1 Motivação do Trabalho**

Provavelmente a combustão é a tecnologia mais antiga da humanidade. Mesmo sem entender o seu funcionamento, o homem foi capaz de usufruir desta técnica por milhares de anos, criando diferentes dispositivos que utilizam combustão para uma diversidade de aplicações, desde o aquecimento de alimentos até o fornecimento de energia para grandes civilizações. Nos dias de hoje, mesmo com o surgimento de outras formas de obtenção de energia e trabalho, como a advinda de máquinas elétricas, a combustão ainda tem um papel fundamental na sociedade. Ainda nos lares para aquecer alimentos, ela continua como a fonte de energia mais utilizada do setor de transportes, seja rodoviário ou aéreo.

Quando se trata de motores térmicos, embora não seja uma tecnologia de alta eficiência, devido a consequências naturais relacionadas a dissipação de calor, o poder calorífico dos combustíveis ainda entrega uma relação potência/peso bem superior aos motores elétricos, estes mais eficientes, porém dependentes de baterias pesadas. Fator de suma importância para os projetos de aeronaves, que tentam diminuir o máximo possível o seu peso.

Desta forma, por continuar sendo uma tecnologia totalmente presente nos dias de hoje, e por não haver, atualmente, uma perspectiva de completa substituição das turbinas a gás por motores elétricos, a menos nas próximas décadas, ainda se faz necessário o aprimoramento das tecnologias atuais, no sentido da melhoria da eficiência e diminuição da carga poluente, pela utilização de biocombustíveis.

Para se chegar ao um entendimento nos níveis atuais da tecnologia de motores aeronáuticos, e assim buscar por mais aprimoramentos na queima de combustíveis, é extremamente importante que se tenha um conhecimento sólido na arte de projetar câmaras de combustão.

## **1.2 Objetivo do Trabalho**

Este trabalho se propõe apresentar uma metodologia de dimensionamento preliminar de câmara de combustão anular de microturbojatos e validá-la por meio do projeto de uma câmara de combustão anular de um microturbojato real.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Combustão

Um bom ponto de partida é começar pela definição de combustão. O dicionário Oxford define combustão como “Rápida combinação química de uma substância com oxigênio, envolvendo a produção de calor e luz.” Esta definição suscita inicialmente dois pensamentos, primeiro, obviamente, a intrínseca importância das reações químicas para a combustão, e segundo, sugestivamente, que a energia interna de uma substância, armazenada em suas ligações químicas, pode ser transformada em calor a partir da combustão [1].

A partir do parágrafo anterior, pode-se imaginar o quão complexo são os fenômenos físicos e químicos em uma combustão e o quão vasta é a tentativa de descrevê-los em teorias e equações matemáticas. Soma-se isto com a variedade de compostos e misturas capazes de entrar em combustão, como por exemplo os hidrocarbonetos e o ar, capazes de desenvolverem milhares de recombinações químicas na sua cadeia de queima. Na tentativa de analisar e compreender tamanha abrangência e complexidade, é comum encontrar na literatura modelos simplificados, esquisitas equações empíricas e o emprego de programas para cálculo de equilíbrio químico (como será visto neste trabalho). Portanto, como forma de sintetizar o tema, foram escolhidos os tópicos mais relevantes e essenciais para o entendimento introdutório do método apresentado.

Como descrito acima, porém agora de forma um pouco mais técnica, a combustão é uma reação exotérmica (quando há liberação de energia) envolvendo um combustível e um oxidante ou comburente. Nas turbinas a gás, o combustível pode ser líquido ou gasoso e o oxidante é somente o ar.

A combustão é caracterizada nas seções seguintes.

#### 2.1.1 Modos de Combustão e Tipos de Chama

A chama é definida por uma camada muito fina que se move pelo fluido, emitindo luz e podendo ser vista a olho nu. O processo de combustão demora um pouco mais que 1 *ms* para se completar e, para hidrocarbonetos, a velocidade de propagação da chama é normalmente menor que 1 *m/s*. A combustão dentro das câmaras de uma turbina a gás convencional ocorre somente no regime de deflagração [2].

As chamas por sua vez podem ser classificadas em chamas pré-misturadas: quando o combustível é misturado com o oxidante antes da ignição ocorrer; e as chamas não pré-misturadas ou difusivas: quando a ignição ocorre sem a mistura prévia dos reagentes.

A depender da velocidade predominante do fluido, ele também pode ser classificado por estar em regime laminar ou turbulento. Somente chamas laminares e pré-misturadas tem seu processo majoritariamente determinados por equilíbrio químico, gradientes de temperatura e transferência de massa, obtendo parâmetros macroscópicos (pressão, temperatura e razão de ar/combustível) mais bem definidos. Neste caso os processos relativos à dinâmica dos gases têm pouca influência. No entanto, a turbulência é de suma importância para uma boa combustão já que promove a homogeneização dos gases e aumenta a velocidade da chama consideravelmente [2].

### 2.1.2 Estequiometria

A quantidade de oxidante necessária para oxidar 100% quantidade combustível é chamada de estequiométrica. Uma mistura é denominada pobre se a quantidade de oxidante disponível é maior que a quantidade estequiométrica. Por outro lado, uma mistura é denominada rica se for provida uma quantidade menor de oxidante que a estipulada pela estequiometria. A relação estequiométrica é calculada através do equilíbrio químico entre as espécies da mistura, baseando-se na conservação da massa, e, para o caso de uma mistura de hidrocarbonetos e ar (considerando a fração mássica de 23,144% de  $O_2$ , 75,532% de  $N_2$  e 1,324% de AR, e volumétrica de 20,95% de  $O_2$ , 78,09% de  $N_2$  e 0,96% de AR), pode ser obtida através do seguinte balanço:

$$C_xH_y + a \left( O_2 + \frac{0,7809}{0,2095} N_2 + \frac{0,0096}{0,2095} AR \right) \rightarrow xCO_2 + (y/2)H_2O + a \left( \frac{0,7809}{0,2095} N_2 + \frac{0,0096}{0,2095} AR \right) \quad (1)$$

$$C_xH_y + a(O_2 + 3,7274N_2 + 0,0458AR) \rightarrow xCO_2 + (y/2)H_2O + a(3,7274N_2 + 0,0458AR) \quad (2)$$

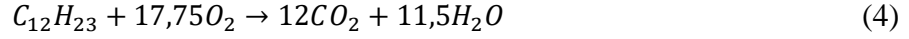
onde  $C_xH_y$  é a fórmula química do combustível e  $a = x + y/4$ .

O balanço acima é um modelo simplificado que assume uma combustão totalmente eficiente, ou seja, que todas as espécies reagentes se transformam em espécies produtos, além de omitir milhares de reações intermediárias que se desenvolvem em milionésimos de segundo durante a combustão dos hidrocarbonetos, especialmente por causa das altas temperaturas atingidas, ocasionando dissociação dos átomos. Entretanto, ele é suficiente para se calcular a estequiometria na condição de equilíbrio.

Visto que foram feitas as simplificações mencionadas acima, para o cálculo da estequiometria, pode-se ignorar as espécies  $N_2$  e AR pois não reagem quando não há o fenômeno da dissociação. Resulta-se então na reação global:



No caso da mistura a ser empregada neste trabalho, o combustível JET-A1 e ar, considerando que o JET-A1 se apresente simplificadamente pela fórmula  $C_{12}H_{23}$ , o balanço estequiométrico se mostra da seguinte forma:



A razão ar-combustível estequiométrica é calculada desta forma:

$$(A/C)_{esteq} = \left( \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \right)_{esteq} = \frac{a(1 + 3,7274 + 0,0458)}{1} \frac{PM_{ar}}{PM_{comb}} \quad (5)$$

onde  $PM_{ar}$  e  $PM_{comb}$  correspondem ao peso molecular do ar e do combustível, respectivamente. Dado que  $PM_{ar}$  seja igual à 28,9645 g/mol e  $PM_{C_{12}H_{23}} = 12 \cdot 12,0107 + 23 \cdot 1,00784 = 167 \text{ g/mol}$ , temos que:

$$(A/C)_{esteq} = \frac{17,75 \cdot 4,7732 \cdot 28,9645}{167,3087} \quad (6)$$

$$(A/C)_{esteq} \cong 14,6675 \quad (7)$$

Ou seja, para cada parte de combustível há aproximadamente 14,7 partes de ar, em unidades de massa. Seguindo as proporções, é justificado dizer que cada 1g de JET-A1 requer cerca de 3,40g de oxigênio.

A razão de equivalência é uma relação frequentemente usada para indicar se a mistura está pobre, rica ou está estequiométrica. A razão de equivalência é definida como:

$$\phi = \frac{(A/C)_{esteq}}{(A/C)_{real}} = \frac{(C/A)_{real}}{(C/A)_{esteq}} \quad (8)$$

Quando se tem uma mistura rica,  $\phi > 1$  e quando se tem uma mistura pobre,  $\phi < 1$ . Consequentemente, a mistura está estequiométrica quando  $\phi = 1$ .

A razão de equivalência estequiométrica é igual a  $(C/A)_{esteq}$ , como segue:

$$\phi_{esteq} = (C/A)_{esteq} = \frac{(C/A)_{real}}{(A/C)_{esteq}} = \frac{1}{(A/C)_{esteq}} \quad (9)$$

Calculando  $\phi_{esteq}$  com o valor de  $(C/A)_{esteq}$ :

$$\phi_{esteq} = \frac{1}{14,6675} = 0,06818 \quad (10)$$

### 2.1.3 Limites de Flamabilidade

Uma mistura de ar e combustível pode não queimar a depender de sua composição. As chamas se propagam somente dentro dos chamados limites de flamabilidade, ou seja, os limites de concentração relativa entre ar e combustível numa mistura.

Dois são os limites de flamabilidade. O limite de flamabilidade inferior corresponde à mínima razão de equivalência capaz de propagar uma combustão e, de maneira oposta, o limite de flamabilidade superior corresponde à máxima razão de equivalência capaz de manter o processo de combustão ativo. Misturas que estejam fora do intervalo de flamabilidade estão muito pobres ou muito ricas para reagir exotermicamente. De uma maneira geral, o limite pobre corresponde à uma razão de equivalência de cerca de 0,5, enquanto para o limite rico esse valor pode se aproximar de 3, a depender do combustível [2].

Os limites variam com a temperatura, a pressão e a composição da mistura, bem como com o tipo e a concentração dos gases, o tamanho do equipamento, direção de propagação da chama e o nível de turbulência do escoamento [3]. O aumento ou a diminuição da pressão da mistura faz com que o intervalo de flamabilidade seja expandido ou retraído, respectivamente.

Da mesma forma, com relação à temperatura, o combustível deve estar na sua região de flamabilidade. Esta região é delimitada pela temperatura mais baixa que o combustível pode assumir, chamada de ponto de fulgor (*flash point*) em condição de pressão atmosférica. Contraposta, a temperatura mais alta correspondente à máxima concentração de combustível vaporizado que ainda sustente uma chama.

O efeito da variação da temperatura é geralmente menor que o efeito da variação da pressão na dilatação do intervalo de flamabilidade [2].

### 2.1.4 Termodinâmica Química

Para avaliar a combustão, a primeira coisa a ser feita é obter os parâmetros essenciais da reação, como a temperatura e a composição dos reagentes. Sabendo previamente a temperatura do ar na entrada do combustor e a composição do combustível de trabalho, é possível determinar a temperatura máxima atingida pela combustão, denominada de temperatura de chama adiabática, que como o próprio nome sugere, considera que nenhuma quantidade de energia é dissipada ao meio externo. Para tal, primeiramente é necessária a compreensão de alguns tópicos da termodinâmica química, como entalpia, energia ou calor de reação e de formação.

#### 2.1.4.1 Calores de Reação e de Formação

Todas as reações químicas envolvem tanto absorção quanto liberação de energia, que usualmente se manifestam como calor. Esta quantidade de calor trocada pode ser calculada a partir da variação da energia interna que depende somente do estado inicial e final do sistema. Independentemente se a troca de energia se deu por calor ou trabalho, a energia interna total do sistema isolado se conserva. Caso a troca de energia puder ser considerada inteiramente em forma de calor, a quantidade de calor adicionada é igual a variação de entalpia do sistema, como expresso abaixo: [4].

$$Q = \Delta H \quad (11)$$

Lembrando que a entalpia (absoluta) é definida como a máxima energia de um sistema termodinâmico e sua variação é calculada a partir da expressão (considerando que a pressão deste sistema é constante, como é o caso deste estudo):

$$\Delta H = \Delta U + P\Delta V \quad (12)$$

Sendo  $\Delta U$  a variação da energia interna do sistema,  $P$  a pressão e  $\Delta V$  a variação de volume do sistema. A energia interna de uma substância, determinada por análises espectroscópicas e estatísticas, é dependente da temperatura, da pressão e de seu estado físico, não importando quais as formas que levaram a substância a atingir tal estado.

Já para reações de liberação de energia, a equação se inverte [4]:

$$Q = -\Delta H \quad (13)$$

Pode-se também definir a variação de entalpia do sistema como a entalpia do estado final menos a entalpia do estado inicial, conforme expresso a seguir:

$$\Delta H = H_f - H_i \quad (14)$$

Portanto, nos processos de reações químicas, a equação acima toma a forma:

$$\Delta H_R = H_{produtos} - H_{reagentes} \quad (15)$$

Sendo  $\Delta H_R$  denominado de entalpia de reação ou quando há combustão, entalpia de combustão, sendo numericamente idênticas, porém com o sinal oposto. Não é necessário se referir à  $\Delta H_R$  como “variação” de entalpia, pelos motivos mencionados a seguir.

Não há razão pela qual, seja por vantagem ou obrigatoriedade, de se definir um sistema de referência com seu “zero” sendo entalpia absoluta  $H = 0$ . Pelo contrário, este estado é de extrema dificuldade prática de se atingir e, segundo a teoria da termodinâmica, impossível, já que corresponde ao estado “zero absoluto”, onde, teoricamente, não haveria nenhum

movimento em nível molecular, e a energia interna, volume e entropia do sistema seriam também iguais à zero.

Isto posto, fez-se necessário estabelecer um nível de referência para o valor de entalpia nulo, de forma a ser universalmente reconhecido e facilmente reproduzível, como também a fim de facilitar o cálculo do  $\Delta H$  para as mais diversas substâncias. Foi convencionado então que a entalpia padrão ( $H^0$ ) seja definida, sendo igual à zero quando associada às substâncias simples, em seu estado físico e alotrópico mais estável, na temperatura de 25°C ( $T_{ref}$ ) e sujeitas à pressão de 1 atm ( $P^0$ ) – condição físico-química chamada de estado padrão de referência.

Tendo o valor de entalpia das substâncias simples no estado padrão de referência, falta especificar a entalpia padrão de substâncias simples e compostas em temperaturas diferentes de 25°C (298K). Sabe-se também, por definição, que qualquer substância composta terá seu valor de entalpia diferente de zero, mesmo quando sua temperatura seja 25°C. Deste modo, é necessário obter a energia relacionada à formação do respectivo composto, denominada de entalpia de formação ( $H_F$ ).

Pode-se dizer que esta energia está relacionada com a formação das ligações químicas entre as espécies. Por convenção, define-se entalpia de formação como a energia liberada ou absorvida quando um mol de um composto se forma a partir de substâncias simples no estado padrão ( $H^0 = 0$ ). Por conseguinte, é necessário obter a entalpia de formação de um composto em certa temperatura, assim como a entalpia deste composto nesta temperatura. Expressando matematicamente em relação a uma espécie  $i$ , tem-se:

$$\Delta h_i(T) = h_{f,i}^0 + \Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T \quad (16)$$

Entalpia absoluta na temperatura T	Entalpia de formação na condição padrão de referência ( $T_{ref}, P^0$ )	Varição sensível de entalpia
---	---	---------------------------------------

A variação sensível de entalpia está correlacionada somente à variação de temperatura, de  $T_{ref}$  à  $T$ , e é definida como  $\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T \equiv \Delta h_i(T) - h_{f,i}^0$  [1]. Os termos  $h_{f,i}^0$  e  $\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T$  são medidos experimentalmente para cada substância através de calorímetros e têm seus valores disponibilizados por meio de tabelas, geralmente presentes nos apêndices de livros sobre reações químicas. Também é possível determinar  $\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T$  mediante o calor específico à pressão constante [5]:



$$\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T = \int_{T_{ref}}^T Cp(T) dT \quad (17)$$

Para o caso em que o valor de Cp não esteja disponível, Carvalho Jr. (2002) disponibiliza as expressões ajustadas para a determinação do Cp:

Tabela 1 - Expressões de Cp em função da temperatura para a maioria dos produtos de combustão de hidrocarbonetos.

Composto	Expressão para Cp [ <i>cal/(mol. K)</i> ]	Intervalo [K]
$CO_{(g)}$	$6,60 + 0,00120 \cdot T$	273 – 2500
$CO_{2(g)}$	$-0,8929 + 0,7297 \cdot T^{0,5} - 9,807 \cdot 10^{-3} \cdot T + 5,784 \cdot 10^{-7} \cdot T^2$	300 – 3500
$H_{2(g)}$	$6,62 + 0,00081 \cdot T$	273 – 2500
$H_2O_{(g)}$	$8,22 + 0,00015 \cdot T + 0,00000134 \cdot T^2$	300 – 2500
$N_{2(g)}$	$6,50 + 0,00100 \cdot T$	300 – 3000
$NH_{3(g)}$	$6,70 + 0,00630 \cdot T$	300 – 800
$NO_{(g)}$	$8,05 + 0,000233 \cdot T - 156300 \cdot T^{-2}$	300 – 5000
$O_{2(g)}$	$8,27 + 0,000258 \cdot T - 187700 \cdot T^{-2}$	300 – 5000

Fonte: adaptado de [5].

Caso o valor de Cp esteja disponível (consulta através de tabelas de propriedades termodinâmicas ou bancos de dados termodinâmicos), pode ser utilizada a expressão a seguir:

$$\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T = Cp(T - T_{ref}) \quad (18)$$

De forma mais direta, há um modo de se obter o valor de  $\Delta h_{s,i} \Big|_{T_{ref}}^T$  por meio do ajuste polinomial de 3º grau, utilizando os coeficientes presentes na tabela a seguir [5]:

Tabela 2 - Coeficientes dos polinômios de 3º grau das curvas de ajuste do  $\Delta h_{s,i} \big|_{T_{ref}}^T$ .

$\Delta H_{s,i} = a + b.T + c.T^2 + d.T^3$ [kJ/kmol]				
Composto i	a	b	c	d
CO	-8802,31	285,383	0,00252052	$-2,25265.10^{-7}$
CO2	-13106,40	419,064	0,00615158	$-5,72228.10^{-7}$
H2	-8098,13	265,580	0,00222622	$-1,07581.10^{-7}$
H	-6196,76	207,859	0	0
OH	-8281,70	270,173	0,00234796	$-1,62134.10^{-7}$
H2O	-9445,18	293,863	0,00694574	$-5,52529.10^{-7}$
N2	-8678,80	281,214	0,00255465	$-2,25647.10^{-7}$
N	-6326,00	212,820	-0,000373156	$7,44124.10^{-8}$
NO	-9091,08	295,552	0,0023332	$-2,11716.10^{-7}$
NO2	-12960,40	417,093	0,00502622	$-4,96671.10^{-7}$
O2	-9126,59	297,605	0,00249182	$-1,70734.10^{-7}$
O	-6392,14	214,915	-0,000307603	$4,69437.10^{-8}$

Extraído de [5].

#### 2.1.4.2 Temperatura de Chama Adiabática

Ao assumir uma reação de combustão adiabática, isto é, uma reação exotérmica onde a energia liberada está contida somente nos produtos da combustão, não havendo troca de calor com o ambiente ou com as paredes da câmara, portanto, sendo totalmente direcionada a aumentar a temperatura destes produtos, o resultado é maior temperatura possível de ser atingida numa combustão.

A princípio, parece verossímil que a temperatura de uma combustão varie conforme a concentração relativa de oxidante e combustível. De fato, se a mistura é pobre ( $\phi < 1$ ), energia foi cedida para o aumento de temperatura do ar em excesso, então, a temperatura dos produtos será menor que a referente à combustão estequiométrica. E se a mistura é rica ( $\phi > 1$ ), não há oxigênio suficiente para queimar todo o combustível disponível, liberando menos energia e então menor é a temperatura também [4]. Portanto, em teoria, a maior temperatura adiabática possível acontece quando a mistura é próxima a relação estequiométrica.

Com a definição de entalpia de combustão já estabelecida, pode-se calcular a temperatura de chama adiabática ( $T_{ad}$ ) da seguinte forma:

$\Delta H = 0$  (pois o processo é adiabático – não há transferência de calor com o meio externo)

$$H_{reagentes} = H_{produtos}$$

$H_{reagentes} = \sum_{j=1}^k N_j \Delta h_j (T_i)$ , sendo  $k$  o número de reagentes,  $N_j$  o número de mols do reagente  $j$  e  $\Delta h_j$  a entalpia absoluta do reagente  $j$  na temperatura inicial  $T_i$ .

$H_{produtos} = \sum_{l=1}^m N_l \Delta h_l (T_f = T_{ad})$ , sendo  $m$  o número de produtos de combustão,  $N_l$  o número de mols do produto  $l$  e  $\Delta h_l$  a entalpia absoluta do produto  $l$  na temperatura final  $T_f = T_{ad}$ .

Associando as equações acima, tem-se uma expressão função somente de  $T_{ad}$ . Como não se sabe a  $T_f$  para a estimativa dos  $C_p$  de cada espécie, esta expressão se torna um polinômio de 3º grau. Existem algumas maneiras para a resolução deste problema. A mais trabalhosa se dá por resolvê-lo analiticamente. Outra, um pouco menos custosa, é resolvê-lo numericamente, utilizando, por exemplo, o método de Newton-Raphson para chegar valor de  $T_{ad}$  através de uma aposta inicial. A maneira mais rápida, porém, associada a um erro, é estimar um valor para  $T_{ad}$ , seja baseando-se em valores típicos encontrados na literatura [6].

Como hoje em dia é possível dispor de programas de equilíbrio químico, obtendo de forma mais rápida e fácil um valor mais fiel de temperatura de chama adiabática, já que também é considerada a energia absorvida na dissociação e na formação de espécies secundárias (CO, NO...), é desnecessário o emprego de métodos dispendiosos na finalidade de apresentar um exemplo, como o apresentado a seguir.

No caso da combustão de JET-A1 e ar, temperatura e pressão inicial dos gases de 298K e 1 atm, respectivamente, pode-se chegar a um valor aproximado da temperatura de chama adiabática da seguinte forma:

Estimativa da  $T_{ad}$  para determinar os  $C_p \rightarrow T_{ad,e} = 2100K$  (Querosene [6])

Convencionou-se [1] que:  $T_{cp} \approx 0.5 \cdot (T_i + T_{ad,e}) \rightarrow 1200K$

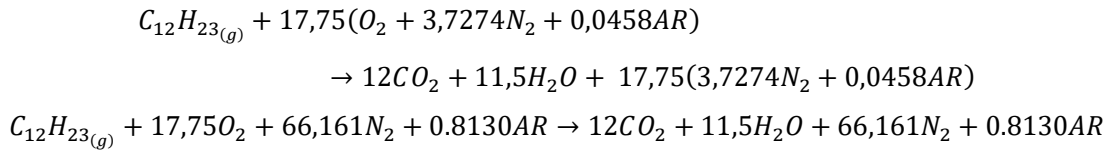
Dados:

Tabela 3 - Dados termodinâmicos das espécies envolvidas no exemplo.

Composto $i$	$\Delta h_{f,i}^0 \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$	$C_{p,i}(T_{cp} \rightarrow 1200K) \left[ \frac{kJ}{kmol.K} \right]$
$C_{12}H_{23(g)}$	-211460	N/A
$O_2$	0	N/A
$N_2$	0	33,707
$AR$	0	20,808
$CO_2$	-393546	56,205
$H_2O$	-241845	43,874

Fontes: [1] [4] [7]

Reação global simplificada:



Entalpias dos reagentes:

$$\begin{aligned}
 H_{reagentes} = &1 \cdot \Delta h_{C_{12}H_{23}}(298) + 17,75 \cdot \Delta h_{O_2}(298) + 66,161 \cdot \Delta h_{N_2}(298) \\
 &+ 0,813 \cdot \Delta h_{AR}(298)
 \end{aligned}$$

$$\Delta h_{C_{12}H_{23}}(298K) = \Delta h_{f,C_{12}H_{23(g)}}^o + Cp_{C_{12}H_{23(g)}}(298) \cdot (298 - 298) = -211460 \frac{kJ}{kmol}$$

$$\Delta h_{O_2}(298K) = \Delta h_{f,O_2}^o + Cp_{O_2}(298) \cdot (298 - 298) = 0$$

$$\Delta h_{N_2}(298K) = \Delta h_{f,N_2}^o + Cp_{N_2}(298) \cdot (298 - 298) = 0$$

$$\Delta h_{AR}(298K) = \Delta h_{f,AR}^o + Cp_{AR}(298) \cdot (298 - 298) = 0$$

$$H_{reagentes} = 1 \cdot (-211460) + 17,75 \cdot 0 + 66,161 \cdot 0 + 0,813 \cdot 0 = -211460 \frac{kJ}{kmol}$$

Entalpias dos produtos:

$$\begin{aligned}
 H_{produtos} = &12 \cdot \Delta h_{CO_2}(T_{ad}) + 11,5 \cdot \Delta h_{H_2O}(T_{ad}) + 66,161 \cdot \Delta h_{N_2}(T_{ad}) \\
 &+ 0,813 \cdot \Delta h_{AR}(T_{ad})
 \end{aligned}$$

$$\Delta h_{CO_2}(T_{ad}) = \Delta h_{f,CO_2}^o + Cp_{CO_2}(T_{cp}) \cdot (T_{ad} - 298) \approx -393546 + 56,205 \cdot (T_{ad} - 298)$$

$$\Delta h_{CO_2}(T_{ad}) \approx -393546 + 56,205 T_{ad} + 16749 \approx \mathbf{-376797 + 56,205 \cdot T_{ad}} \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

$$\Delta h_{H_2O}(T_{ad}) = \Delta h_{f,H_2O}^o + Cp_{H_2O}(T_{cp}) \cdot (T_{ad} - 298) \approx -241845 + 43,874 \cdot (T_{ad} - 298)$$

$$\Delta h_{H_2O}(T_{ad}) \approx -241845 + 43,874 \cdot T_{ad} + 13074 \approx \mathbf{-228771 + 43,874 \cdot T_{ad}} \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

$$\Delta h_{N_2}(T_{ad}) = \Delta h_{f,N_2}^o + Cp_{N_2}(T_{cp}) \cdot (T_{ad} - 298) \approx 0 + 33,707 \cdot (T_{ad} - 298)$$

$$\Delta h_{N_2}(T_{ad}) \approx \mathbf{33,707 \cdot T_{ad} - 10045} \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

$$\Delta h_{AR}(T_{ad}) = \Delta h_{f,AR}^o + Cp_{AR}(T_{cp}) \cdot (T_{ad} - 298) \approx 0 + 20,808 \cdot (T_{ad} - 298)$$

$$\Delta h_{AR}(T_{ad}) \approx \mathbf{20,808 \cdot T_{ad} - 6201} \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

Associando as equações:

$$\begin{aligned}
 H_{produtos} \approx &12 \cdot (-376797 + 56,205 \cdot T_{ad}) + 11,5 \cdot (-228771 + 43,874 \cdot T_{ad}) \\
 &+ 66,161 \cdot (33,707 \cdot T_{ad} - 10045) + 0,813 \cdot (20,808 \cdot T_{ad} - 6201) \left[ \frac{kJ}{kmol} \right]
 \end{aligned}$$

$$H_{reagentes} = H_{produtos}$$

$$\begin{aligned} -211460 \approx & -4521564 + 674,460 \cdot T_{ad} - 2630866,5 + 504,551 \cdot T_{ad} + 2230,089 \cdot T_{ad} \\ & - 664587,245 + 16,9169 \cdot T_{ad} - 5041,413 \end{aligned}$$

$$T_{ad} \approx \frac{7610599,158}{3426,017} \rightarrow T_{ad} \approx \mathbf{2221\text{ K}}$$

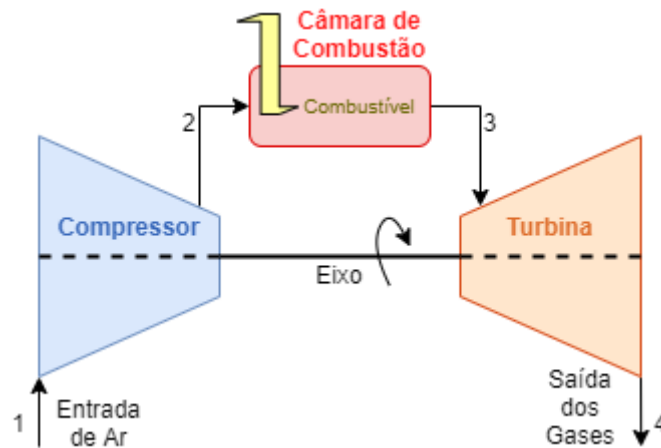
$T_{ad}$  obtida por meio do programa de equilíbrio químico GASEQ [8]: **2285K**

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Turbinas a Gás

As turbinas a gás, tal como são produzidas hoje, são motores rotativos de combustão interna e contínua, extraindo energia dos gases de combustão. Normalmente é utilizado para a combustão de uma mistura de ar e combustível em alta pressão. É constituída basicamente por três componentes principais, conforme ilustra a Figura 1:

Figura 1 – Esquema básico de uma turbina a gás.

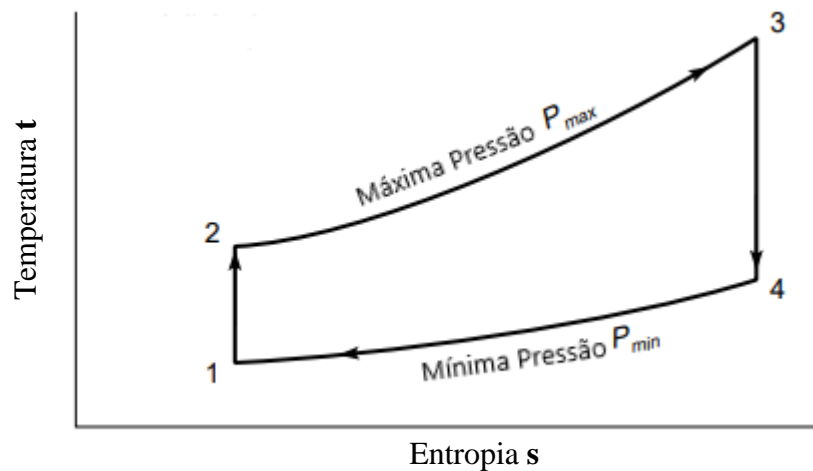


Fonte: Elaborada pelo autor.

- **Compressor**, que recebe potência de eixo da turbina, converte em energia que é entregue ao ar elevando a sua entalpia e, por consequência, a pressão e a temperatura desse fluido de trabalho;
- **Câmara de combustão**, onde o ar, proveniente do compressor, é misturado ao combustível, formando os reagentes. É fornecida energia de ativação para que a combustão desses reagentes inicie e se processe em seu interior;
- **Turbina**, dispositivo mecânico ideal que converte a entalpia dos gases quentes advindos da câmara de combustão em energia mecânica em potência de eixo.

A configuração de turbina a gás apresentada na Figura 1 opera segundo um ciclo termodinâmico ideal, o Ciclo Brayton. Este ciclo é definido como contínuo, pois todos os componentes operam simultaneamente pela passagem contínua do fluido de trabalho, e fechado, pois o fluido que termina o ciclo o inicia repetidamente. Ele é baseado em quatro etapas principais, ilustradas na Figura 2:

Figura 2 – Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Brayton.



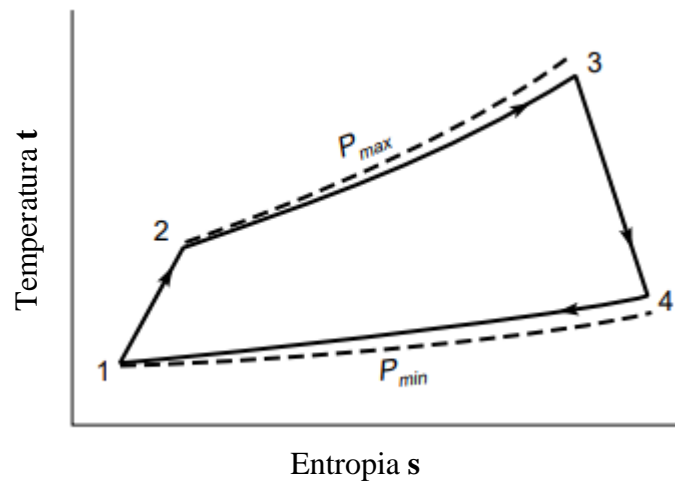
Fonte: adaptado de [9].

- 1-2: Compressão adiabática;
- 2-3: Adição de calor à pressão constante;
- 3-4: Expansão adiabática;
- 4-1: Rejeição de calor à pressão constante.

No ciclo Brayton, a substância de trabalho é comprimida adiabaticamente até atingir seu valor de pressão máximo e então é adicionado calor à pressão constante a fim de elevar sua temperatura. Após isto, o fluido passa por uma expansão também adiabática, de volta à sua pressão inicial. Devido à mais alta temperatura em sua expansão, a energia contida no fluido aquecido é maior que a energia requerida para a compressão. A energia que resta é convertida em trabalho de eixo pela turbina.

O ciclo é completado com rejeição de calor pela exaustão à pressão constante. Este é denominado de ciclo Brayton ideal, pois é assumido que os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos (sem variação de entropia), isto significa, processos adiabáticos (sem troca de calor) e reversíveis (sem perdas de pressão), e, que os processos 2-3 e 4-1 são também reversíveis. Porém, na realidade, os processos não são isentrópicos (nem adiabáticos e nem reversíveis), logo, uma representação mais fiel a real está na Figura 3.

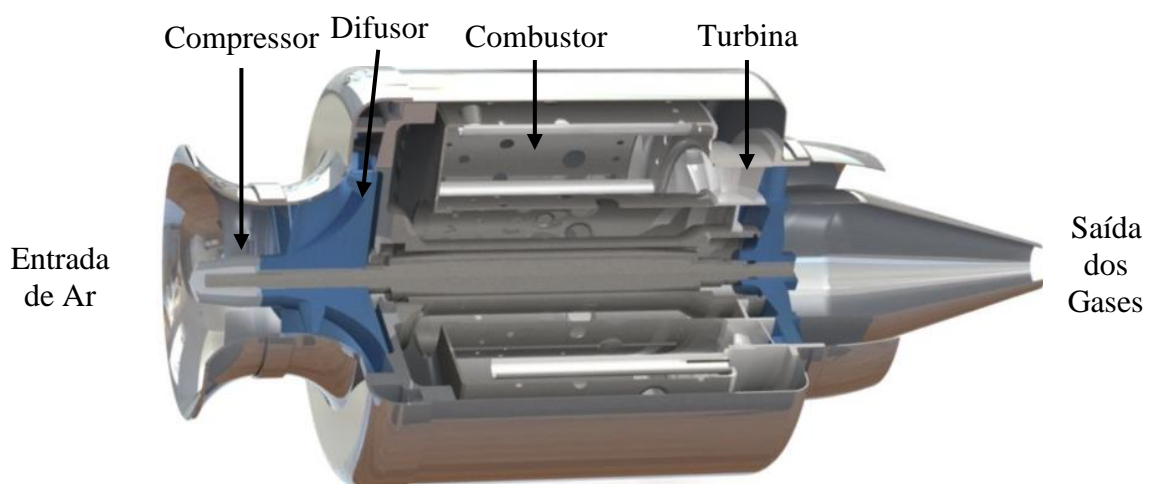
Figura 3 – Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo Brayton real, refletindo as ineficiências dos componentes e as perdas de pressão.



Fonte: adaptado de [9].

Na prática, por conveniência, as turbinas a gás operam em um ciclo *aberto* e os processos de adição e rejeição de calor são substituídos por processos de combustão e escape dos gases de combustão, respectivamente. Um bom exemplo disso é o microturbojato utilizado neste trabalho para a validação da metodologia de projeto proposta, ilustrado na Figura 4 e na Figura 5.

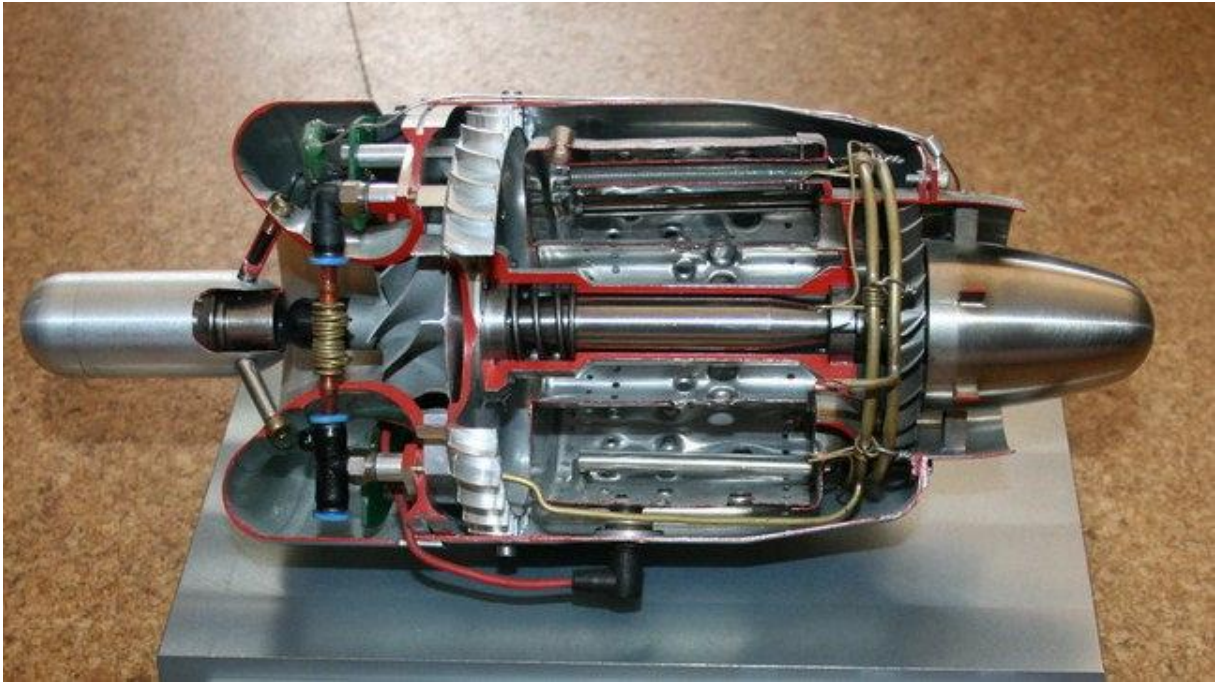
Figura 4 – Ilustração do corte longitudinal de uma turbina a gás modelo microturbojato.



Fonte: Adaptado de [10].



Figura 5 – Fotografia de um microturbojato típico – corte longitudinal.



Fonte: [11].

No setor da aviação, existem diferentes tipos de motores aeronáuticos que tem por base o funcionamento de uma turbina a gás. Dependendo de sua configuração e seus componentes, podem ser chamados de turbojato ou turbina a jato, turboélice ou turbopropulsor, turbofan ou fanjet. A principal diferença entre eles reside na quantidade de estágios de turbina: os motores a jato têm somente estágios de turbina suficientes para girar o compressor, aproveitando a energia restante para a propulsão. Enquanto os motores a hélice visam maximizar a conversão da energia do fluido em trabalho de eixo pelas turbinas, tal como as turbinas a gás estacionárias.

As vantagens como: boa relação peso-potência, alta confiabilidade e eficiência, rápido religamento, longa vida útil com intervalos de revisão mais estendidos e baixo custo de manutenção, fizeram a turbina a gás ser a escolha mais viável para propulsionar as aeronaves, na grande maioria das vezes [12]. No entanto, para aviões pequenos, ainda é uma tecnologia relativamente cara, principalmente pela sua complexidade e pelo emprego de materiais super-resistentes.

### 3.2 Combustor

No âmbito dos motores aeronáuticos, o combustor (ou também câmara de combustão), é um componente de uma turbina a gás, caracterizado por ter formato tubular, onde ocorre a combustão do combustível e do ar atmosférico pressurizado. A energia térmica liberada pela

combustão promove um aumento da velocidade do fluido que, ao passar pela turbina, mantém o eixo do motor girando.

Um combustor deve atender a uma vasta gama de requisitos, que podem variar de acordo com o tipo de aplicação. Entretanto, existem alguns requisitos básicos que se aplicam para todas as finalidades:

- Alta eficiência na combustão em todas as condições de operação;
- Estabilidade de chama ótima em todas as condições de operação;
- Formação de poluentes mínima em todas as condições de operação;
- Perda de pressão mínima proporcional à condição de operação e performance;
- Baixo custo de construção, fácil manutenção e longa durabilidade;
- Satisfatória compatibilidade entre a distribuição de temperatura na saída do combustor com as limitações térmicas da turbina;
- Ausência de formação de fuligem;
- Mínimo tamanho e peso para a respectiva aplicação;

E para a finalidade aeronáutica:

- Satisfatória ignição em solo em baixas temperaturas e reignição em elevadas altitudes [13].

Em muitas das vezes, estes requisitos são incompatíveis, ou seja, ao alcançar uma melhoria em um aspecto, tem-se uma piora em outro. Como são os casos exemplificados a seguir:

- A mistura dos gases pode ser melhorada a fim de se ter uma distribuição mais uniforme de temperatura na saída da câmara, no entanto, o preço a se pagar é uma maior perda de pressão ou maior comprimento do combustor;
- A emissão de óxidos de nitrogênio e fumaça pode ser diminuídas projetando uma zona de combustão pobre. O impacto disto é uma diminuição da performance, do intervalo de operação e da eficiência da combustão.
- A área frontal da câmara pode ser aumentada, melhorando a eficiência da combustão e a estabilidade da chama, porém também aumentando o tamanho e o peso [13].

Devido a essas características incompatíveis, é importante priorizar alguns requisitos em detrimento de outros. A prioridade dada para cada um destes requisitos varia conforme a aplicação destinada. Por exemplo, o mínimo tamanho e peso é mais importante para a finalidade

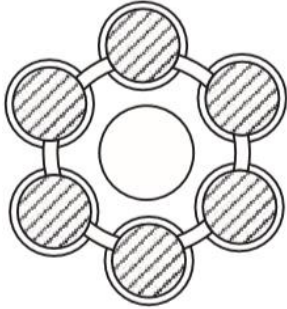
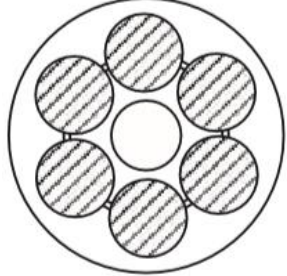
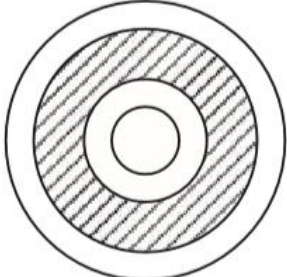
aeronáutica do que para a industrial. Do mesmo modo, a característica de longa durabilidade é mais voltada a aplicações industriais do que para aeronaves militares [13].

### 3.2.1 Tipos de combustor

Basicamente, os combustores podem ser classificados de acordo com três principais características: por geometria, por fluxo de ar e por tipo de injetor de combustível. A classificação mais usada é a por geometria, a qual está detalhada a seguir.

São três as principais geometrias adotadas para a câmara de combustão, podendo a configuração tubular variar de tubular única e multitubular, como na figura acima. O Quadro 1 sintetiza as principais vantagens e desvantagens do uso de cada tipo de combustor:

Quadro 1 – Vantagens e desvantagens de cada tipo de combustor.

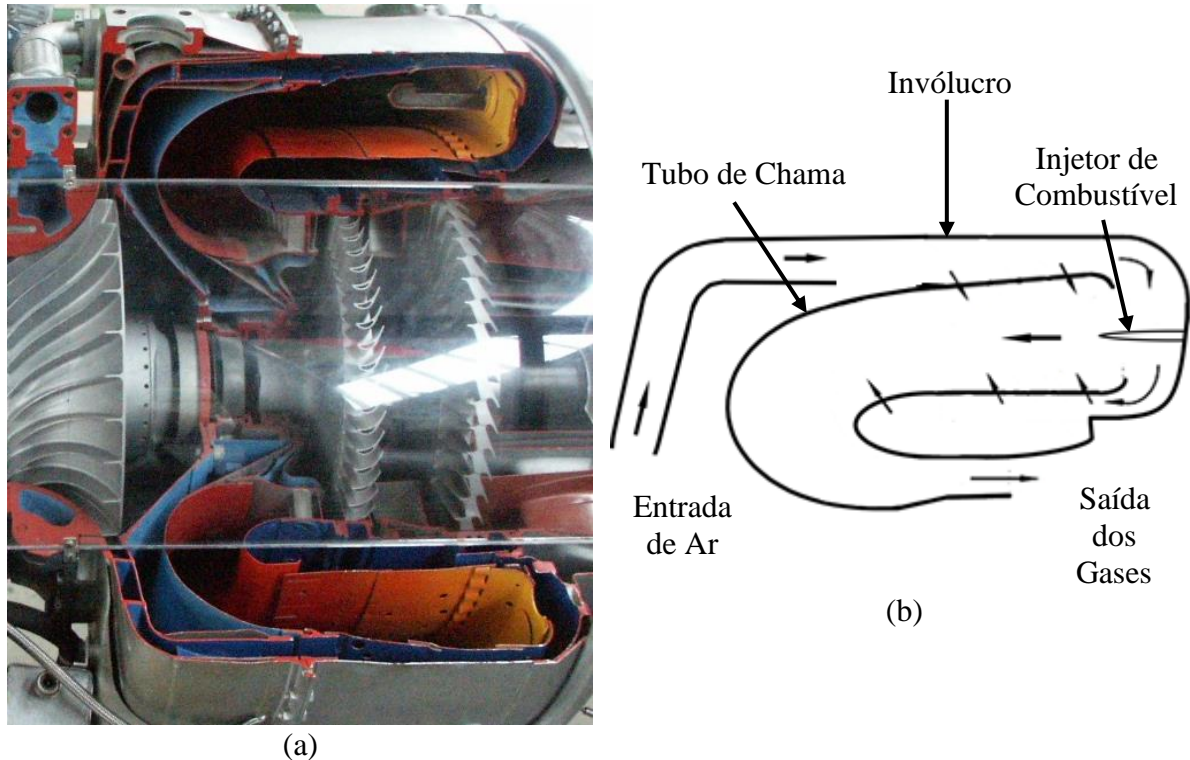
<b>Tipos</b>	<b>Geometria</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<b>Tubular / Multitubular</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Robustez mecânica</li> <li>• Aerodinâmica mais simples</li> <li>• Mais fácil realização de testes e manutenção</li> <li>• Aceita diferentes combustíveis sem grandes perdas de eficiência</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maior peso</li> <li>• Grande perda de pressão</li> <li>• Necessita de interconectores</li> <li>• Ignição mais difícil</li> </ul>
<b>Tuboanular</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Robustez mecânica</li> <li>• Baixa perda de pressão</li> <li>• Mais curto e mais leve que a câmara tubular</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menos compacta que a câmara anular</li> <li>• Necessita interconectores</li> <li>• Ignição mais difícil</li> </ul>
<b>Anular</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor comprimento</li> <li>• Menor peso</li> <li>• Menor área frontal</li> <li>• Fácil ignição</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pequenos e numerosos injetores</li> <li>• Custo elevado</li> <li>• Desenvolvimento mais trabalhoso</li> <li>• Aerodinâmica complexa</li> <li>• Perfil de temperatura na saída tende a perder estabilidade</li> </ul>

Fonte: elaborada pelo autor baseado em [2] e [13].

Já a classificação por fluxo de ar se dá principalmente pela diferença entre os combustores de fluxo direto e os de fluxo reverso. No primeiro caso, a direção do fluxo dos gases é predominantemente paralela ao eixo do motor, no sentido da saída dos gases, como é o

caso das câmaras de combustão apresentadas na Figura 4 e na Figura 5. Por sua vez, as de fluxo reverso, como o próprio nome diz, é direcionado no sentido contrário ao sentido da saída dos gases, como pode ser visto na Figura 6.

Figura 6 – Combustor de fluxo reverso: (a) Recorte do motor Lycoming T-53; (b) Desenho esquemático de um combustor de fluxo reverso.

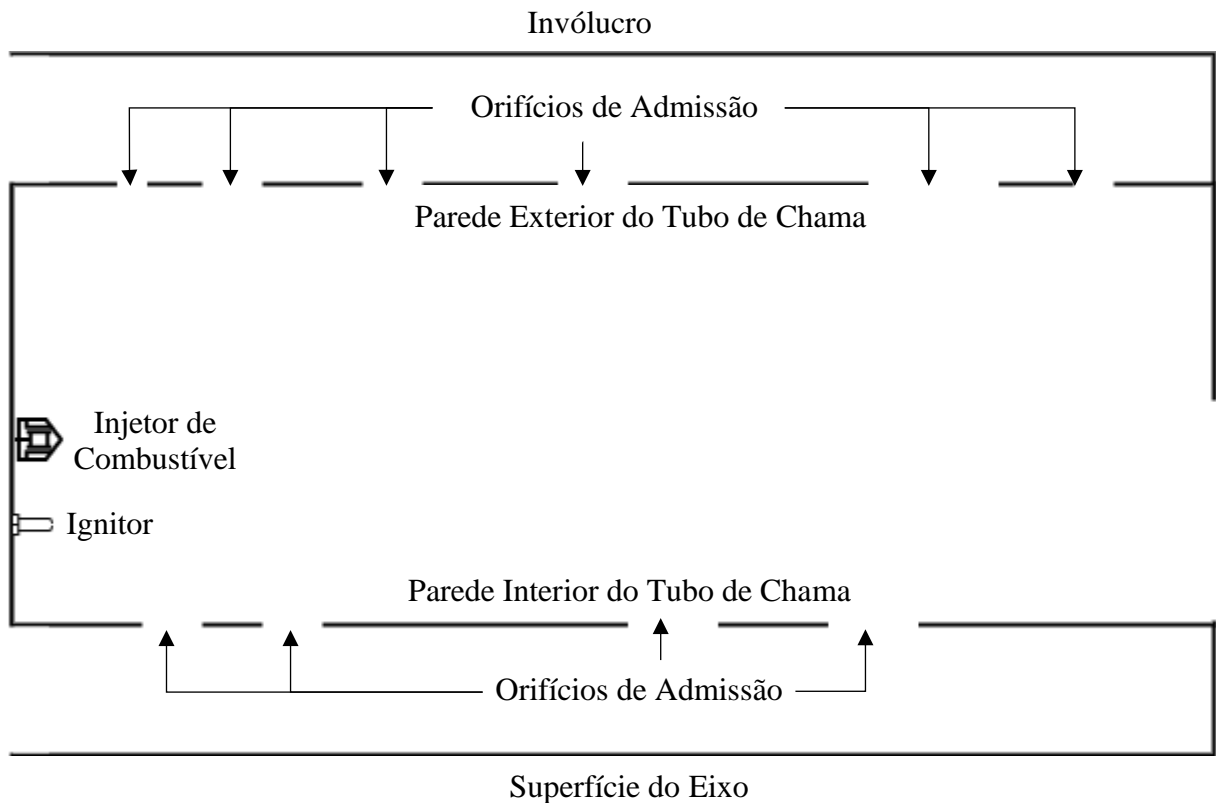


Fontes: (a) adaptado de [14]; (b) elaborada pelo autor.

### 3.2.2 Configuração básica de um combustor

A configuração básica de um combustor convencional é composta por quatro elementos principais: a câmara em si, ou também chamada de invólucro, o tubo de chama, o ignitor e o injetor de combustível. Estes elementos estão ilustrados na Figura 7, tendo seu esquema baseado na câmara de combustão do microturbojato estudado.

Figura 7 – Configuração básica de um combustor anular convencional.



Fonte: elaborada pelo autor com base no microturbojato estudado.

O tubo de chama é a estrutura que envolve a chama e que contém orifícios para a entrada de ar. Sua função principal é proporcionar uma zona de recirculação dos gases quentes do combustor, de modo a controlar a razão ar/combustível em cada zona, estabilizando e ancorando a chama. O diâmetro dos orifícios da zona primária são projetados para prover somente a quantidade de ar necessária para a razão ar/combustível ideal na combustão. O ar sobressalente é:

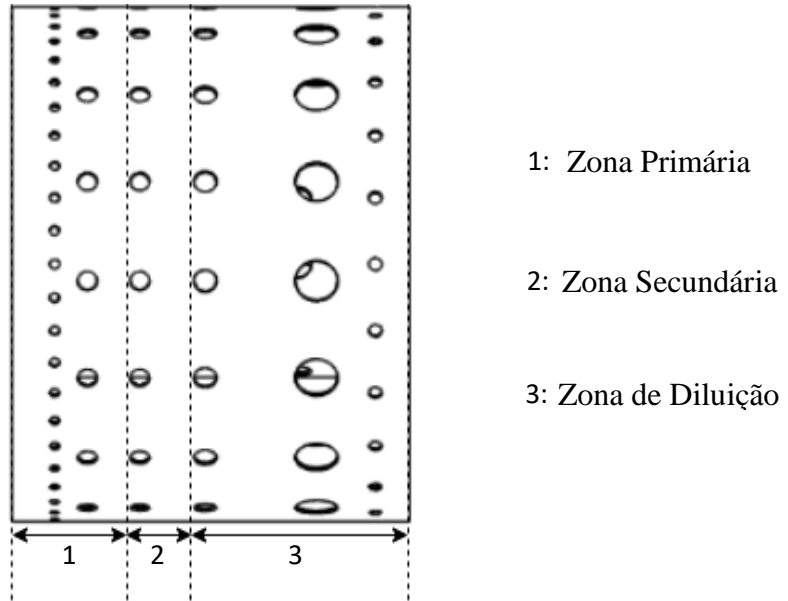
- parte destinado ao resfriamento das paredes do tubo de chama (se necessário);
- parte injetado nos orifícios intermediários da zona secundária, propiciando mais oxidante para que as reações se desenvolvam no interior da câmara, aumentando a eficiência do processo de combustão e, conseqüentemente, reduzir o consumo de combustível e minimizar a formação de poluentes;
- parte injetado pelos orifícios de diluição, para reduzir a temperatura dos produtos de combustão, protegendo os materiais das pás da turbina.

#### 3.2.2.1 Zonas do Combustor

A fim de se obter alta eficiência de combustão, baixa emissão de poluentes e prover um perfil de temperatura transversal dos gases mais uniforme (vide item 3.2.5), o combustor é

dividido em três zonas principais, cada qual com sua função específica, conforme apresenta a Figura 8:

Figura 8 – Zonas de um combustor anular convencional.

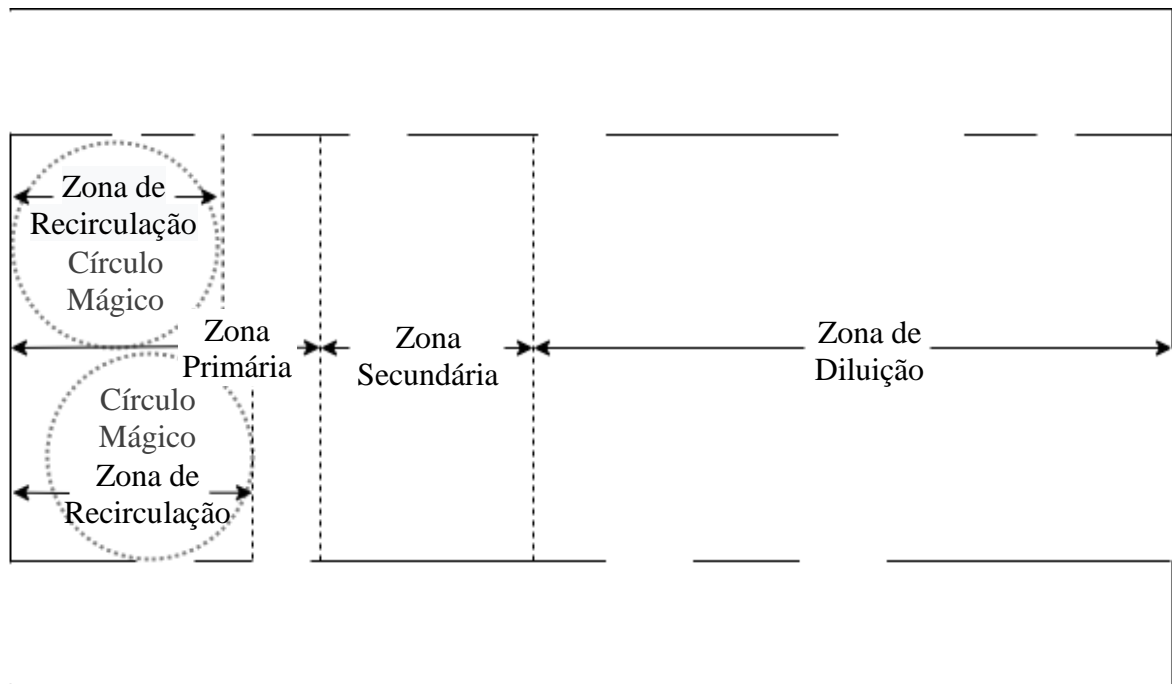


Fonte: elaborada pelo autor baseado no microturbojato estudado.

Na zona primária, o ar fornecido pelo compressor ao ser admitido faz surgir uma região de baixa pressão, o escoamento de ar reverte buscando o equilíbrio de maneira que se forma uma zona de recirculação, onde o combustível é injetado e misturado compondo os reagentes. Após isso, o ignitor cede energia para que as reações se iniciem. Com isso, forma-se a chama, que é ancorada nessa região de recirculação, denominada de subzona de recirculação, onde o escoamento é chamado de *Círculo Mágico*, podendo ser observado na Figura 9 e na Figura 10, onde o padrão de escoamento bidimensional na câmara de combustão é ilustrado.

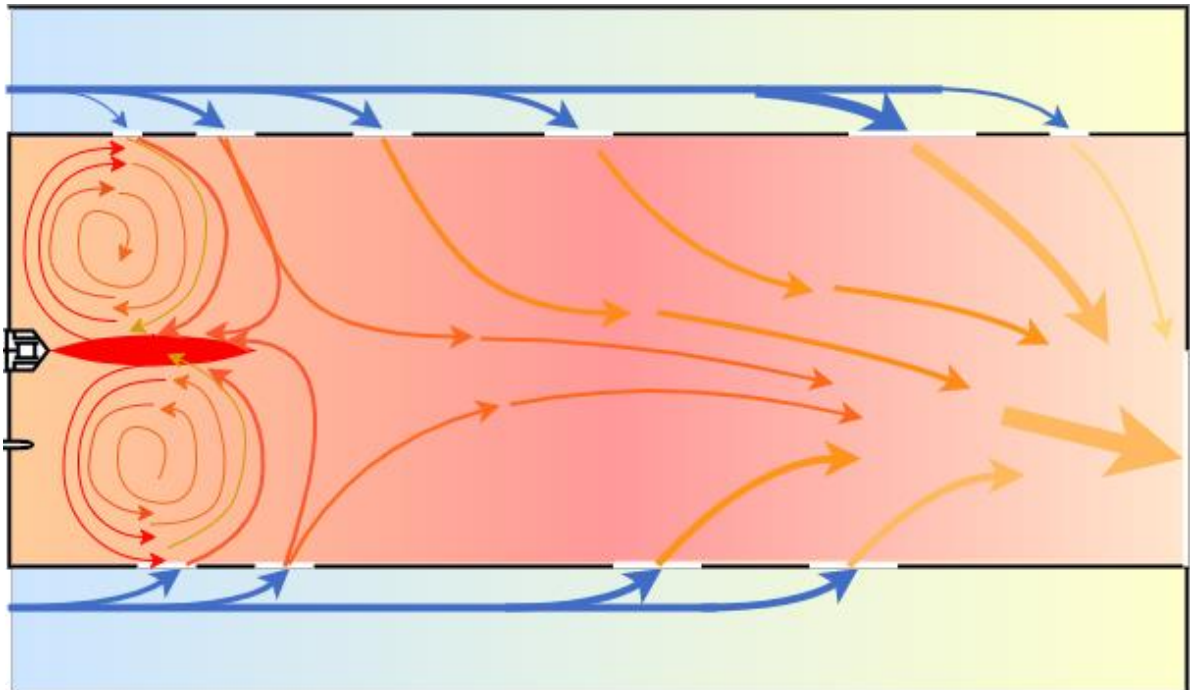


Figura 9 – Determinação das zonas de combustão e do círculo mágico na seção longitudinal do combustor.



Fonte: elaborada pelo autor com base no microturbojato estudado.

Figura 10 – Padrão bidimensional do fluxo de ar na câmara de combustão e ilustração da temperatura dos gases.



Fonte: elaborada pelo autor com base no microturbojato estudado.

É importante ressaltar que o escoamento é tridimensional nesta região de recirculação, estimulando a circulação dos gases em todas as regiões da câmara e não somente no entorno da chama. Destaque-se, para motores com compressor axial, devido ao movimento do escoamento e a utilização de difusor acoplado ao tubo de chama para desacelerá-lo até a velocidade ideal de admissão, se faz uso de um turbilhonador na entrada do combustor, circundando o injetor de combustível, cuja função é contribuir para a formação da zona de recirculação.

Já os motores com compressores centrífugos (que é o caso do microturbojato estudado neste trabalho), o difusor do compressor entrega o escoamento em um movimento rotacional em volta da parede externa do tubo de chama. Por este motivo, o uso de turbilhonador não se torna uma solução interessante, isso porque a perda associada ao escoamento seria muito grande. Dessa maneira, neste tipo de motor, a zona de recirculação é formada apenas pelos orifícios do tubo de chama, sem a utilização de turbilhonadores.

Este comportamento confere à mistura uma ótima homogeneização, provendo a ancoragem da chama e estabilidade de combustão, já que promove uma mescla dos gases quentes com os reagentes frescos, transferindo calor e facilitando a ignição.

A temperatura dos gases na zona primária costuma a atingir mais de  $2200K$ , fornecendo energia suficiente para as reações de dissociação acontecerem. O resultado é a produção de radicais instáveis e espécies moleculares mais simples como  $CO$ ,  $H_2$ ,  $O$ ,  $H$ ,  $OH$ ,  $NO$  e  $NO_2$ . Estas espécies indesejáveis (principalmente as poluentes  $CO$ ,  $NO$  e  $NO_2$ ), se resfriadas rapidamente (como acontece na zona de diluição), podem ter sua estrutura molecular estabilizada e assim serem despejadas na atmosfera [2].

Portanto, se faz necessária uma região intermediária que faça uma gradual diminuição da temperatura dos gases, proporcionando mais tempo para que alguns compostos terminem suas reações de combustão, e assim, diminuir a formação de poluentes e fuligem. Esta região é chamada de zona secundária.

Porém, somente a diminuição da temperatura na zona intermediária não entrega uma condição aceitável para a durabilidade do material das pás das turbinas. Ainda são necessárias temperaturas mais baixas e mais transversalmente homogêneas na saída do combustor. Este é o papel da zona de diluição, que deve ser projetada a fim de prover tempo e espaço para uma boa mistura e equilíbrio térmico dos produtos de combustão, incluindo o restante do ar proveniente do compressor que entra através dos orifícios de diluição.



### 3.2.3 Eficiência de Combustão

A eficiência da combustão deve sempre estar perto de 100% se o ar e o combustível estiverem adequadamente misturados, ignizados e for dado o tempo necessário para a combustão se completar. Diferentemente dos combustores para fins industriais, os motores aeronáuticos na maioria das vezes têm seu peso e seu tamanho restringidos, além do fato de operarem em diversas condições de temperatura e massa específica do ar, por consequência, a eficiência da combustão é prejudicada. Faz parte do projeto de um combustor avaliar a operação nestas condições, visando minimizar as perdas citadas e garantir um desempenho satisfatório em todo intervalo de operação [13].

A eficiência da combustão é inversamente proporcional à velocidade e diretamente proporcional à temperatura e à pressão do fluido. Como apontado por Melconian e Modak [13], para um combustor anular de projeto incipiente, a eficiência da combustão cai acentuadamente para velocidades acima de  $28 \text{ m/s}$ , temperaturas abaixo de  $290 \text{ K}$  e pressão abaixo de  $82,7 \text{ kPa}$ .

### 3.2.4 Perda de Pressão

Em turbinas a gás, a perda de pressão,  $\Delta P_{3-4}$ , é definida como a diferença em pressão total entre a saída do compressor e a entrada da turbina. Três fenômenos contribuem para a perda de pressão ao longo da câmara de combustão:

- Redução da velocidade do ar pelo difusor (caso seja necessário);
- Transferência de energia devido ao atrito com as paredes;
- Aceleração do fluido.

Estas perdas podem estar classificadas em dois grupos: Perdas que são ocasionadas por simplesmente movimentar um fluido através do combustor, como a perda devido ao atrito ou ao descolamento da camada limite, são chamadas de perdas “frias”, representadas por  $\Delta P_{fria}$ . Já as perdas derivadas da combustão, como a ocasionada pela aceleração do fluido, são chamadas de perdas “quentes”, representada por  $\Delta P_{quente}$ .

Lefebvre e Balal [2] fundamentam que, sempre que for adicionado calor em um fluido em movimento, haverá uma perda de pressão associada. Esta é a perda de pressão “quente”, que é descrita pela seguinte expressão:

$$\Delta P_{quente} = 0,5\rho u^2 [T_4/T_3 - 1] \quad (19)$$

Já a perda de pressão “fria” representa a soma de perdas advindas do difusor e do tubo de chama, conforme a expressão a seguir:

$$\Delta P_{fria} = \Delta P_{difusor} + \Delta P_{tubo\ de\ chama} \quad (20)$$

A perda de pressão do difusor é totalmente desperdiçada (portanto procura-se minimizá-la), enquanto que a perda de pressão referente ao tubo de chama é aceitável, já que ela é consequência da turbulência, que por sua vez é benéfica para o processo de mistura e de combustão [2]. Os respectivos termos são representados matematicamente da seguinte forma:

$$\Delta P_{difusor} = P_1 - P_2 \quad (21)$$

Sendo  $P_1$  e  $P_2$  as pressões totais nas seções transversais logo ao início e logo ao final do difusor, respectivamente.

$$\Delta P_{tubo\ de\ chama} = \left( \frac{A_{ref}}{A_{h,eff}} \right)^2 q_{ref} \quad (22)$$

Onde os parâmetros  $A_{ref}$  e  $q_{ref}$  são, respectivamente, a área transversal e a pressão dinâmica avaliadas num plano de máxima área transversal da câmara de combustão, delimitada pelo seu invólucro. Já o termo  $A_{h,eff}$ , que representa a área efetiva total dos orifícios do tubo de chama, pode ser calculado de duas formas:

Para dimensionar os orifícios do tubo de chama:

$$\frac{A_{ref}}{\left( \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{difusor}}{q_{ref}} \right)^{0,5}} \quad (23)$$

Através das dimensões dos orifícios do tubo de chama:

$$A_{h,eff} = \sum_{i=1}^{i=n} C_{D,i} A_{h,i} \quad (24)$$

Sendo  $C_{D,i} A_{h,i}$  a área efetiva do fluxo do  $i$ -ésimo orifício e  $n$  o número total de orifícios.

No projeto de combustores, é comum a utilização de dois parâmetros para especificar a perda de pressão: um relaciona a perda total de pressão através do combustor com a pressão total de entrada ( $\Delta P_{3-4}/P_3$ ) e o outro é a razão da perda de pressão total através do combustor com a pressão dinâmica de referência ( $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$ ). Estes dois parâmetros se relacionam através da equação:

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left( \frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \quad (25)$$

O primeiro ( $\Delta P_{3-4}/P_3$ ), chamado de perda de pressão global, geralmente assume valores entre 4% a 8%, dependendo do tipo de câmara de combustão. O segundo termo ( $\Delta P_{3-4}/q_{ref}$ ), chamado de fator de perda de pressão, é mais expressivo para o projetista pois denota a resistência do fluido em atravessar a câmara de combustão. Aerodinamicamente, pode ser considerado um equivalente ao “coeficiente de arrasto”. Ambos os termos não consideram a perda “quente” [2].

### 3.2.5 Perfil de Temperatura Transversal

É o perfil de temperatura transversal dos gases de combustão na seção transversal que faz a fronteira entre a saída do combustor e o início da turbina. Um dos maiores objetivos nos projetos de câmaras de combustão é prover uma distribuição adequada de temperatura para as pás da turbina, já que seu material tem um limite térmico de operação e, caso o pico de temperatura do gás atinja este limite, a temperatura média do combustor deve ser diminuída, prejudicando a eficiência do mesmo [13].

As características mais importantes para se alcançar um bom perfil de temperatura transversal são: ter uma mistura o mais homogênea possível e que ela ocorra com a máxima pressão possível, pois correspondem à maior taxa de transferência de calor para as paredes e pás da turbina [2]. Entretanto, ao mesmo tempo que a turbulência do escoamento distribui melhor a mistura ar-combustível no combustor, ela também é responsável por aumentar a perda de pressão. Deve-se então procurar o equilíbrio ótimo entre estes dois parâmetros.

São dois os termos usados para descrever o perfil de temperatura transversal: a Qualidade Transversal de Temperatura (em inglês, *Temperature Factor*, *Traverse Number* ou *Pattern Factor*) e o Perfil Radial de Temperatura (em inglês, *Profile Factor*), expressos matematicamente a seguir:

$$\text{Qualidade Transversal de Temperatura} = \frac{T_{\max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (26)$$

$$\text{Perfil Radial de Temperatura} = \frac{T_{mr} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (27)$$

Onde  $T_{\max}$  é a máxima temperatura dos gases na saída da câmara de combustão e  $T_{mr}$  é a temperatura média mais alta de uma linha de circunferência escolhida.

A expressão (26) destina-se para o projeto das pás de direcionamento do escoamento na saída do combustor, que limitam a temperatura máxima  $T_{\max}$ . Já a equação do Perfil Radial de Temperatura é usada para determinar a distribuição de temperatura ao longo do raio. Esta caracterização é importante pois, na prática, não se busca um perfil de temperatura uniformemente distribuído, já que se procura evitar altas temperaturas na região central do motor, que sofrem as maiores cargas mecânicas, e nas pontas das pás, onde o resfriamento é mais difícil. Deste modo, é interessante que se obtenha um perfil de temperatura onde o pico esteja numa região logo acima do centro da pá [2].

### 3.2.6 Limites de Estabilidade

Como sugere o nome, os limites de estabilidade são os limites máximos e mínimos de variação de alguns parâmetros como a temperatura, razão ar-combustível ou velocidade do escoamento que sustentem a estabilidade da chama, sendo possível sua operação. É extremamente importante que o ponto de projeto seja definido relativamente longe destes limites, já que o motor aeronáutico é sujeito a diversas condições de operação (baixas e altas rotações) e a diversas condições atmosféricas (variadas pressões, densidades e temperaturas do ar).

### 3.2.7 Limites de Altitude

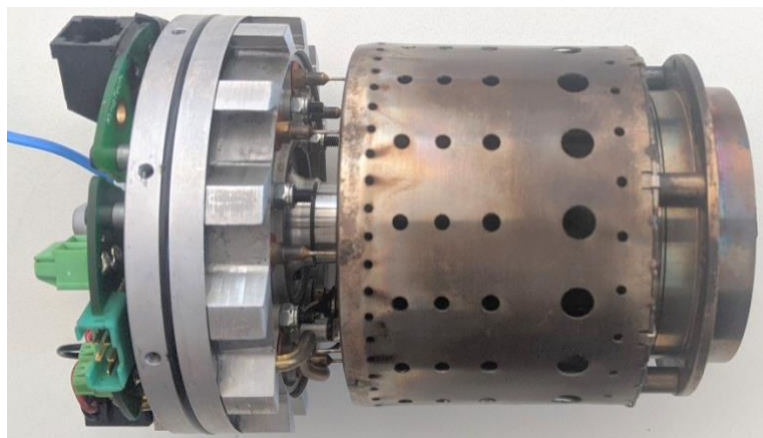
Os limites de altitude são definidos para cada regime de operação do motor e restringidos pelas características do combustor. Com o aumento da altitude, os limites de mistura rica e pobre se aproximam, estreitando a margem de empuxo residual do motor, até o teto de operação, que é o limite de altitude para um voo em velocidade de cruzeiro. Esta diminuição da eficiência se deve à redução da pressão/massa específica do ar, o que exige a diminuição da vazão de combustível para atender os limites de estabilidade de combustão. Portanto, os motores que entregam uma maior taxa de compressão do ar ao combustor, conseguem ter um melhor desempenho em elevadas altitudes [13].

#### 4 CARACTERÍSTICAS DO MICROTURBOJATO ESTUDADO

A câmara de combustão do microturbojato KingTech K-80G foi utilizada para validação da metodologia apresentada. Justificado pelo propósito de ser um motor compacto, esta é uma câmara anular acoplada a um compressor centrífugo, o que torna dispensável a presença de turbilhoador e difusor acoplado à câmara, já que devido ao tipo de compressor, o escoamento de ar fornecido à câmara tem velocidade relativamente baixa e movimento rotacional ao longo do combustor, conforme já discutido no capítulo anterior.

A seguir estão algumas fotografias do referido microturbojato montado e semidesmontado.

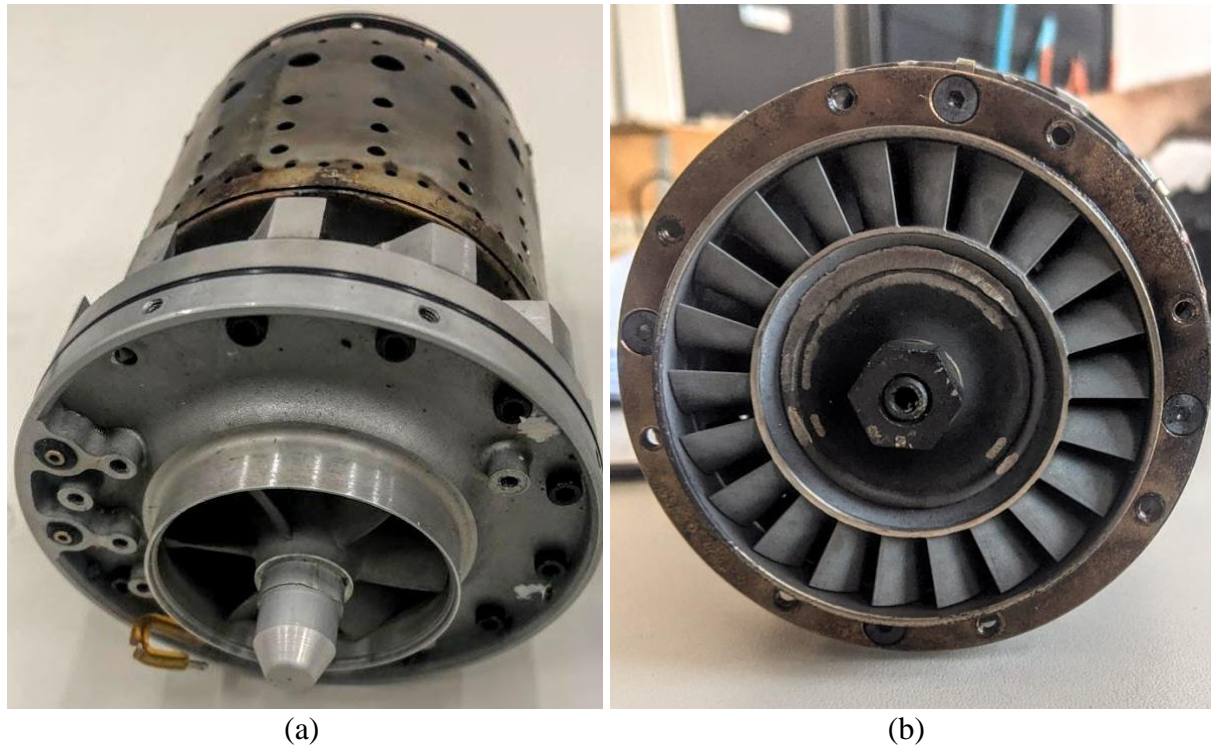
Figura 11 – Vista lateral do microturbojato sem o bocal de entrada do compressor, sem a carcaça externa e sem a tubeira. Visão do exterior do tubo de chama.



Fonte: Fotografia tirada pelo autor.

Como pode ser visto nas imagens, este tubo de chama possui seis fileiras de orifícios de admissão de ar em sua parede externa. A primeira delas (olhando para a Figura 11, da esquerda para a direita), tem como propósito resfriar a face e a primeira porção da parede do tubo de chama, além de contribuir para a recirculação do escoamento nessa região. A segunda, terceira e quarta fileiras tem como objetivo prover ar suficiente para que ocorra uma combustão completa, deixando a mistura levemente pobre ao final deste intervalo. Em seguida, a quinta fileira visa resfriar os gases e promover uma forte homogeneização da mistura. Por fim, a sexta e última fileira direciona o escoamento para a saída, ao mesmo tempo que protege termicamente as paredes adjacentes.

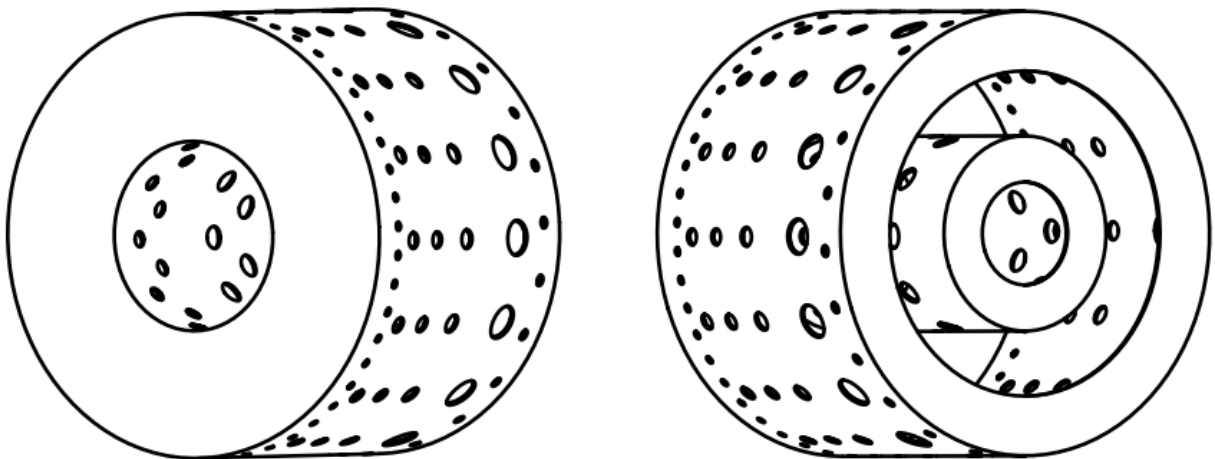
Figura 12 – (a) vista frontal e (b) vista traseira do microturbojato semidesmontado.



Fonte: fotografias tiradas pelo autor.

Já a parede interna do tubo de chama tem quatro fileiras de orifícios de admissão de ar. As duas primeiras, no sentido do escoamento, estão no primeiro quarto do tubo, suprimindo a combustão com mais oxidante, e as outras duas estão após a segunda metade do tubo, diluindo a mistura. A parede interna do tubo de chama pode ser visualizada a partir da representação trimétrica do tubo de chama no desenho a seguir:

Figura 13 – Visão diagonal de uma representação trimétrica do tubo de chama do microturbojato K-80G.



Fonte: elaborada pelo autor com base no microturbojato estudado.

As dimensões e características desta câmara de combustão estão contidas na Tabela 4 e representadas nos desenhos presentes no Anexo A. Foi utilizado um paquímetro digital para medição das cotas<sup>1</sup> e o programa Siemens NX 12 para modelagem 3D e desenho técnico.

Tabela 4 – Dados fornecidos pelo fabricante e características do microturbojato KingTech K-80G.

Dados e Características do Microtubojoato K-80G							
1. Gerais:							
a.	Empuxo Máximo (em 21 °C = 294,25 K)			8618 g = 84,52 N			
b.	Temperatura de Exaustão			650 °C = 923,15 K			
c.	RPM Máxima			145000			
d.	Consumo de Combustível (empuxo máximo)			239 g/min = 0,003983 kg/s			
2. Compressor:							
a.	Tipo de Compressor			Centrífugo			
b.	Área de Saída do Compressor			12 cm²			
3. Câmara:							
a.	Tipo de Câmara			Anular de Fluxo Direto			
b.	Espessura das Paredes do Tubo de Chama			0,5 mm			
c.	Altura de Referência			39 mm			
d.	Altura do Tubo de Chama			22 mm			
e.	Comprimento do Tubo de Chama			60 mm			
f.	Quantidade de Fileiras de Orifícios na Parede Externa			6			
	Fileira	1	2	3	4	5	6
	Quantidade de Orifícios	48	16	16	16	16	24
	Diâmetro dos Orifícios (mm)	1,5	3	3	3,5	6,5	2
	Posição dos Orifícios em Relação à Face (mm)	6	11	19	29	43	55
g.	Quantidade de Fileiras de Orifícios na Parede Interna			4			
	Fileira			1	2	3	4
	Quantidade de Orifícios			10	10	10	10
	Diâmetro dos Orifícios (mm)			3	3	4,5	4,5
	Posição dos Orifícios em Relação à Face (mm)			8	14	33	43

Fontes: medição pelo autor e dados no manual do fabricante [15].

<sup>1</sup> Incerteza associada da medição: 0,1 milímetros.

## **5 METODOLOGIA**

### **5.1 Considerações Iniciais**

A metodologia de dimensionamento de câmara de combustão desenvolvida a seguir foi baseada na literatura disponível, que é uma abordagem clássica para o projeto de combustores. Portanto, o desenvolvimento a seguir não corresponde ao estado da arte em projeto dos combustores atuais (já que tal estudo acarretaria sofisticados experimentos e cálculos computacionais), mas sim em uma metodologia inicial, largamente utilizada pela comunidade, que serviu como o alicerce para os desenvolvimentos recentes. Devido à complexa decodificação matemática da física de um escoamento em combustão, é importante ressaltar que boa parte das equações apresentadas por essa metodologia é de cunho empírico, resultado de uma série de experimentos realizados ao longo de décadas de pesquisa. Deste modo, não é possível apresentar suas deduções analíticas.

A maior vantagem na utilização da metodologia empírica se dá através da simplicidade das equações, permitindo a rápida implementação do método e reduzindo o tempo de projeto. Apesar de ser validada estatisticamente, abrangendo diversos tipos de configurações de combustor, ela apresenta algumas limitações com respeito às características do fluido e seu comportamento no combustor. Também, não acompanha adequadamente significativas mudanças de tecnologia (desempenho do combustor, aumento da temperatura do combustor e durabilidade) ou a utilização de dispositivos não convencionais de um projeto clássico [16].

Como dito anteriormente, a abordagem adotada é de cunho empírico e tem como objetivo minimizar o tempo de desenvolvimento, de forma a obter um projeto inicial. Para alcançar uma melhor correspondência entre a aerodinâmica e o dimensionamento do combustor, um procedimento iterativo de desenvolvimento é necessário [13].

Ressalta-se também que este trabalho não se propõe a projetar os injetores de combustível e o sistema de ignição.

### **5.2 Especificações Necessárias Para Um Projeto de Câmara de Combustão**

Primeiramente, são requeridas as características do tipo de operação do motor, bem como as especificidades do compressor e da turbina. Uma vez especificado o empuxo desejado e, após a realização das análises prévias de desempenho do equipamento, além da determinação dos limites dos materiais empregados, o projeto do combustor pode se iniciar. Este estudo inicial refere-se à condição de operação no ponto de projeto, uma vez que esta é a condição em que o motor requer melhor desempenho.



Porém, no projeto de combustores para fins comerciais, além do requerimento elencado acima, existe o objetivo de minimização os poluentes, o que exige a análise de diversas condições de operação (quantas forem possíveis), de modo a garantir que em todas elas os requerimentos sejam satisfeitos. Fica a cargo do projetista avaliar quantas condições serão investigadas, de acordo com a finalidade do motor. Para microturbojato estudado, devido as limitadas informações disponibilizadas pelo fabricante, somente a condição de empuxo máximo (ponto de projeto) foi avaliada.

As informações necessárias para especificar o dimensionamento do combustor para cada condição são:

- Vazão mássica;
- Vazão mássica de combustível;
- Distribuição de temperatura, pressão e velocidade na entrada do combustor;
- Perfil transversal de temperatura na saída do combustor;
- Limitações de perda de pressão;
- Tipos de poluentes e níveis permitidos;
- Temperatura na parede permitida.

Existem também algumas limitações físicas que devem ser levadas em consideração para a construção de um combustor aeronáutico:

- Limitações de tamanho;
- Limitações de peso;
- Requisitos de durabilidade e semelhança de vida útil entre as trocas de peças;
- Compatibilidade com o tipo de combustível;
- Outras limitações ou requisitos especiais.

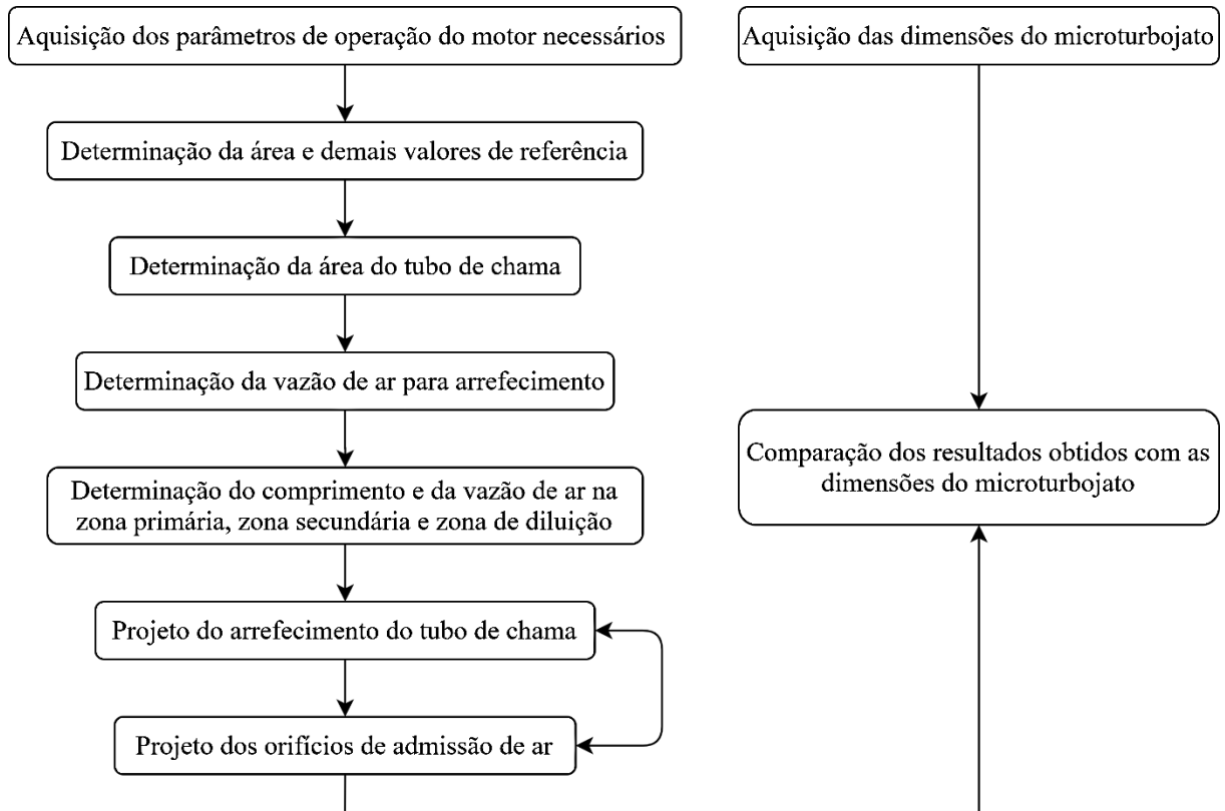
Como o propósito é avaliar um projeto já existente, esta última etapa não se faz necessária.

### **5.3 Sequência de Projeto**

Definidas as especificações, pode-se agora aplicar a metodologia para determinar as dimensões e características de projeto do combustor, de modo que atendam aos requisitos.

A metodologia está estruturada da seguinte forma:

Fluxograma – Fluxograma da metodologia proposta.



Fonte: elaborado pelo autor.

## 5.4 Projeto

### 5.4.1 Seleção do Tipo de Câmara de Combustão

Escolheu-se o tipo de câmara anular que corresponde a configuração microturbojato utilizado para validar a metodologia de projeto proposta neste trabalho. Porém, caso fosse necessária uma avaliação para escolher o tipo de combustor mais adequado para o propósito aeronáutico, os seguintes aspectos seriam elencados como maior prioridade:

- Menor peso;
- Menor área frontal;
- Fácil ignição.

Desse modo, conforme a Quadro 1, o tipo de câmara que mais atende às preferências acima é o tipo anular. Não coincidentemente está presente na maior parte dos motores aeronáuticos comerciais atualmente.

### 5.4.2 Dimensionamento

#### 5.4.2.1 Determinação da Área de Referência

A área de referência,  $A_{ref}$ , é definida como a máxima área da seção transversal da carcaça (incluindo a área do tubo de chama) e é determinada a critério do projetista. Este deve levar em conta as considerações aerodinâmicas (perda de pressão “fria”) e químicas (velocidade da reação). Deve-se procurar encontrar um valor que seja pequeno a ponto de reduzir a perda de pressão “fria”, já que minimiza a superfície de contato com o fluido, e que seja grande o bastante para permitir que as reações de combustão se completem. Porém, eventualmente o atendimento a essas duas pretensões não pode ser atingido por limitações de espaço ou por restrições regulamentares de gases poluentes [17].

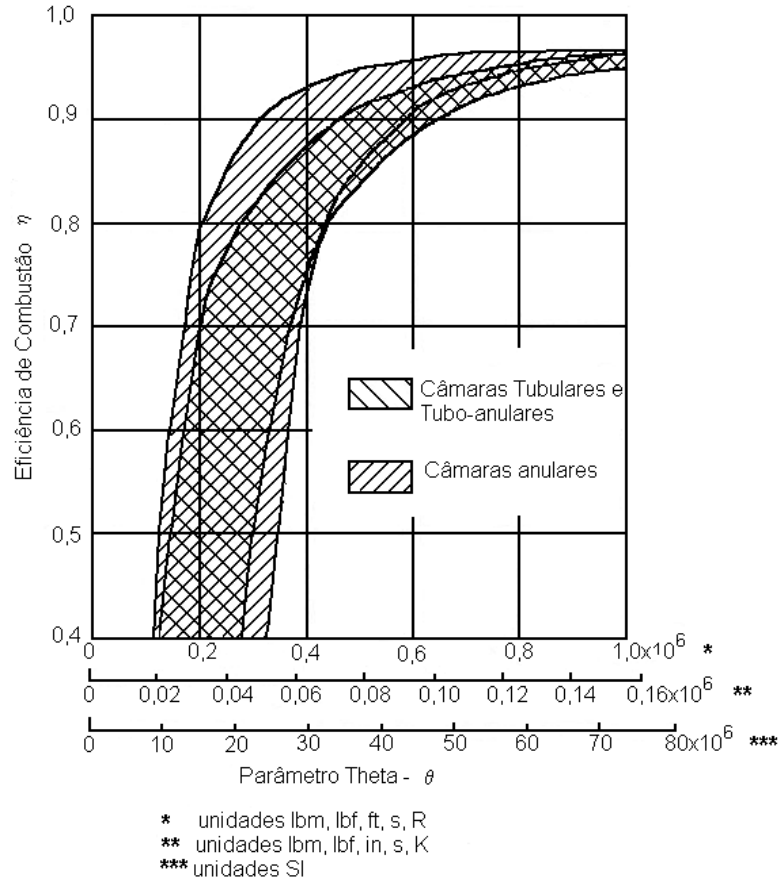
As expressões para a obtenção da área de referência são apresentadas a seguir [13]:

$$\text{Pela aerodinâmica:} \quad A_{ref} = \left[ k \left( \frac{\dot{m}_3 T_3^{0.5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \frac{\Delta P_{3-4}/q_{ref}}{\Delta P_{3-4}/P_3} \right]^{0.5} \quad (28)$$

$$\text{Pela química:} \quad \theta = \frac{P_3^{1.75} A_{ref} D_{ref}^{0.75} \exp(T_3/b)}{\dot{m}_3} \quad (29)$$

A constante  $k$  varia apenas com relação às unidades usadas, é igual à 143,5 ao utilizar as unidades do sistema internacional (SI) e é igual à 0,83, nas unidades  $lb, ft$  e  $R$ . O termo  $\dot{m}_3$  é vazão mássica de ar,  $P_3$  é a pressão total e  $T_3$  a temperatura estimadas na entrada da câmara,  $q_{ref}$  é a pressão dinâmica na máxima área da seção transversal da carcaça ( $A_{ref}$ ) e  $\Delta P_{3-4}$  é a perda de pressão total ao longo da câmara.

Já  $\theta$  é a variável que se relaciona com a eficiência da combustão,  $\eta$ . Como se busca obter a maior eficiência possível, é utilizado o parâmetro  $\theta$  correspondente, tendo seu valor igual à  $73 \cdot 10^6$  (unidades do SI), como pode ser notado no Gráfico 1.

Gráfico 1 – Correlação entre eficiência de combustão e o parâmetro  $\theta$  ( $\Theta$ ).

Fonte: adaptado de [13] e [2].

O fator de correção da temperatura,  $b$ , é definido de acordo com a relação ar combustível da zona primária. Para razão de equivalência nesta região entre 0,6 e 1,0, a fórmula  $b = 245 (1,39 + \ln \phi_{ZP})$  é empregada. Já para  $\phi_{ZP}$  entre 1,0 e 1,4, é utilizado  $b = 170 (2,00 - \ln \phi_{ZP})$ . Sendo:

$$\phi_{ZP} = \frac{\phi_{global}}{\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3} \quad (30)$$

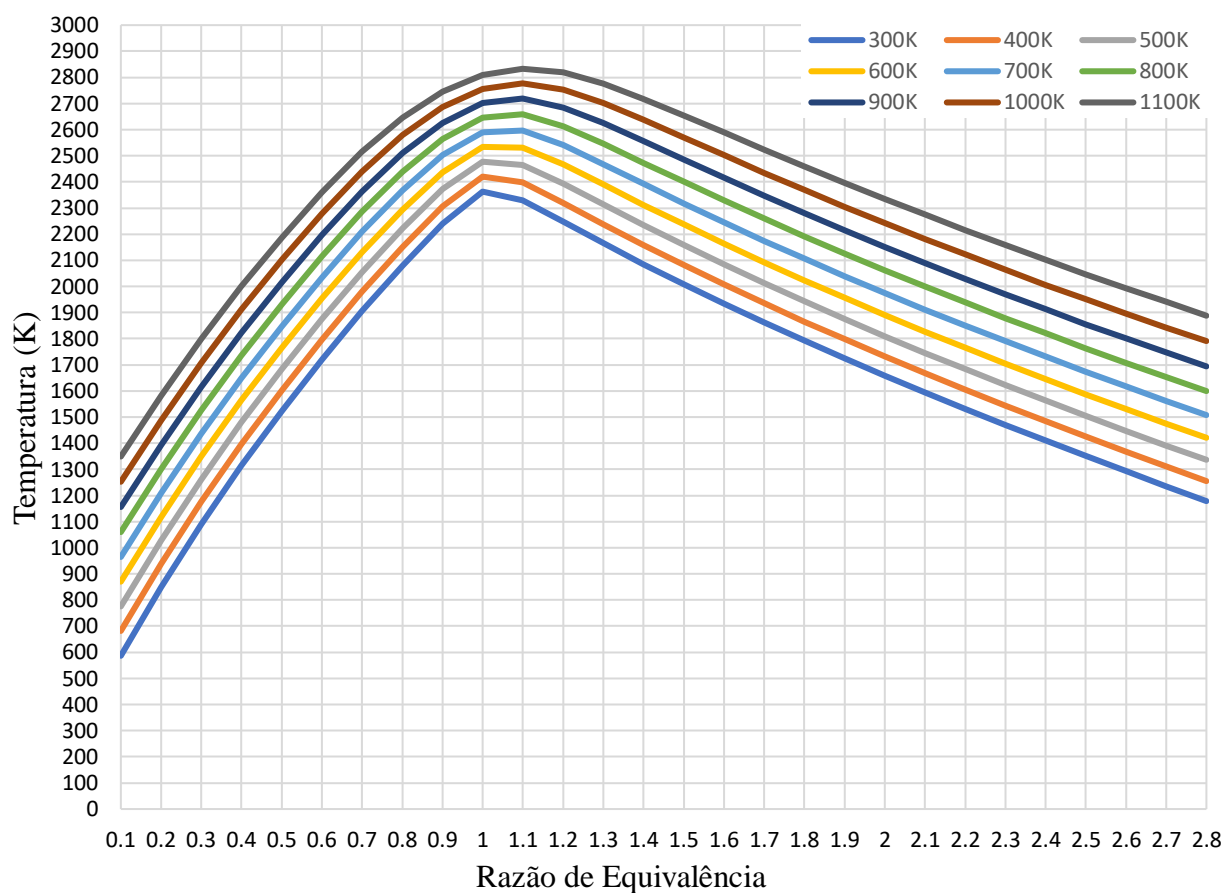
$$\phi_{global} = \frac{\phi_{condição\ operacional}}{\phi_{estequiométrica}} = \frac{(\dot{m}_{comb}/\dot{m}_3)_{condição\ operacional}}{(\dot{m}_{comb}/\dot{m}_3)_{estequiométrica}} \quad (31)$$

A razão  $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3$ , ou melhor, a porcentagem de ar a ser designada à zona primária, deve ser escolhida de modo que a razão de equivalência no local esteja na região de flamabilidade da mistura. Para estimar os limites desta região, primeiramente é importante saber qual é a

temperatura limite que ainda sustente uma combustão estabilizada. Obtida de forma experimental, é conhecido na literatura que, para a maioria dos hidrocarbonetos a temperatura limite para misturas pobres permanece em torno de 1600 K [13] [18]. Até esta temperatura, a análise de equilíbrio químico não sofre variações significativas com variação de pressão, ou seja, a explosão só se torna substancial quando, teoricamente, é atingida uma temperatura de cerca de 1600 K.

Conhecido o comportamento da temperatura dos produtos da combustão em função da razão de equivalência para a mistura, é possível estimar a razão de equivalência associada à esta temperatura, indicando assim, o limite de equivalência inferior e o superior. Então, para o caso da combustão do JET-A1, temos as seguintes curvas de temperatura em função da razão de equivalência:

Gráfico 2 – Temperatura de chama adiabática em função da razão de equivalência da combustão de JET-A1 e ar em diferentes temperaturas.



Fonte: elaborado pelo autor. Dados obtidos pelo programa de cinética química Cantera.

A depender da temperatura do ar na entrada do combustor ( $T_3$ ), é associada uma razão de equivalência onde ocorre a extinção da chama, lida quando  $T = 1600\text{ K}$ . Como pode ser visualizado no gráfico anterior, as curvas apresentam certa linearidade nas regiões limítrofes, portanto, numa abordagem simplificada, pode-se extrair a equação da reta média na região pobre e rica da mistura, em função de  $T_3$  [17]:

$$\phi_{pobre} = 0,70547 - 0,00046 \cdot T_3 \quad (32)$$

$$\phi_{rico} = 1,46695 + 0,00172 \cdot T_3 \quad (33)$$

A câmara de combustão deve ser projetada de forma que nunca ocorra extinção da chama, sejam quais forem as condições de operação do motor. Por isso, no projeto de câmaras de combustão para motores aeronáuticos, diversos regimes de operação são avaliados, de modo que a razão de equivalência na zona primária sempre esteja entre os limites de flamabilidade. Uma forma de sintetizar a análise é escolher as condições mais críticas para combustão na câmara e tomá-las de parâmetro.

A partir da temperatura em cada condição de operação avaliada e das equações (32) e (33), pode-se obter as relações  $\phi_{global}/\phi_{pobre}$  e  $\phi_{global}/\phi_{rico}$  que indicam a máxima e a mínima quantidade de ar (em percentual) admitida pela combustão na zona primária para cada condição, respectivamente. Dentre os valores, escolher o menor referente a razão  $\phi_{global}/\phi_{pobre}$  e o maior referente a razão  $\phi_{global}/\phi_{rico}$  significa restringir a porcentagem de ar na zona primária de modo a atender todas as condições de operação. A razão  $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3$  deve estar entre estes dois valores finais. Valores menores ou maiores que estes limites provocarão extinção da chama em pelo menos uma condição de operação selecionada. A escolha mais prudente de um valor entre estes limites deve considerar alguns pontos importantes também:

1. Se  $\phi_{ZP}$  for próximo a 1,07 (condição de maior temperatura de combustão) haverá maior taxa de formação de óxidos de nitrogênio, produtos poluentes e tóxicos;
2. É necessário que  $\phi_{ZP}$  seja menor que 1,5 para minimizar a formação de fuligem, já que este tende a aumentar a temperatura nas paredes da câmara.
3. Valores muito próximos aos limites podem provocar instabilidades de combustão;

Portando os dois valores de  $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3$  limitantes calculados anteriormente, mais os obtidos pela primeira e segunda recomendação ( $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3 < \phi_{global}/1,07$  e  $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3 > \phi_{global}/1,5$ ), aplica-se a terceira recomendação para determinar o valor intermediário do intervalo restante de  $\dot{m}_{ZP}/\dot{m}_3$ .

Definindo a porcentagem de ar na zona primária, calcula-se então  $\phi_{ZP}$  para cada condição crítica. Agora com estes valores, é possível calcular o fator de correção da temperatura,  $b$ , para cada caso. Por fim, em conjunto com a Tabela 5, onde se têm os valores representativos de perda de pressão total para diferentes tipos de câmaras, reuniu-se o necessário para se determinar a área de referência pela Eq. (10) e pela Eq. (11).

Tabela 5 – Parâmetros aerodinâmicos de referência.

Tipo de Câmara	$\Delta P_{3-4}/P_3$	$\Delta P_{3-4}/q_{ref}$
<b>Multitubular</b>	0,07	37
<b>Tubo anular</b>	0,06	28
<b>Anular</b>	0,06	20

Fonte: [2].

O resultado trará um valor de  $A_{ref}$  para cada condição consultada. Considerando que:

- uma maior área de referência significa velocidades menores do fluido no interior da câmara, proporcionando assim melhor estabilidade de combustão e menor perda de pressão total;
- com maiores dimensões, as zonas reterão os gases por mais tempo, aumentando a eficiência de combustão;

O mais coerente é escolher o maior valor encontrado de  $A_{ref}$  [17], respeitando as restrições de tamanho da câmara de combustão, se houver.

#### 5.4.2.2 Determinação da Área do Tubo de Chama

A relação entre a área de referência e a área transversal do tubo de chama, para câmaras anulares, é dada pela equação:

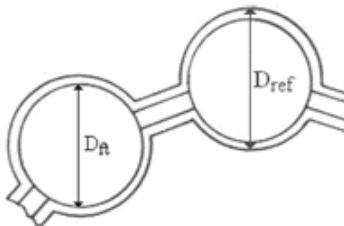
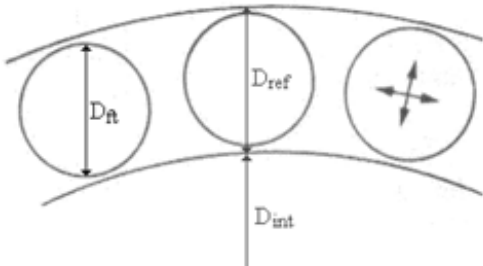
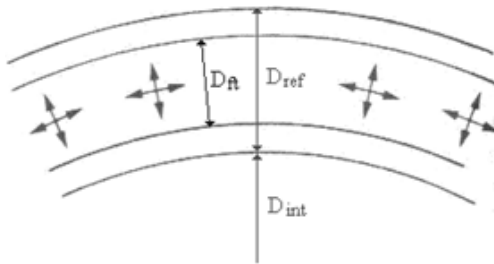
$$A_{ft} = 0,56 \cdot A_{ref} \quad (34)$$

Entretanto, este coeficiente de 0,56 assumirá o valor de 0,65 e 0,7 para câmaras do tipo tubo anulares e tubulares, respectivamente [13].

### 5.4.2.3 Altura de Referência e Altura do Tubo de Chama

A expressão para o cálculo da altura de referência ( $D_{ref}$ ) e da altura do tubo de chama ( $D_{ft}$ ) é diferente a depender do tipo de combustor o qual foi escolhido para o projeto. Baseando-se na expressão relativa a área de um círculo de raio  $r$  (área =  $\pi r^2$ ), pode-se chegar nas expressões contidas na Tabela 6, a partir das relações geométricas de cada tipo de combustor, como ilustrado a seguir. Para combustores tubo anulares e anulares, é considerado que já se saiba a altura interna ( $D_{int}$ ), indicado nas figuras.

Tabela 6 – Expressões para o cálculo da altura de referência e da altura do tubo de chama para três tipos de combustores.

Tipo de combustor	Geometria	$D_{ref}$	$D_{ft}$
Multitubular		$\sqrt{\frac{4A_{ref}}{\pi}}$	$\sqrt{\frac{4A_{ft}}{\pi N_{ft}}}$
Tubo anular		$\frac{\sqrt{\frac{4A_{ref}}{\pi} + D_{int}^2} - D_{int}}{2}$	$\sqrt{\frac{4A_{ft}}{\pi N_{ft}}}$
Anular		$\frac{\sqrt{\frac{4A_{ref}}{\pi} + D_{int}^2} - D_{int}}{2}$	$\frac{A_{ft}}{\pi(D_{int} + D_{ref})}$

Fonte: elaborada pelo autor.

### 5.4.2.4 Determinação do Comprimento das Zonas

Tomando como base os estudos de Melconian e Modak [13], o comprimento da zona primária ( $L_{zp}$ ) pode ser estimado como estando entre 2/3 e 3/4 da altura do tubo de chama – caso a limitação de espaço permita, a escolha último valor é preferível já que concede uma maior eficiência de combustão. Como parte da zona primária, a zona de recirculação tem seu comprimento sendo aproximadamente metade da altura do tubo de chama. O comprimento da



zona secundária ( $L_{ZS}$ ) pode ser estimada também como sendo  $1/2 D_{ft}$  [13]. Já para a zona de diluição ( $L_{ZD}$ ), seu comprimento deve estar em torno de  $3/2$  de  $D_{ft}$  [2]. Segundo Lefebvre, valores abaixo deste implicam em uma mistura insuficiente e valores maiores não mostram melhora significativa na Qualidade Transversal de Temperatura pois alguma quantidade de ar, que seria usada para diluição, será necessária para o resfriamento do comprimento extra das paredes.

Por fim, o comprimento da câmara de combustão é dado por:

$$L_{cc} = L_{ZP} + L_{ZS} + L_{ZD} \quad (35)$$

#### 5.4.3 Determinação Preliminar da Distribuição de Ar

Como já se estabeleceu a porcentagem de ar necessária na zona primária para se chegar aos valores de  $A_{ref}$ , o passo seguinte é determinar a porcentagem de ar na zona secundária para então se saber o quanto de ar deve passar pelos orifícios de admissão desta região.

A zona secundária tem como função principal prover a completa combustão da mistura, logo, este é a intenção na especificação da quantidade de ar nesta zona. A situação que mais pode limitar a totalidade da combustão é a condição de operação mais rica. Esta condição é demarcada pela maior razão de equivalência global. Neste sentido, espera-se que a razão de equivalência global, até a segunda zona, seja ligeiramente pobre. Fica a critério do projetista determinar o valor exato, considerando as especificações do projeto. Neste trabalho, foi escolhido o valor de 0,8 como convencionado na literatura [17] [13]. Assim sendo, a quantidade relativa de ar até a zona secundária é dada por:

$$\frac{(\phi_{global})_{+rico}}{\phi_{ZS}} \quad (36)$$

De forma preliminar, Odgers [19] sugere que a equação a seguir pode ser usada para estimar a porcentagem de ar destinada para o resfriamento das paredes do tubo de chama, com certa aproximação ( $\pm 10\%$ ):

$$\frac{\dot{m}_{arref}}{\dot{m}_3} = 0,1T_3 - 30 \quad (37)$$

Mais à frente, após estimar a temperatura da parede do tubo de chama, a necessidade de ar para resfriamento das paredes será revista.

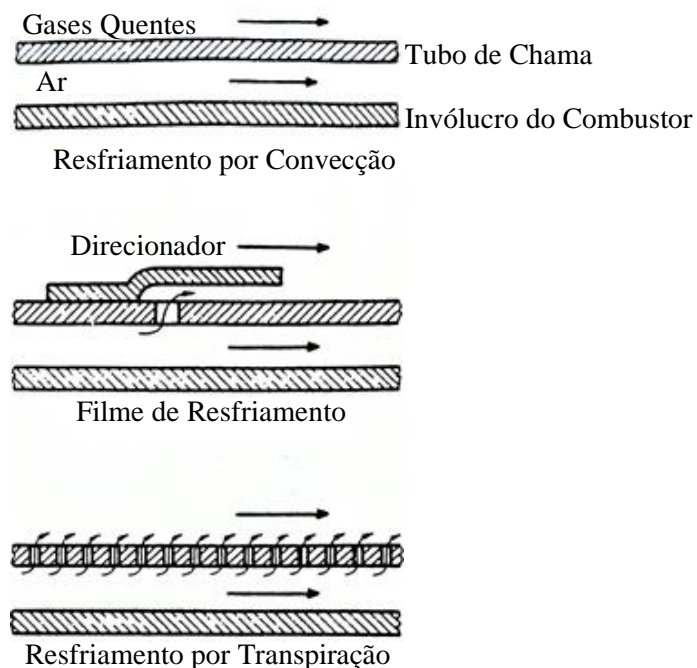
Enfim, a vazão de ar na zona de diluição ( $\dot{m}_{ZD}$ ) é determinada através da expressão:

$$\frac{\dot{m}_{ZD}}{\dot{m}_3} = 1 - \frac{\dot{m}_{ZP} + \dot{m}_{ZS} + \dot{m}_{arref}}{\dot{m}_3} \quad (38)$$

#### 5.4.4 Projeto do Arrefecimento do Tubo de Chama

É sabido que manter a temperatura até cerca de 1100 K na parede do tubo de chama garante uma boa vida útil para a maioria das ligas metálicas empregadas para este fim. Já operar com temperaturas acima de 1300 K implica em uma rápida oxidação do material [2]. Como já foi visto na seção 2.1.4.2, a combustão do JET-A1 pode chegar a temperaturas próximas a 2300 K. Para proteger o material da câmara de combustão destas altas temperaturas, comumente é utilizado parte do ar advindo do compressor na intenção de retirar energia térmica das paredes e de ser um isolante térmico. Isso pode ser alcançado de diferentes formas, como por resfriamento por convecção, por transpiração ou por filme de resfriamento, ilustrados na Figura 14. Este último, consiste em posicionar algumas fendas de arrefecimento de modo que o ar advindo do compressor as atravessasse e siga tangencialmente à parede do tubo de chama, formando um filme de resfriamento que protege a parede.

Figura 14 – Tipos de resfriamento de parede.



Fonte: adaptado de [13].

A metodologia de projeto apresentada permite ajustar a geometria das fendas a fim de atingir o resfriamento adequado, e, também, a sua posição ao longo do tubo de chama. Para prever, de modo aproximado, o impacto positivo de se posicionar fendas de resfriamento no tubo de chama, é necessário estimar a distribuição de a temperatura e vazão dos gases ao longo do tubo de chama.

#### 5.4.4.1 Estimativa da Temperatura dos Gases ao Longo do Tubo de Chama

Para o correto posicionamento dos orifícios de resfriamento da parede do tubo de chama, é necessário saber os locais em que a temperatura dos gases é mais alta. Dada a tridimensionalidade do escoamento e a complexidade dos fenômenos termodinâmicos envolvidos, esta tarefa demanda pesados cálculos computacionais para se obter resultados acurados e, portanto, se torna custosa demais para compor um projeto preliminar.

Nesse estágio de projeto, abordagem computacional não se faz necessária, já que o interesse é ter somente uma ideia de onde posicionar as fendas. Para isso, o cálculo é feito separadamente por zona, admitindo que, dentro de cada zona, a variação de temperatura é linear entre a temperatura inicial,  $T_{in}$ , e a temperatura final,  $T_{fim}$ .

#### I. Zona Primária:

##### a. Zona de Recirculação:

Dentro dos limites da zona de recirculação, é considerado que todo seu volume apresenta a mesma temperatura. Isto pode ser assumido devido à forte recirculação dos gases nesta região, o que provoca uma distribuição de temperatura mais homogênea. A temperatura estimada para esta zona é o resultado da média ponderada entre a temperatura mais baixa, a dos gases de entrada,  $T_3$ , e a temperatura mais alta, calculada pela seguinte equação:

$$T_{max,ZR} = T_3 + \eta_{ZR} \Delta T_{\phi=1} \quad (39)$$

sendo:

$$\eta_{ZR} = 0,83 + 0,17 \tanh[1,5475 \cdot 10^{-3} \cdot (T_3 + 108 \ln p_3 - 1863)] \quad (40)$$

e  $\Delta T_{\phi=1}$  o aumento de temperatura desenvolvido pela combustão adiabática da mistura na situação de estequiometria. Este valor pode ser obtido através de um programa de equilíbrio químico.

Nota-se pela Eq. (39) que a temperatura final é função da temperatura inicial mais o aumento de temperatura devido à combustão, considerada sua eficiência.

Para calcular a temperatura média nesta zona, utiliza-se a equação:

$$T_{média,ZR} = \frac{1}{3}T_3 + \frac{2}{3}T_{max,ZR} \quad (41)$$

b. Restante da Zona Primária:

Nesta região, compreendida entre o final da zona de recirculação e o início da zona secundária, tem sua temperatura inicial igual à  $T_{média,ZR}$ , variando linearmente até a temperatura final, calculada pelas equações:

$$T_{saída,ZP} = T_3 + \eta_{ZP}\Delta T_{ZP} \quad (42)$$

$$\eta_{ZP} = 0,92 + 0,12 \tanh[1,5475 \cdot 10^{-3} \cdot (T_3 + 108 \ln p_3 - 1863)] \quad (43)$$

Igualmente como  $\Delta T_{\phi=1}$ , a obtenção de  $\Delta T_{ZP}$  pode ser feita através de algum programa de equilíbrio químico, porém, neste caso utilizando a razão de equivalência da zona primária, calculada em passos anteriores.

II. Zona Secundária:

O mesmo método se aplica para o cálculo da temperatura na zona secundária, considerando que a temperatura dos gases que entram nesta região é igual à  $T_{saída,ZP}$ , e a temperatura final segue o modelo anterior, diferenciando-se apenas na eficiência da combustão nesta zona.

$$T_{saída,ZS} = T_3 + \eta_{ZS}\Delta T_{ZS} \quad (44)$$

Para misturas ricas,

$$\eta_{zs} = 1/\phi_{zs} \quad (45)$$

Já para misturas pobres, que é a situação que se pretende obter na zona secundária, vide item 5.4.3:

$$\log \log 1/\eta_{zs} = 0,911 \log \psi_{T_3} + 8,02\phi - 1,097 + D^* \quad (46)$$

sendo  $D^*$  um parâmetro da influência da perda de pressão total ao longo da câmara e  $\psi_{T_3}$  um parâmetro chamado de carga cinética do combustível [17], definidos abaixo:

$$D^* = 0,736 - 0,0173 \frac{P_3}{\Delta P} \quad (47)$$

$$\psi_{T_3} = \left( 10^{-3,054\phi_{zs}^{-1,205}} \cdot T_3^{1,2327\phi_{zs}^{-1,205}} \right) \frac{\dot{m}_{comb}}{V_{zs} P^{(2\phi_{zs})}} \quad (48)$$

$V_{zs}$  corresponde ao volume da zona secundária, que, para câmaras anulares sem cúpula corresponde a:

$$V_{zs} = A_{ft} \cdot L_{sz} \quad (49)$$

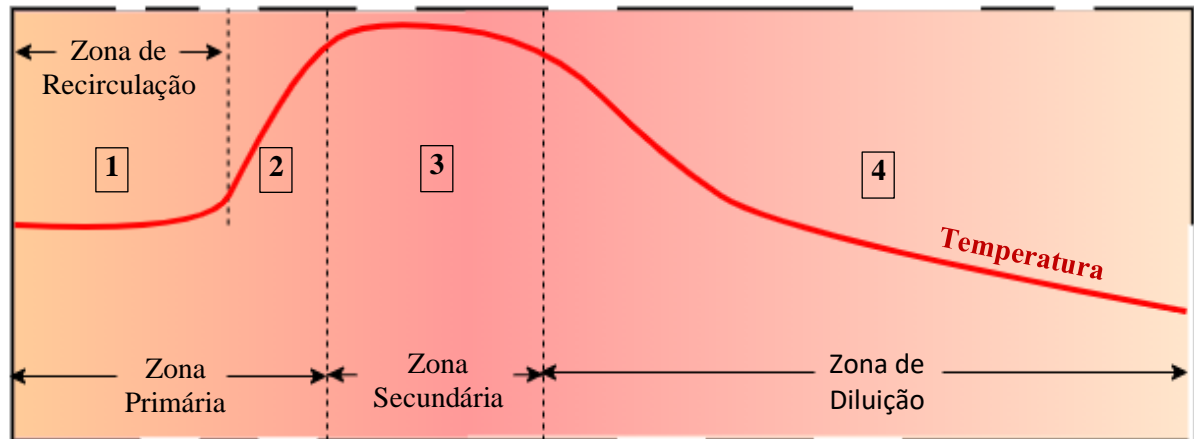
### III. Zona de Diluição:

O método para determinação da temperatura na zona de diluição é o mesmo que o para zona secundária, utilizando os termos referentes a zona de diluição e considerando que  $\phi_{zd} = \phi_{global}$  e que  $V_{zd} = A_{ft} \cdot L_{zd}$ ).

Por fim, toma-se  $T_{saída,zd}$  como a  $T_4$ . Portando esta temperatura, pode-se calcular o perfil radial de temperatura e qualidade transversal de temperatura, assim como demonstrado no item 3.2.5.

A Figura 15 ilustra como a temperatura dos gases evolui ao longo da câmara.

Figura 15 – Perfil da temperatura dos gases ao longo do tubo de chama.



Fonte: elaborada pelo autor.

Como este método assume a variação linear de temperatura entre o início e término de cada zona, pode-se inferir uma temperatura local,  $T_g$ , que seja dependente da distância ( $x$ ) entre o ponto de inferência e o início do tubo de chama. A única exceção é a zona de recirculação, onde se assume que a temperatura é constante e igual a  $T_{média,ZR}$ . Foi atribuído um número para cada zona a fim de facilitar o entendimento.

Tabela 7 – Equações para se obter a temperatura dos gases localmente.

Região	$T_g$
1	$T_{média,ZR}$
2	$T_{média,ZR} + \frac{(T_{saída,ZP} - T_{média,ZR})}{(L_{ZP} - L_{ZR})} \cdot (x - L_{ZR})$
3	$T_{saída,ZP} + \frac{(T_{saída,ZS} - T_{saída,ZP})}{L_{ZS}} \cdot (x - L_{ZP})$
4	$T_{saída,ZS} + \frac{(T_{saída,ZD} - T_{saída,ZS})}{L_{DZ}} \cdot (x - L_{ZP} - L_{ZS})$

Fonte: elaborada pelo autor.

#### 5.4.4.2 Estimativa da Vazão Mássica dos Gases ao Longo do Combustor

Outro requisito para aplicar a metodologia de transferência de calor entre os gases e a parede do tubo de chama é conhecer a vazão mássica dos gases e do ar que escoam na região anular. Para determinar os valores de vazão dentro do tubo de chama à uma distância ( $x$ ) qualquer, foram utilizadas as equações contidas na Tabela 8, que, assim como as equações para determinar  $T_g$ , assumem uma variação linear ao longo da câmara.

Tabela 8 – Equações para se obter vazão mássica dos gases localmente.

Região	$\dot{m}_g$
1	$\dot{m}_{g,ZR} = \frac{3}{4} \dot{m}_{ZP}$
2	$\dot{m}_{g,ZP} = \dot{m}_{g,ZR} + (\dot{m}_{ZP} - \dot{m}_{g,ZR})(x - L_{ZR})/(L_{ZP} - L_{ZR})$
3	$\dot{m}_{g,ZS} = \dot{m}_{g,ZP} + (\dot{m}_{ZS} - \dot{m}_{g,ZP})(x - L_{ZP})/L_{ZS}$
4	$\dot{m}_{g,ZD} = \dot{m}_{g,ZS} + (\dot{m}_{ZD} - \dot{m}_{g,ZS})[x - (L_{ZP} + L_{ZS})]/L_{ZD}$

Fonte: elaborada pelo autor.

Subtraindo a vazão mássica total,  $\dot{m}_3$ , pela vazão local dos gases dentro do tubo de chama,  $\dot{m}_g$ , tem-se a vazão na região anular avaliada localmente,  $\dot{m}_{an}$ .

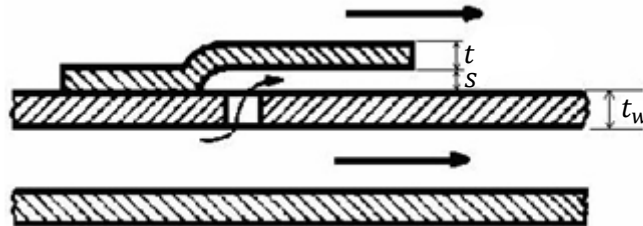
#### 5.4.4.3 Arrefecimento da Parede do Tubo de Chama por Filme de Resfriamento

Como pode ser visto na Figura 15, o pico de temperatura dos gases se encontra na transição entre a zona primária e a zona secundária. Deve-se então verificar se há necessidade da utilização de fendas de resfriamento nessa região.

Os passos seguintes envolvem a aplicação da metodologia de transferência de calor para câmaras com filme de resfriamento proposta por Lefebvre e Balal [2], e para isto é necessário estipular primeiramente algumas características físicas do material e da fenda a serem empregadas no combustor, como também outras grandezas termodinâmicas do próprio gás, para ao final, obter a temperatura do ar do filme de resfriamento, parâmetro essencial para os cálculos de transferência de calor entre a parede do tubo de chama e os gases.

De forma preliminar, deve-se estimar o número de fendas de arrefecimento e suas dimensões. Isso diz respeito à altura e espessura da fenda e do tubo de chama,  $s$ ,  $t$  e  $t_w$ , respectivamente.

Figura 16 – Dimensões associadas às fendas de arrefecimento.



Fonte: [17].

Estipulados os valores, calcula-se a área de cada fenda. No caso de câmaras anulares, é considerada a área da fenda da parede exterior e da fenda da parede inferior através da equação:

$$A_{fenda} = 2\pi s(D_{ref} + D_{ft}) \quad (50)$$

Conhecida a área da fenda, é possível obter a vazão mássica de ar que entra em cada fenda pela equação:

$$\dot{m}_{fenda} = \dot{m}_{an} \frac{A_{fenda}}{A_{an}} \quad (51)$$

Para se obter a eficiência do resfriamento, simbolizada por  $\eta_r$  e expressa empiricamente pelas equações a seguir, é preciso obter o termo  $m$ , que é a razão  $(\rho_{an}u_{an})/(\rho_gu_g)$ . O numerador corresponde ao produto entre a densidade e a velocidade do ar que atravessa a área anular, e o denominador, o produto entre a densidade e velocidade do gás no tubo de chama, na região onde está posicionada a fenda, já que o termo  $\dot{m}_g$  corresponde à vazão de gás do tubo de chama nesta mesma região.

$$\rho_{an}u_{an} = \frac{\dot{m}_{fenda}}{A_{fenda}} \quad (52)$$

$$\rho_gu_g = \frac{\dot{m}_g}{A_{ft}} \quad (53)$$

$$\eta_r = \begin{cases} 1,10m^{0,65} \left(\frac{\mu_{ar}}{\mu_g}\right)^{0,15} \left(\frac{x}{s}\right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s}\right)^{-0,2} & \text{para } 0,5 < m \leq 1,3 \\ 1,28 \left(\frac{\mu_{ar}}{\mu_g}\right)^{0,15} \left(\frac{x}{s}\right)^{-0,2} \left(\frac{t}{s}\right)^{-0,2} & \text{para } 1,3 < m < 4,0 \end{cases} \quad (54)$$



Os termos  $\mu_{ar}$  e  $\mu_g$  são as viscosidades dinâmicas do ar e do gás no interior do tubo de chama respectivamente, e podem ser obtidos pelas expressões empíricas:

$$\mu_{ar} \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right] = (0,03863 + 0,00749T_3 - 5,8564 \cdot 10^{-6}T_3^2 + 2,7769 \cdot 10^{-9}T_3^3 - 4,600774 \cdot 10^{-13}T_3^4) \cdot 10^{-5} \quad (55)$$

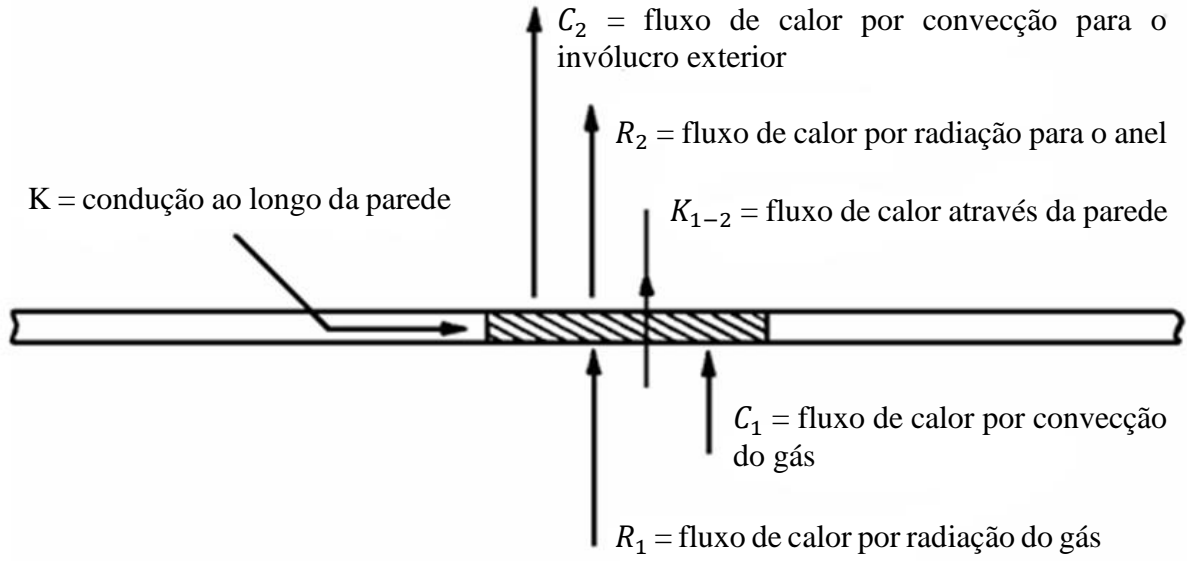
$$\mu_g \left[ \frac{kg}{m \cdot s} \right] = (0,03863 + 0,00749T_g - 5,8564 \cdot 10^{-6}T_g^2 + 2,7769 \cdot 10^{-9}T_g^3 - 4,600774 \cdot 10^{-13}T_g^4) \cdot 10^{-5} \quad (56)$$

Conhecida a eficiência de resfriamento, pode-se calcular a temperatura dos gases próximos à parede, na região avaliada, com a seguinte equação:

$$T_{g,w} = T_g - \eta_r(T_g - T_3) \quad (57)$$

Sabe-se então o necessário para dar início ao método de transferência de calor proposto por Lefebvre e Ballal [2], para este tipo de resfriamento. Este modelo prevê que o tubo de chama é aquecido por radiação e convecção advinda dos gases quentes e é resfriado por radiação para o invólucro e por convecção para o fluxo de ar através da região anular. É negligenciada a perda de calor por condução ao longo da parede do tubo de chama por ser relativamente pequena. O modelo também assume que as propriedades termodinâmicas são radialmente constantes, variando apenas axialmente.

Figura 17 – Formas de transferência de calor através da parede do tubo de chama.



Fonte: adaptado de [2].

No regime constante de operação, a parede do tubo de chama atinge tal temperatura que a variação do fluxo de calor através da parede é zero, ou seja, a quantidade de calor transferida para a parede é a mesma quantidade de calor que a parede transfere ao ar e ao invólucro. Portanto:

$$(R_1 + C_1 + K)\Delta A_{w_1} = (R_2 + C_2)\Delta A_{w_2} = K_{1-2}\Delta A_{w_1} \quad (58)$$

sendo que  $\Delta A_{w_1}$  e  $\Delta A_{w_2}$  são as áreas das superfícies interna e externa da parede, respectivamente. Como a parede do tubo de chama é geralmente muito fina, é assumido que  $\Delta A_{w_1} = \Delta A_{w_2}$ .

Assim, tem-se que:

$$R_1 + C_1 = R_2 + C_2 = K_{1-2} \quad (59)$$

O fluxo de calor através da parede,  $K_{1-2}$ , é dado por:

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_{w_1} - T_{w_2}) \quad (60)$$

onde  $k_w$  é a condutividade térmica do material da parede e  $T_{w1}$  e  $T_{w2}$  as temperaturas nas superfícies interna e externa da parede do tubo de chama, respectivamente. São estas temperaturas que se quer conhecer.

O fluxo de calor por radiação do gás,  $R_1$ , é obtido pela seguinte expressão:

$$R_1 = 0,5\sigma(1 + \epsilon_w)\epsilon_g T_g^{1,5}(T_g^{2,5} - T_{w1}^{2,5}) \quad (61)$$

O símbolo  $\sigma$  representa a constante de Stefan-Boltzmann, dada em unidades do sistema internacional por aproximadamente  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$ . Já  $\epsilon_w$  e  $\epsilon_g$  simbolizam a emissividade do material da parede do tubo de chama e do gás na temperatura  $T_g$ , respectivamente. A emissividade do material pode ser obtida experimentalmente ou a partir de tabelas de emissividade padrão de metais. Já a emissividade do gás pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$\epsilon_g = 1 - \exp [-0.290P_3(q \cdot l_b)^{0.5}T_g^{-1.5}] \quad (62)$$

onde  $q$  é a razão entre a massa do combustível e a massa do ar, na região onde se está avaliando a emissividade do gás, e  $l_b$  é o comprimento característico do gás, determinado por  $3,4 \text{ (volume)}/(\text{área da superfície})$ .

Lefebvre e Ballal afirmam que a expressão anterior resulta em valores de  $l_b$  que variam entre 0,6 e 0,9 de  $D_{ft}$  para câmaras tubulares e tubo anulares, e para as câmaras anulares, equivale a  $D_{ft}$  para a parede interna do tubo de chama e  $1,2D_{ft}$  para a parede externa do tubo de chama.

Por sua vez, o fluxo de calor por radiação da parede do tubo de chama,  $R_2$ , é obtido pela seguinte equação, quando o invólucro é feito de aço ou alumínio:

$$R_2 = Z\sigma(T_{w2}^4 - T_3^4) \quad (63)$$

Z assume o valor de 0,4 para invólucro de alumínio ou 0,6 para invólucros de aço.

Para se determinar o fluxo de calor por convecção do gás,  $C_1$ , a equação a ser usada depende do parâmetro  $m$ , calculado anteriormente:

$$C_1 = 0,069(k_g/x)Re_x^{0,7}(T_{w,g} - T_{w1}) \quad \text{para } 0,5 < m \leq 1,3 \quad (64)$$

$$C_1 = 0,010(k_g/x)Re_x^{0,8}(x/s)^{-0,36}(T_{w,g} - T_{w1}) \quad \text{para } 1,3 < m < 4,0 \quad (65)$$

sendo  $k_g$  a condutividade térmica do gás, função de sua temperatura. Pode tanto ser obtida por meio de programas de equilíbrio químico, quanto aproximada pela expressão:

$$k_g = 5,92657 \cdot 10^{-4} + 9,80957 \cdot 10^{-5}T_g - 4,89398 \cdot 10^{-8}T_g^2 + 1,501141010^{-11}T_g^3 \quad (66)$$

$Re_x$ , o número de Reynolds na posição  $x$ , é por definição:

$$Re_x = \frac{\rho u x}{\mu} \quad (67)$$

E neste caso, tendo seus parâmetros correspondentes ao gás na posição  $x$  do interior do tubo de chama. Portanto:

$$Re_x = \frac{\dot{m}_g x}{A_{ft} \mu_g} \quad (68)$$

Por último, o fluxo de calor por convecção da parede externa do tubo de chama,  $C_2$ , obtém-se assim como segue:

$$C_2 = 0,020 \frac{k_a}{D_{an}^{0,2}} \left( \frac{\dot{m}_{an}}{A_{an} \mu_a} \right)^{0,8} (T_{w2} - T_3) \quad (69)$$

sendo

$$D_{an} = D_{ref} - D_{ft} \quad (70)$$

$$k_a = 5,92657 \cdot 10^{-4} + 9,80957 \cdot 10^{-5} T_3 - 4,89398 \cdot 10^{-8} T_3^2 + 1,501141010^{-11} T_3^3 \quad (71)$$

O cálculo é feito resolvendo o sistema de equações de forma iterativa, para todas as condições críticas, obtendo as temperaturas interna e externa do tubo de chama. Ressaltando que a posição da fenda deve ser tal que em nenhum ponto da parede do tubo de chama sua temperatura ultrapasse os 1100 K.

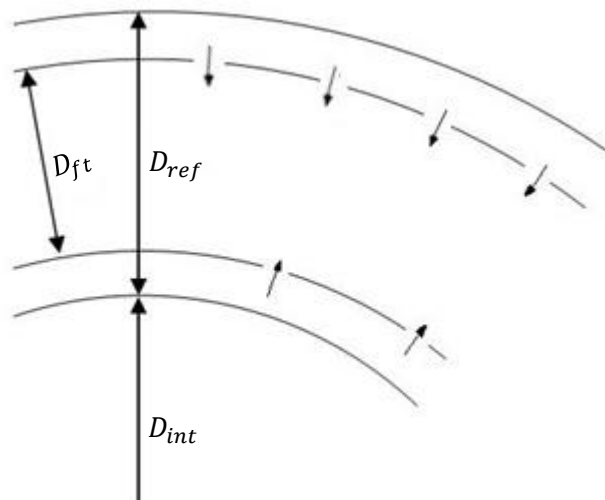
#### 5.4.5 Projeto dos Orifícios de Admissão de Ar

O objetivo a seguir é determinar o diâmetro de cada um dos orifícios de admissão de ar ao longo da parede do tubo de chama, baseado na vazão de ar desejada para cada zona, que por sua vez depende da distribuição de ar da câmara descrita ao decorrer deste projeto.

Quanto ao posicionamento, na zona primária os orifícios de admissão devem ser posicionados para estimular a formação do círculo mágico, de forma a promover a correta recirculação nesta região. Já para as demais zonas, os orifícios são comumente localizados no início de cada zona. Devido à geometria da câmara de combustão anular, a quantidade de orifícios na parede externa é maior que na parede interna, assim como mostra a Figura 18.

Portanto, a soma da vazão dos orifícios dos anéis externo e interno devem corresponder a vazão a ser admitida na zona correspondente. Nota-se também que os orifícios são alinhados radialmente, além do orifício entre dois injetores, no anel externo.

Figura 18 – Visão do corte transversal do combustor anular ilustrando a configuração dos orifícios de admissão.



Fonte: elaborada pelo autor.

Voltando ao dimensionamento dos orifícios, o primeiro passo é calcular a vazão mássica de ar a ser admitida pelos orifícios da zona primária, secundária e de diluição:

$$\dot{m}_{H,ZP} = \dot{m}_{ZP} - \dot{m}_{fendas,ZP} \quad (72)$$

$$\dot{m}_{H,ZS} = \dot{m}_{ZS} - \dot{m}_{fendas,ZS} \quad (73)$$

$$\dot{m}_{H,ZD} = \dot{m}_3 - \dot{m}_{ZP} - \dot{m}_{ZS} - \dot{m}_{fendas,ZD} \quad (74)$$

A vazão de cada zona é então inserida na equação a seguir, para se obter a área dos orifícios da respectiva região:

$$A_{h,i} = \left( \frac{143,5 \dot{m}_{h,i}^2 T_3}{P_3^2 C_{D,h}^2 \Delta P_h / P_3} \right)^{0,5} \quad (75)$$

O valor típico de perda de pressão pelo escoamento através do orifício é de 0,06 [13]. Já o coeficiente de descarga de cada par de orifícios,  $C_{D,h}$ , é dependente da geometria do orifício e da aerodinâmica do escoamento através dele. Somente com análises experimentais ou fluidodinâmica computacional é possível determinar com precisão este parâmetro. Como essas abordagens fogem do escopo proposto, a maneira de se obter tal parâmetro é seguir um procedimento de iteração: é dada uma estimativa inicial para o valor de  $C_{D,h}$  e então calcula-se a área dos orifícios pela Eq. ((75). Em seguida, calcula-se a razão entre as áreas  $A_h$  e  $A_{an}$ , simbolizada pela letra grega  $\alpha$ , e a razão entre as vazões  $\dot{m}_{h,i}$  e  $\dot{m}_{an,i}$ , simbolizada pela letra grega  $\beta$ . Ressaltando que:

$$\dot{m}_{an,i} = \dot{m}_3 - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{fenda,i} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{H,i} \quad (76)$$

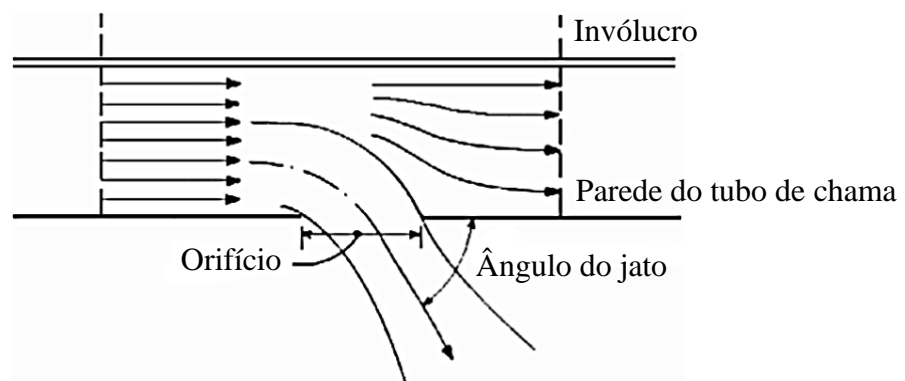
sendo  $n$  o número de fendas do início do combustor até o ponto considerado.

Assim,  $\mu$ , igual à  $\beta/\alpha$ , pode ser calculado para então ser aplicado na determinação do fator de perda de pressão do orifício,  $K$ :

$$K = 1 + \delta^2 \left\{ 2\mu^2 + [4\mu^4 + (\mu^2/\delta^2)(4\beta - \beta^2)]^{0,5} \right\} \quad (77)$$

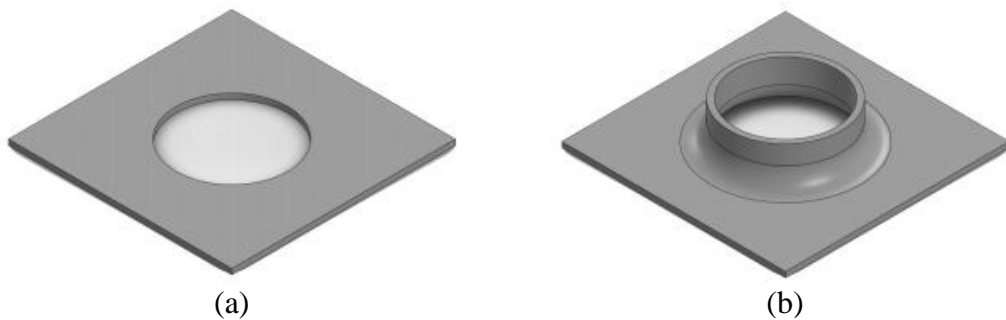
$\delta$ , o fator de perda de quantidade de movimento, relacionado com a mudança da direção axial do escoamento (Figura 19), varia conforme a geometria do orifício (Figura 20). Kaddah e Freeman apud Lefebvre e Ballal [2], apresentam que, para orifícios de canto vivo (Figura 20a),  $\delta = 0,8$ , e, para orifícios de canto convexo (Figura 20b),  $\delta = 0,6$ .

Figura 19 – Geometria do orifício de admissão de ar.



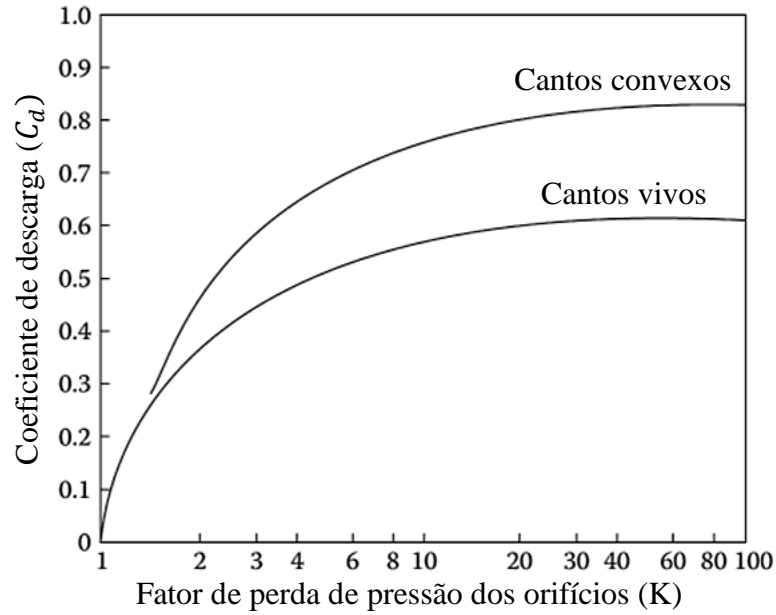
Fonte: adaptado de [13].

Figura 20 – Tipos de orifício de admissão de ar: (a) orifício circular de canto vivo; (b) orifício circular de canto convexo.



Fonte: [20].

Gráfico 3 – Influência do tipo de orifício e perda de pressão no coeficiente de descarga.



Fonte: adaptado de [2].

Por fim, calcula-se o novo valor do coeficiente de descarga  $C_{D,h}$  a partir da equação:

$$C_{D,h} = \frac{K - 1}{\delta[4K^2 - K(2 - \beta)^2]^{0,5}} \quad (78)$$

Este processo para a obtenção de  $C_{d,h}$  deve ser repetido até que seu valor convirja, com certa precisão, com o que foi imputado na Equação (75).

Estabelecido o valor de  $A_{h,i}$ , que representa o somatório das áreas de cada orifício em uma fileira de orifícios, a seguinte expressão o correlaciona com o diâmetro dos orifícios da respectiva fileira:

$$d_{h,i} = 2 \sqrt{\frac{A_{h,i}}{\pi N_{h,i}}} \quad (79)$$

A depender do número de orifícios para a determinada fileira,  $N_{h,i}$ , escolhido pelo projetista.

O número, o posicionamento e o diâmetro dos orifícios são escolhas interdependentes e devem ser ajustadas de forma que o fornecimento de ar seja adequado para cada zona e não comprometa estruturalmente o tubo de chama, devido ao estresse térmico e mecânico. Para a



zona de recirculação, é interessante que o ar seja igualmente distribuído ao longo de toda seção anular, de forma a promover uma combustão uniforme. Para isso, a fileira deve conter muitos orifícios, que consequentemente terão diâmetro menor.

Além disso, pelo fato do tamanho reduzido, o ar admitido se acelera, aumentando a pressão dinâmica do escoamento (o que é favorável já que se deseja um fluxo turbulento na região) ao mesmo tempo que promove um movimento recirculante, pela diminuição da pressão estática.

Para o restante da zona primária, é ideal que se posicione a fileira de orifícios tangente ao círculo mágico, a fim de reforçar o movimento circular do escoamento. Esta contribuição deve ser suficiente para gerar a penetração desejada, que é dependente da relação de quantidade de movimento entre o ar admitido pelos orifícios e os gases quentes dentro do tubo de chama.

O propósito da zona secundária é fornecer mais oxidante para que as reações se completem, e por consequência, a relação ar combustível se torna ligeiramente pobre. Nesse sentido, deve-se buscar uma penetração do ar que não diminua a temperatura dos gases quentes a ponto de congelar as reações químicas.

Já na zona de diluição, o desejado é diminuir a temperatura dos produtos de combustão que serão entregues à turbina, consequentemente, deve ser admitida uma grande quantidade de ar que congelam as reações, justificando um diâmetro maior dos orifícios nesta região.

Para evitar o estresse mecânico na parede do tubo de chama, é importante que haja um devido espaçamento entre um orifício e outro. Em uma abordagem preliminar, é recomendado que este espaçamento seja não inferior a um diâmetro do respectivo orifício. Por outro lado, é importante que este espaçamento não ultrapasse três vezes o diâmetro do mesmo, já que intervalos maiores que esse podem permitir aquecimento da parede além dos limites operacionais do material, causando estresse térmico prematuro.

As relações que seguem podem ajudar o projetista nesta tarefa:

O número total de orifícios em cada fileira  $i$  é a soma dos orifícios da fileira externa e da fileira interna da parede do tubo de chama, como mostra a Equação (80).

$$N_{h,i} = N_{h,i,ext} + N_{h,i,int} \quad (80)$$

O número de orifícios na fileira externa deve ser menor do que a razão entre a circunferência da parede externa e duas vezes o diâmetro do orifício, assim como mencionado

anteriormente. Essa relação é mantida também para o número de orifícios da parede interna, analogamente.

$$N_{h,i,ext} < \frac{\pi(D_{int} + D_{ref} + D_{ft})}{2d_{h,i}} \quad (81)$$

$$N_{h,i,int} < \frac{\pi(D_{int} + D_{ref} - D_{ft})}{2d_{h,i}} \quad (82)$$

A área total dos orifícios de cada fileira é composta pela área da fileira externa de orifícios e pela área da fileira interna de orifícios, assim como disposto na Equação (83).

$$A_{h,i} = A_{h,i,ext} + A_{h,i,int} \quad (83)$$

Para determinar os termos acima se faz necessário utilizar as Equações (84), (85), (86) e (87), que distribuem a área total dos orifícios em cada fileira de forma ponderada.

$$A_{h,i,ext} = \frac{A_{an,ext}}{(A_{ext} + A_{int})} A_{h,i} \quad (84)$$

$$A_{h,i,int} = \frac{A_{an,int}}{(A_{an,ext} + A_{an,int})} A_{h,i} \quad (85)$$

$$A_{an,ext} = \frac{\pi}{4} [(D_{in} + 2D_{ref})^2 - (D_{in} + D_{ref} + D_{ft})^2] \quad (86)$$

$$A_{an,int} = \frac{\pi}{4} [(D_{in} + D_{ref} - D_{ft})^2 - D_{in}^2] \quad (87)$$

Relembrando que as expressões acima valem somente para câmaras do tipo anular.

## 5.5 Considerações para a Implementação da Metodologia

Além dos dados fornecidos pelo fabricante, ainda se fez necessário obter algumas características específicas, tanto do combustível utilizado e dos materiais componentes da câmara, como também de alguns dos parâmetros de projeto e operação do microturbojato. Para estes casos, foram considerados os valores típicos ou características mais usuais abordadas na literatura pertinente. Para auferir alguns parâmetros de operação como vazão mássica e temperatura do ar fornecido para a câmara de combustão pelo compressor, por exemplo, foi realizada uma análise de simulação numérica de desempenho do microturbojato, por meio do programa Gasturb 11®<sup>1</sup>. Esta simulação está detalhada a seguir.

### 5.5.1 Simulação Operacional do Microturbojato K-80G

Por meio de um procedimento de ajuste iterativo dos parâmetros de projeto no programa Gasturb 11®, como por exemplo as eficiências do compressor e da turbina, a temperatura máxima dos gases no interior do tubo de chama, a razão de pressão e a vazão mássica de entrada, foi simulada a configuração de rotação máxima do microturbojato, atingindo valores de empuxo, consumo e temperatura de exaustão muito próximos aos valores nominais disponibilizados pelo fabricante.

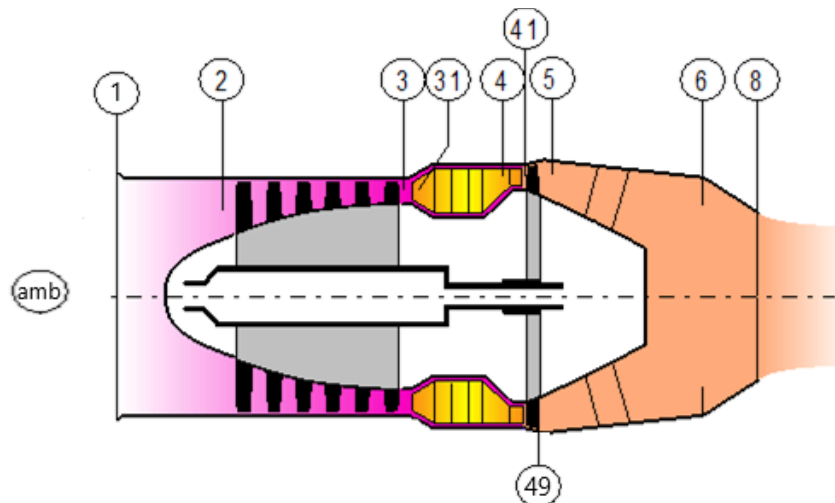
Para o entendimento da tela de resultados referentes ao fluxo mássico de ar, temperatura e pressão em cada região do motor, faz-se o uso do desenho<sup>2</sup> ilustrado na Figura 21, que numera as regiões do motor por seção transversal.

---

<sup>1</sup> Gasturb® é um programa para cálculo de desempenho e otimização de projetos de turbinas a gás, capaz de simular diferentes tipos de motores a reação, tanto para propulsão quanto para geração de energia. É uma ferramenta que permite a customização de configurações avançadas no âmbito do projeto de turbinas a gás. Não obstante, seu uso neste trabalho será limitado a simulação de uma única condição de operação (ponto de projeto), utilizando os mapas de compressor e turbina e demais parâmetros em sua configuração padrão.

<sup>2</sup> Apesar de o desenho indicar um compressor do tipo axial, e o microturbojato possuir um compressor centrífugo, o resultado da simulação feita não depende do tipo de compressor, somente da taxa de compressão.

Figura 21 – Desenho da seção longitudinal do motor simulado pelo Gasturb® e a numeração das seções transversais.



Fonte: adaptado de Gasturb®.

A Figura 22 exibe a tela de resultados da simulação da configuração de máximo empuxo no Gasturb®, indicando os parâmetros inseridos no programa e os dados de saída.

Figura 22 – Resultados da simulação de ciclo de máxima RPM do K-80G no Gasturb®.

Turbojet Alt= 0m ISA + 6 C 60% Relative Humidity				
Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s
amb		294.25★	101.325	
1	0.243	293.15	100.000	
2	0.243	293.15	99.000	0.252
3	0.243	498.42	354.420	0.092
31	0.243	498.42	354.420	
4	0.247	1100.00	333.155	0.147
41	0.247	1100.00	333.155	0.147
49	0.247	923.49	118.700	
5	0.247	923.49	118.700	0.379
6	0.247	923.49	116.326	
8	0.247	923.49★	116.326	0.387
Bleed	0.000	293.15	99.000	
P2/P1 = 0.9900 P4/P3 = 0.9400 P6/P5 0.9800				
Efficiencies: isentr polytr RNI P/P				
Compressor	0.6200	0.6792	0.957	3.580
Burner	0.9900			0.940
Turbine	0.7200	0.6934	0.682	2.807
Spool mech Eff 0.9900 Nom Spd 145000 rpm★				
<div> <div>hum [%] 60.0</div> <div>war0 0.00889</div> <div>FHV 43.124</div> <div>Fuel Generic</div> </div>				
<div> <div>FN = 0.08 kN★</div> <div>TSFC = 50.9342 g/(kN*s)</div> <div>FN/W2 = 320.64 m/s</div> <div>Prop Eff = 0.0000</div> <div>eta core = 0.0581</div> <div>WF = 0.00398 kg/s★</div> <div>s NOx = 0.08763</div> <div>XM8 = 0.4591</div> <div>A8 = 0.0025 m²</div> <div>P8/Pamb = 1.1481</div> <div>WBld/W2 = 0.00000</div> <div>Anq8 = 10.00 °</div> <div>CD8 = 0.9437</div> <div>W NGV/W2 = 0.00000</div> <div>WCL/W2 = 0.00000</div> <div>Loading = 100.00 %</div> <div>e45 th = 0.72000</div> <div>far7 = 0.01648</div> <div>PWX = 0.00 kW</div> </div>				

#### Legenda:

- Dados de Entrada: Parâmetro Arbitrado
- Dados de Entrada: Parâmetro Padronizado
- Dados de Saída
- ★ Dados Fornecidos pelo Fabricante

Fonte: adaptado de Gasturb®.

De acordo com a legenda, têm-se dois tipos de dados de entrada, os padronizados e os arbitrados. Os padronizados são dados ou valores de referência pela literatura pertinente.

Vale ressaltar que no programa o JET-A1 é designado como *Generic* e seu poder calorífico, *Fuel Heating Value* (FHV), considerado o valor padrão da ferramenta, corresponde a 43,124 MJ/kg [21] [22]. Os demais dados de entrada padronizados tem sua justificativa indicada no Quadro 2.

Quadro 2 – Referências na escolha dos dados de entrada no Gasturb®.

Designativo	Descrição	Valor	Referência
<i>hum [%]</i>	Umidade	60%	Padrão ISA
<i>Spool mech Eff</i>	Eficiência Mecânica	0,99	Valor padrão
<i>P2/P1</i>	Perda no Bocal de Admissão	0,99	Valor padrão
<i>P4/P3</i>	Razão de pressão através do combustor	0,94	Valor típico de perda de pressão de um combustor anular [13]
<i>P6/P5</i>	Perda de pressão através da turbina	0,98	Valor padrão
<i>Burner Efficiency</i>	Eficiência do combustor	0,99	Valor padrão da ferramenta. De acordo com a literatura. [13] [2]
<i>T4</i>	Temperatura de saída dos gases na câmara de combustão	1100 K	Temperatura limitada pela resistência térmica e mecânica do material das pás da turbina
<i>Pamb</i>	Pressão ambiente	101,325 kPa	Padrão ISA

Fonte: elaborado pelo autor.

Nota: ISA – do inglês *International Standard Atmosphere* – tradução: Atmosfera Padrão Internacional. Refere-se ao modelo de atmosférico terrestre invariável criado pela Organização de Aviação Civil Internacional.

Já os dados arbitrados foram inseridos a critério, esclarecidos no Quadro 3.

São cinco os parâmetros de saída, elencados no Quadro 4. Os resultados obtidos serviram de guia para o ajuste iterativo dos dados de entrada no programa.

Quadro 3 – Critérios de escolha dos dados de entrada no Gasturb®.

Designativo	Descrição	Valor	Critério
<i>Nom Spd</i>	RPM (Rotações Por Minuto)	145000 RPM	Valor fornecido pelo fabricante
<i>Bleed</i>	Sangria do motor	0%	Não há sangria no microturbojato
<i>P/P</i>	Razão de pressão do compressor	3,58	Valor ajustado iterativamente para alcançar proximidade aos dados do fabricante. Corrobora com os valores típicos para um compressor centrífugo [23]
<i>Compressor Efficiency</i>	Eficiência do compressor	0,62	Valor ajustado iterativamente para alcançar proximidade do fabricante. Corrobora com os valores típicos para um compressor centrífugo [24]
<i>Turbine Efficiency</i>	Eficiência da turbina	0,72	Valor ajustado iterativamente para alcançar proximidade aos dados do fabricante. Corrobora com os valores típicos para uma turbina [25]
<i>T1</i>	Temperatura na entrada do compressor	293,15 K	Valor ajustado iterativamente para corresponder a uma temperatura ambiente ( <i>Tamb</i> ) de 294,25 K, condição fornecida pelo fabricante na aferição de máxima potência.
<i>P1</i>	Pressão na entrada do compressor	100 kPa	Valor ligeiramente menor que <i>Pamb</i> , devido a aceleração do ar na entrada do compressor
<i>WRstd</i>	Vazão mássica de ar corrigida	0,252 kg/s	Valor ajustado iterativamente para alcançar proximidade aos valores de empuxo e vazão mássica de combustível fornecidos pelo fabricante.

Fonte: elaborado pelo autor com os valores de referência da literatura e dados da simulação.

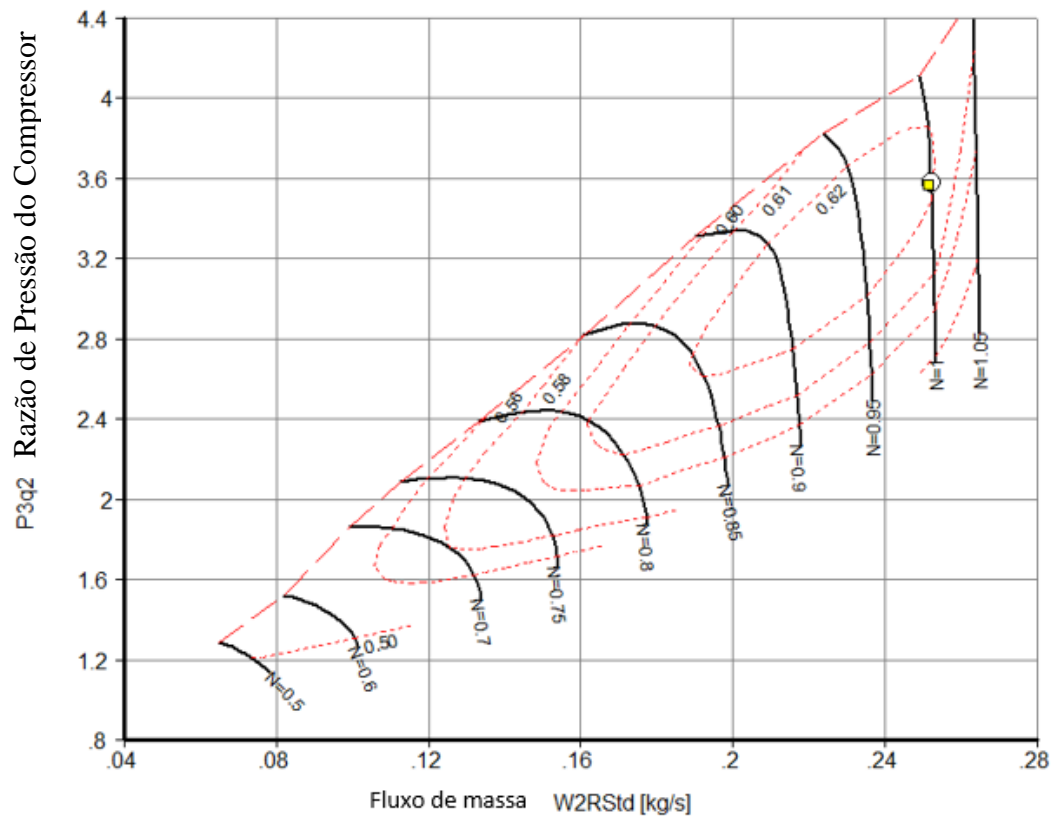
Quadro 4 – Resultados da simulação de rotação máxima do K-80G no Gasturb®.

Designativo	Descrição	Valor	Descrição
<i>W</i>	Vazão mássica de ar	0,243 kg/s	Valor procurado: essencial para o desenvolvimento da metodologia.
<i>T31</i>	Temperatura do ar na entrada da câmara de combustão	498,42 K	Valor procurado: essencial para desenvolver a metodologia.
<i>T8</i>	Temperatura de exaustão	923,49 K	Igual ao dado do fabricante, se observada a precisão disponibilizada (650 °C)
<i>FN</i>	Empuxo real	0,08 kN (0,0851 kN)	Bem próximo ao dado disponibilizado pelo fabricante, que é de aproximadamente 84,52 N (A tela de resultados do programa somente exibe duas casas decimais para este parâmetro, porém o valor com quatro casas decimais é 0,0851 kN)
<i>WF</i>	Consumo de Combustível	0,00398 kg/s	Valor muito próximo ao dado disponibilizado pelo fabricante, que é de 0,003983 kg/s

Fonte: elaborado pelo autor com os dados da simulação.

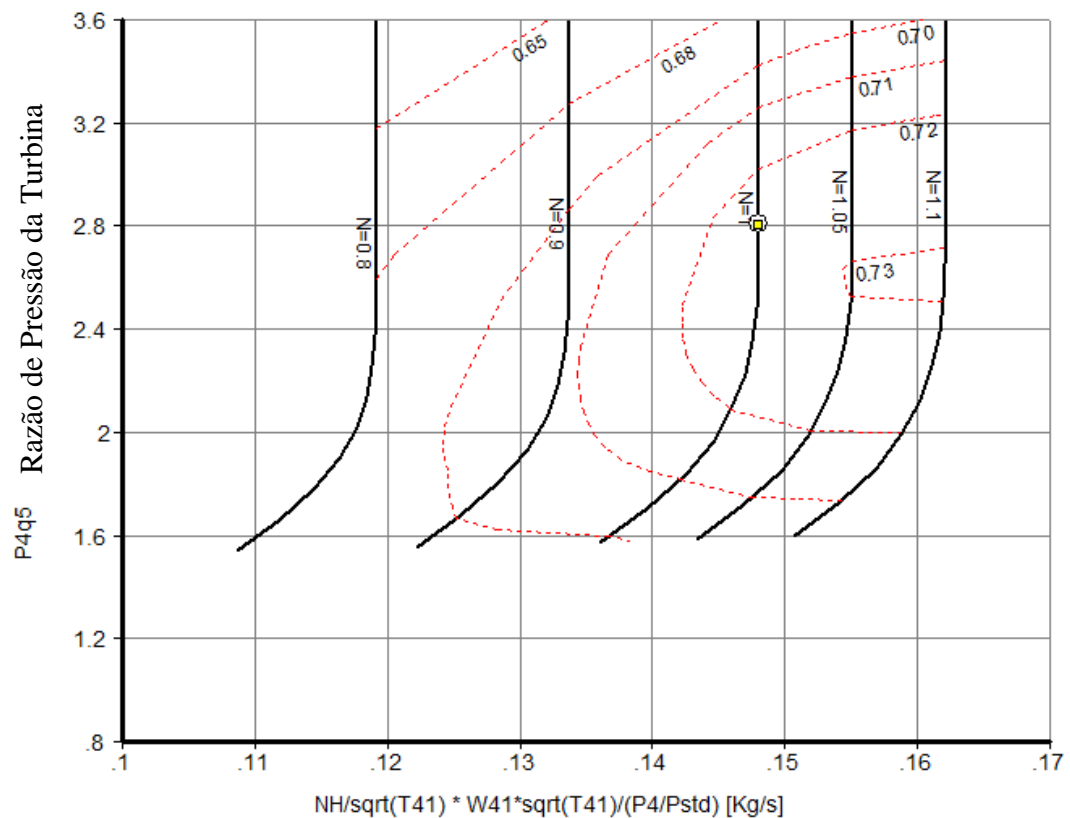
Também foi possível obter o mapa do compressor e da turbina através do programa.

Figura 23 – Mapa do compressor do K-80G gerado pelo Gasturb®.



Fonte: adaptado do Gasturb®.

Figura 24 – Mapa da turbina do K-80G gerado pelo Gasturb®.



Fonte: adaptado do Gasturb®.

### 5.5.2 Demais Valores Adotados para Implementação da Metodologia

A Quadro 5 sintetiza os demais valores usados para compor os cálculos da metodologia.

Quadro 5 – Demais valores adotados para a implementação da metodologia.

Assunto	Tópico	Valor Adotado
Combustível	Fórmula Química	$C_{12}H_{23}$
Compressor	Área de Saída do Compressor	$12 \text{ cm}^2^*$
Câmara de Combustão	Perda de Pressão Global	6%
	Fator de Perda de Pressão	20
	Qualidade Transversal de Temperatura	20%
Invólucro	Material	Alumínio
	Emissividade	0,4
Tubo de Chama	Material	Nimonic 75
	Emissividade	0,7
	Condutividade Térmica da Parede	$26 \left( \frac{W}{mK} \right)$
	Fator de Perda de Momento Relativo aos Orifícios de Admissão	$\delta = 0,8$ (Cantos vivos)
	Perda de Pressão Através dos Orifícios de Admissão	6%

Fonte: elaborada pelo autor.

Nota: \*obtido a partir de medição com paquímetro digital.



## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Após a execução da metodologia aplicada à combustão do JET-A1, submetida às características do microturbojato K-80G e aos valores e considerações dispostas nas seções anteriores, têm-se os seguintes resultados:

Tabela 9 – Resultados relativos à combustão na condição de operação de máximo empuxo.

$\phi_{global}$	Limites Teóricos de Flamabilidade		Relação $\phi_{global}/\phi_{limite}$		Razão de Equivalência por Zona		
	$\phi_{pobre}$	$\phi_{rico}$	$\frac{\phi_{global}}{\phi_{pobre}}$	$\frac{\phi_{global}}{\phi_{rico}}$	$\phi_{ZP}$	$\phi_{ZS}$	$\phi_{ZD}$
0,237	0,450	2,553	0,526	0,093	1,249	0,800	0,237

Fonte: elaborada pelo autor.

Os resultados da Tabela 9 indicam que a combustão é mantida na zona primária se for fornecida a ela quantidade de ar equivalente à no máximo 52,6% e no mínimo 9,3% da vazão total de ar entregue pelo compressor. De acordo com o recomendado pela metodologia, deve-se evitar operar com mais de 22,14% ou menos de 15,79% da vazão total de ar para minimizar a formação de óxidos de nitrogênio e de fuligem. Assim, a porcentagem de ar na zona primária admite o valor intermediário dentre estes limites, o que corresponde a 18,97%. Ao impor a razão de equivalência de 0,8 na zona secundária, é obtida uma porcentagem de ar de 9,61.

A partir da Tabela 10 é possível comparar os valores das áreas e alturas do invólucro e do tubo de chama entre a abordagem proposta e as dimensões reais do microturbojato. Pode-se dizer que os valores são bem próximos e que a diferença entre eles pode ser justificada pelo processo de fabricação do combustor.

Tabela 10 – Áreas e alturas características

	$A_{ft}$ (mm <sup>2</sup> )	$D_{ft}$ (mm)	$A_{ref}$ (mm <sup>2</sup> )	$D_{ref}$ (mm)
<b>Pelo projeto</b>	4255,98	21,63	7599,96	38,63
<b>Pelas dimensões reais do K-80G</b>	4146,90	22,0	6785,84	36,0

Fonte: elaborada pelo autor.

Com relação aos comprimentos das zonas, pode-se verificar pela Tabela 11 que seu somatório atinge o mesmo valor do comprimento real do tubo de chama do microturbojato, validando os cálculos relativos.

Tabela 11 – Comprimento preliminar das zonas

Comprimento da Zona Primária (mm)	Comprimento da Zona Secundária (mm)	Comprimento da Zona de Diluição (mm)	Comprimento Total da Câmara/Tubo de Chama (mm)
16,22	10,82	32,45	59,45

Fonte: elaborada pelo autor.

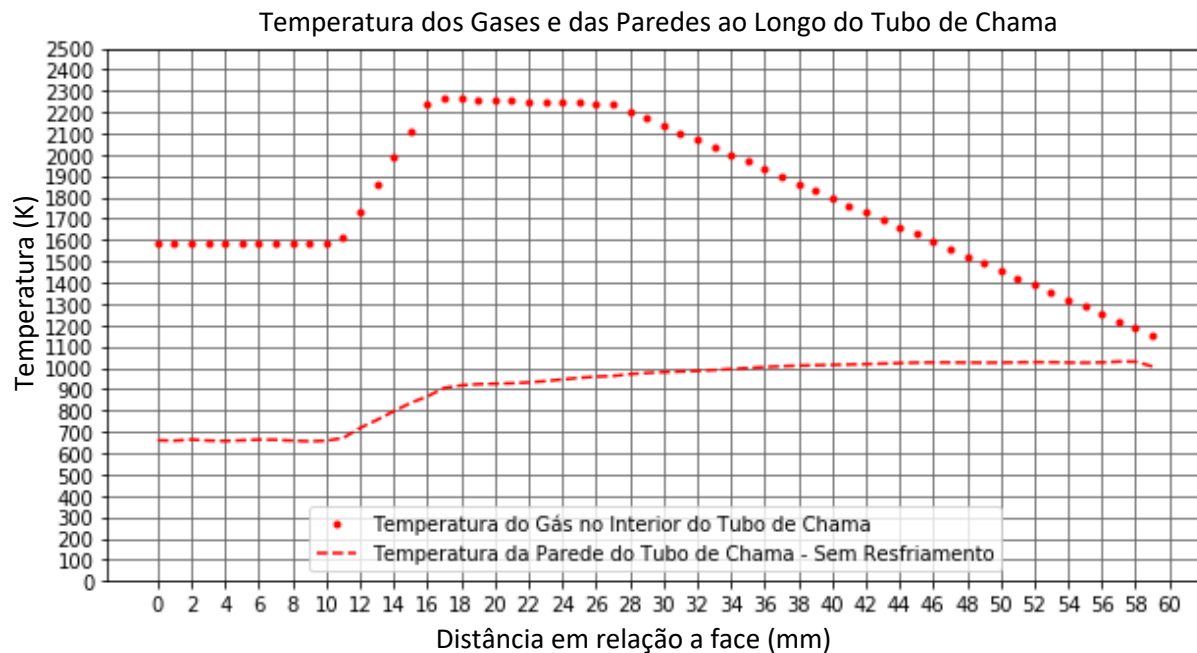
A seguir estão os resultados relacionados a temperatura dos gases e da parede do tubo de chama, ao longo do escoamento.

Tabela 12 – Temperatura dos gases de entrada e saída em cada zona.

Zona de Recirculação (K)	Restante da Zona Primária (K)	Zona Secundária (K)	Zona de Diluição (K)
$T_{entrada} = 498$	$T_{entrada} = 1584$	$T_{entrada} = 2267$	$T_{entrada} = 2237$
$T_{saída} = 2127$	$T_{saída} = 2267$	$T_{saída} = 2237$	$T_{saída} = 1134$
$T_{média} = 1584$	-	-	-

Fonte: elaborada pelo autor.

Gráfico 4 – Temperatura dos gases e das paredes ao longo do tubo de chama



Fonte: elaborado pelo autor.

De acordo com a Tabela 12 e do Gráfico 4, é possível verificar que, mesmo utilizando somente a razão de equivalência para estimar a temperatura dos gases, seu comportamento está de acordo com o esperado, tendo seu pico logo ao final da zona primária, onde a razão de equivalência tende a ser mais próxima de 1. Também se verifica que a temperatura de saída dos

gases está em torno de 1100 K, temperatura aceitável para as pás da turbina não sofrerem estresse térmico e mecânico prematuro.

Quanto a temperatura das paredes do tubo de chama, o Gráfico 4 revela que não é necessário projetar nenhum método de resfriamento da parede, já que sua temperatura permanece abaixo dos 1100 K ao longo de todo o comprimento, distante do limite térmico superior do material com o qual o tubo de chama foi fabricado, Nimonic 75 [26].

Este resultado concorda com o projeto do microturbojato, visto que não há fendas de resfriamento ou qualquer outro método de arrefecimento das paredes. Logo, todo o ar restante é destinado a diluição, dispondo seu valor discriminado na Tabela 13.

O comportamento da curva referente a temperatura das paredes, especialmente ao final do tubo de chama, é confirmado quando se revê a Figura 11. Ela evidencia que a porção final da parede externa do tubo foi mais degradada termicamente que a primeira porção, ainda com polimento aparente.

Tabela 13 – Distribuição de ar em cada zona

<b>Porcentagem de Ar Destinada a Zona Primária</b>	<b>Porcentagem de Ar Destinada a Zona Secundária</b>	<b>Porcentagem de Ar Destinada a Zona de Diluição</b>
18,96	9,61	71,43

Fonte: elaborada pelo autor.

Por fim, a Tabela 14 proporciona o comparativo entre o algoritmo proposto e as dimensões reais do tubo de chama do microturbojato, no que diz respeito as áreas dos orifícios de admissão. Para dividir área total por zona, foram considerados os comprimentos das zonas obtidos pela metodologia. O Quadro 6 sintetiza o que foi considerado.

Tabela 14 – Comparativo das áreas dos orifícios pelo cálculo proposto e pelas dimensões reais.

<b>Área Total dos Orifícios</b>	<b>Zona de Recirculação (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Restante da Zona Primária (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Zona Secundária (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Zona de Diluição (mm<sup>2</sup>)</b>
Pelo projeto ( $C_D = 0,61$ )	124,5	123,9	113,6	859,6
Pelas dimensões reais do K-80G	155,50	183,78	113,10	1078,35

Fonte: elaborada pelo autor com base nas dimensões do microturbojato K-80G.

Na comparação, verifica-se que somente as áreas totais dos orifícios da zona secundária convergiram. O que sugere que os coeficientes de descarga devem ser diferentes para o restante das zonas. Após uma análise reversa, utilizando a Equação (75) para obter o valor de  $C_D$  a partir

das dimensões reais, foram obtidos os coeficientes de descarga:  $C_{D,ZR} = 0,49$ ,  $C_{D,ZP} = 0,46$ ,  $C_{D,ZS} = 0,62$ ,  $C_{D,ZD} = 0,45$ .

A diferença demonstrada se justifica pelo seguinte entendimento, provavelmente aplicado pelo projetista do K-80G: devido à proximidade ao compressor, os orifícios da zona de recirculação e da zona primária recebem um escoamento com significativo componente circunferencial de movimento, fazendo com que a admissão seja levemente prejudicada nesta região, uma vez que o escoamento encontra-se em desenvolvimento. O mesmo não acontece para os orifícios da zona secundária, já que o escoamento se apresenta plenamente desenvolvido. Ao final da região anular, as linhas de correntes se encontram confinadas, o que força sua recirculação entre o tubo de chama e o invólucro. Esta estagnação perturba o escoamento vizinho e prejudica a admissão nas últimas fileiras de orifícios. Assim sendo, um acréscimo na área das regiões afetadas é justificado.

Para os cálculos seguintes, foram considerados os coeficientes de descarga calculados a partir das dimensões reais, já que, para se determinar com precisão tais valores, é necessária uma análise aerodinâmica do orifício, feita experimentalmente. Como se supõe que o fabricante tenha realizado tais análises para o dimensionamento dos orifícios, os valores de  $C_D$  mencionados acima foram assumidos.

Com base nos valores de área correspondentes à cada zona do combustor e, considerando os mesmos critérios (localização e número de orifícios) que o fabricante empregou no projeto da câmara – já que estão de acordo com a metodologia apresentada – ao utilizar as equações (83) a (87) para se determinar o diâmetro dos orifícios de cada fileira pela equação (79), os seguintes diâmetros foram encontrados, dispostos no Quadro 6:

Quadro 6 – Distribuição das fileiras de orifícios de admissão por zona.

<b>Zona</b>	<b>Fileira</b>	<b>Número de orifícios</b>	<b>Área correspondente (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>Diâmetro dos orifícios calculados (mm)</b>	<b>Diâmetro dos orifícios reais (mm)</b>
<b>Zona de Recirculação</b>	1 (externa)	48	155,5	1,7	1,5
	2 (interna)	10		2,3	3
<b>Zona Primária</b>	3 (externa)	16	183,78	3,3	3
	4 (interna)	10		2,5	3
<b>Zona Secundária</b>	5 (externa)	16	113,10	3	3
<b>Zona de Diluição</b>	6 (externa)	16	1078,35	4,3	3,5
	7 (interna)	10		4,2	4,5
	8 (externa)	16		4,3	6,5
	9 (interna)	10		4,2	4,5
	10 (externa)	24		4,3	2

Fonte: elaborada pelo autor com base nas dimensões do microturbojato K-80G.

Na comparação com a câmara de combustão do microturbojato real, as diferenças apontadas pelo Quadro 6 indicam que a metodologia convergiu para o diâmetro esperado na maioria dos casos, com exceção dos orifícios da parede externa da zona de diluição, que apresentaram um distanciamento significativo.

Como mencionado na metodologia, o dimensionamento dos orifícios de admissão é bastante influenciado por critérios assumidos pelo projetista, portanto, neste caso, supõe-se que o mesmo optou em aumentar o diâmetro dos orifícios da fileira 8, na mesma proporção que reduziu o diâmetro da fileira 10, por dois motivos:

1) Potencializar a diminuição da temperatura dos gases antecipadamente, garantindo assim uma melhor qualidade transversal de temperatura a ser entregue às pás da turbina, pois

se não o fizesse, isto é, projetando um diâmetro maior na última fileira do tubo de chama, mais iria servir para resfriar a parede adjacente do que os gases direcionados à turbina;

2) Devido ao propósito e a característica compacta do microturbojato, a qual não é associada nenhum tipo de exigência ambiental, o projetista optou por aumentar a durabilidade do material das pás da turbina em detrimento da emissão de espécies poluentes. Antecipando o congelamento das reações, não é provido o tempo necessário para a cadeia de reações de parte das espécies se findar. Assim, a carga de espécies poluentes é proporcionalmente maior nesta configuração de orifícios.

Considerando que um microturbojato convencional tem como características, entre outras, não possuir sistemas de arrefecimento das paredes do tubo de chama e nem das pás da turbina, e menores requisitos de emissão de poluentes quando comparado a máquinas maiores, pode-se concluir que as escolhas do projetista do K-80G foram assertivas. Ademais, fica claro que a metodologia de projeto é genérica, e que necessita ser revisitada e ajustada posteriormente conforme as especificações e particularidades de cada projeto.

Deste modo, redimensionar os orifícios de admissão de ar em uma etapa posterior do projeto se mostra uma tarefa importante de adequação da metodologia.

Portanto, pelos motivos retrocitados, também foi escolhido aumentar o diâmetro dos orifícios da fileira 8 de forma proporcional à diminuição do diâmetro dos orifícios da fileira 10. Ao fixar o diâmetro da última fileira em 2 milímetros, os orifícios da fileira 8 se aproximam de 6,3 milímetros.

Por fim, os resultados do dimensionamento preliminar foram detalhados nos desenhos técnicos do tubo de chama que estão presentes no Anexo A e podem servir para a fabricação de uma câmara de combustão anular de um microturbojato.

## 7 CONCLUSÕES

Os resultados obtidos validam a metodologia empregada quando comparada ao projeto do microturbojato KingTech K-80G. As considerações e valores assumidos ao decorrer da implementação também se mostraram assertivos.

O objetivo de comparar a metodologia apresentada com um projeto real elucidou particularidades e detalhes que não são retratados na literatura de referência, sendo possível percebê-las e as entender somente quando se pretende projetar efetivamente uma câmara de combustão.

Além disso, a comparação trouxe o entendimento dos critérios e soluções que o projetista teve para fabricar o microturbojato estudado, especialmente no que diz respeito a proteção térmica do material do tubo de chama e dos orifícios de admissão de ar, pontos cruciais de um projeto.

Outro momento de grande aprendizado foi o dedicado a simular o desempenho do motor através de um programa específico de projeto e análise de turbinas a gás, largamente utilizado pela indústria. Nele, foi possível perceber a complexidade que envolve o projeto de motores deste tipo e quais são os parâmetros mais comumente usados em seu desenvolvimento.

Entendeu-se que o projeto de um combustor requer, primeiramente, a revisão de toda metodologia a fim de adequar a abordagem às especificações requeridas e particularidades de fabricação dos componentes. Em seguida, empregar uma abordagem computacional mais refinada é de grande valia para um dimensionamento mais preciso.

Como sugestão de trabalhos futuros, podem ser reproduzidas simulações estruturais e termo elásticas do tubo de chama apresentado, bem como a aplicação de métodos de dinâmica dos fluidos computacional com escoamento reativo. Seria interessante também replicar a metodologia descrita para outros microturbojatos de câmara de combustão anular para confirmar sua validade. Outro trabalho complementar poderia analisar a emissão de poluentes nas configurações retratadas.

Por fim, porém não menos importante, é de grande relevância a realização de trabalhos que discorram sobre o tema e proponham novos equacionamentos, de forma a atender os casos omissos na literatura de referência.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

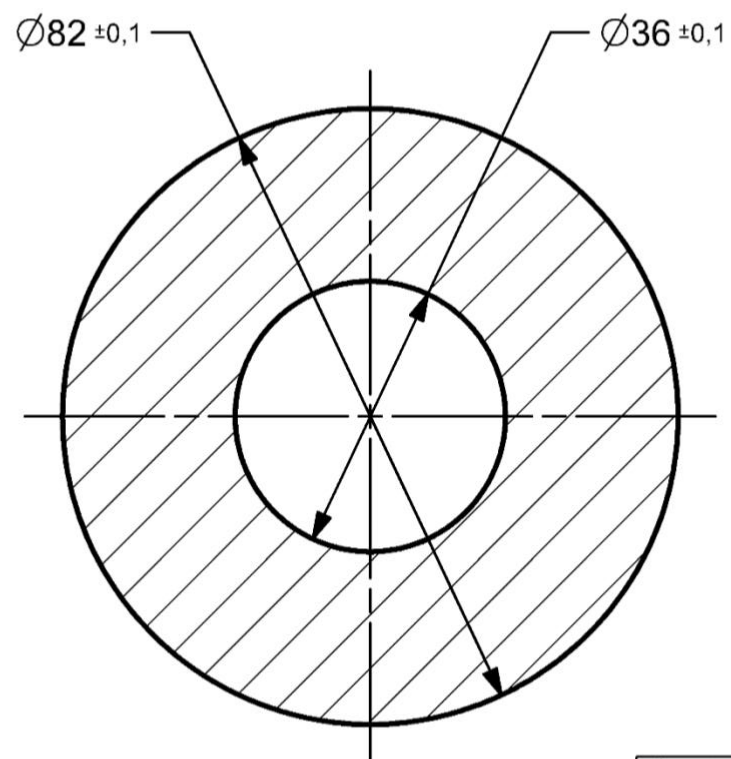
- [1] S. R. Turns, *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*, McGraw-Hill Education, 2011.
- [2] A. H. Lefebvre e D. R. Ballal, *Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions.*, 3ª ed., T. & F. Group, Ed., Boca Raton: CRC Press, 2010.
- [3] E. Silla, A. Arnau, I. Tunón e G. Wypych, “Fundamental Principles Governing Solvents Use,” em *Handbook of Solvents*, Toronto, Elsevier, 2019.
- [4] I. Glassman, R. Yetter e N. Glumac, *Combustion*, Academic Press, 2014.
- [5] P. T. Lacava, “Elementos de Combustão,” 2014. [Online]. Available: <ftp://161.24.15.247/lacava/AC%20285%20Elementos%20de%20Combust%20E3o/Elementos%20de%20Combust%20E3o%20Apostila.pdf>. [Acesso em 23 Junho 2020].
- [6] V. I. Hanby, *Combustion and Pollution Control in Heating Systems*, London: Springer, 1994.
- [7] N. -. T. N. I. o. S. a. Technology, “Thermochemical Tables,” 30 November 2006. [Online]. Available: [https://moodle.fct.unl.pt/pluginfile.php/262324/mod\\_resource/content/1/1\\_NISTThermodynamicTables.pdf](https://moodle.fct.unl.pt/pluginfile.php/262324/mod_resource/content/1/1_NISTThermodynamicTables.pdf). [Acesso em 23 Junho 2020].
- [8] C. Morley, “GASEQ,” [Online]. Available: <http://www.gaseq.co.uk/>. [Acesso em 23 Junho 2020].
- [9] J. H. Lewis e A. H. Reinhardt, “Gas Turbines,” em *Marks’ Standard Handbook for Mechanical Engineers*, New York, McGraw-Hill, 1996, pp. 9-124 to 9-133.
- [10] T. Trebunskikh, A. Ivanov e G. Dumnov, “Small but Mighty Powerful - Micro-turbine jet engine simulation and structural analysis using FloEFD™ and Creo® Simulate,” Siemens, [Online]. Available: <https://www.mentor.com/products/mechanical/engineering-edge/volume1/issue1/small-mighty-powerful>. [Acesso em 14 Novembro 2020].
- [11] J. Dutczak, “Micro turbine engines for drones propulsion,” ResearchGate, 2016.
- [12] Y. A. Çengel e M. A. Boles, “Gas Power Cycles,” em *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Boston, McGraw-Hill, 2006, p. 988.
- [13] J. O. Melconian e A. T. Modak, “Combustion Design,” em *Sawyer’s Gas Turbine Engineering Handbook Design*, 3 ed., Vols. %1 de %2Volume 1, Theory & design, J. SAWYER, Ed., Connecticut, Turbo machinery International Publications, 1985.
- [14] Sleipnir, “A Lycoming T 53,” Wikipedia, 2005.



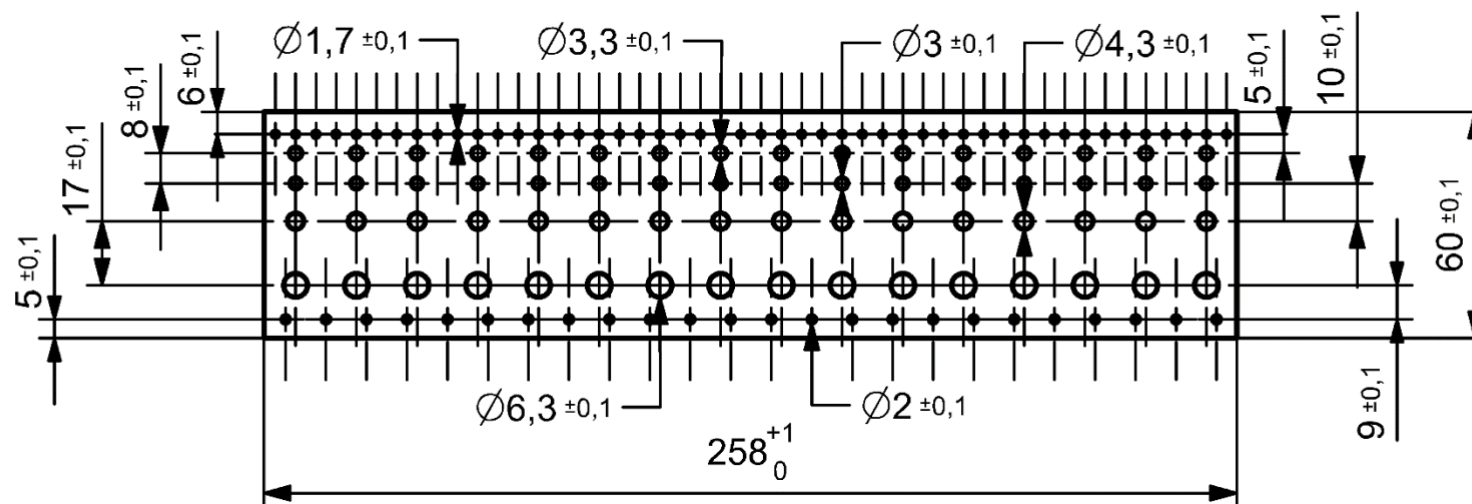
- [15] KingTech Turbines, *Manual for K-45, K-60, K-80, K-100, K-140, K-170, K-180, K-210 G and TP model*, 2015.
- [16] J. A. N. Navia, "Preliminary Design Methodology For Multi Fuel Gas Turbine Combustor," São José dos Campos, 2010.
- [17] P. T. Lacava e A. Alves, "Capítulo 4: Projeto Básico de Câmaras de Combustão," em *II Escola de Combustão*, São José dos Campos, 2009.
- [18] A. Macek, "Flammability Limits: Thermodynamics and Kinetics," NATIONAL BUREAU OF STANDARDS - U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE, Washington, 1976.
- [19] J. Odgers, "Combustion Modelling Within Gas Turbines Engines, Some Applications and Limitations," *AAIA 15th Aerospace Science Meeting*, 26 Janeiro 1977.
- [20] F. Fernandes de Paula, *Projeto Preliminar de Combustores Tubo-Anulares para Turbinas a Gás Multicombustível*, Juiz de Fora, 2016, p. 213.
- [21] Coordinating Research Council, *Aviation Fuel Properties*, Warrendale, Pennsylvania: Society of Automotive Engineers, 1983.
- [22] British Petroleum Company, *HANDBOOK OF PRODUCTS*, Hemel Hempstead, Hertfordshire: Air BP, 200.
- [23] H. Saravanamuttoo, H. Cohen e G. Rogers, *Gas Turbine Theory*, 5th ed., Pearson, 2001.
- [24] R. H. Aungier, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, American Society of Mechanical Engineers, 2000.
- [25] R. H. Aungier, *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis*, American Society of Mechanical Engineers, 2006.
- [26] Special Metals, "Nimonic 75," [Online]. Available: <https://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/alloys/nimonic/nimonic-alloy-75.pdf>. [Acesso em 28 Novembro 2020].
- [27] H. A. Knight e R. B. Walker, "The Component Pressure Losses in Combustion Chambers," London, 1953.
- [28] K. S. Kaddah, *Discharge Coefficient and Jet Deflection Studies for Combustion Liner Air - Entry Holes*, Cranfield: Cranfield Institute of Technology, College of Aeronautics, 1964.
- [29] Kawasaki Heavy Industries, 2018. [Online]. Available: [http://global.kawasaki.com/en/energy/equipment/gas\\_turbines/outline.html](http://global.kawasaki.com/en/energy/equipment/gas_turbines/outline.html). [Acesso em 2020 Novembro 08].

- [30] Aeroalcool, "DMJs: Sistema de ensino Micro Turbojato," Aeroalcool, [Online]. Available: <http://www.aeroalcool.com.br/index.php/bancada-didatica/24-gallery/bancada-didatica/62-dmjs-sistema-de-ensino-micro-turbojato>. [Acesso em 13 Outubro 2020].
- [31] Department of Agronomy, "ASOS-AWOS-METAR Data Download," Iowa State University, [Online]. Available: [https://mesonet.agron.iastate.edu/request/download.phtml?network=CA\\_ASOS](https://mesonet.agron.iastate.edu/request/download.phtml?network=CA_ASOS). [Acesso em 20 November 2020].
- [32] C. K. Law, Combustion Physics, New Jersey: Cambridge University Press, 2010.

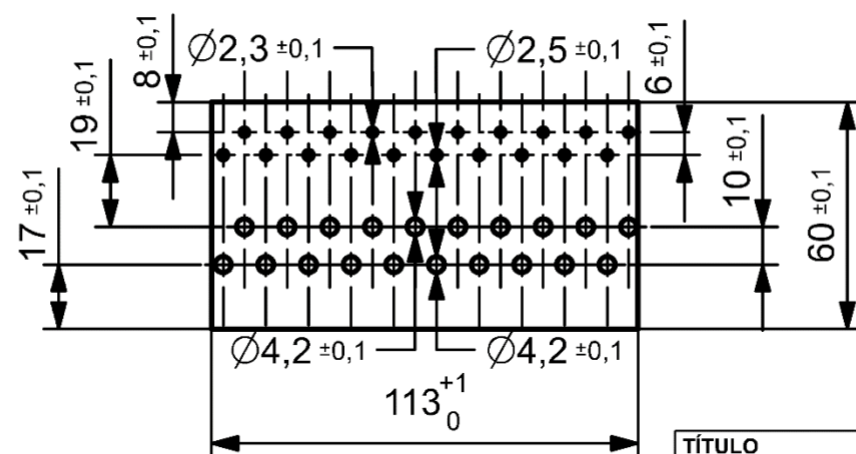
## **ANEXO A – DESENHOS TÉCNICOS DO TUBO DE CHAMA PROJETADO**



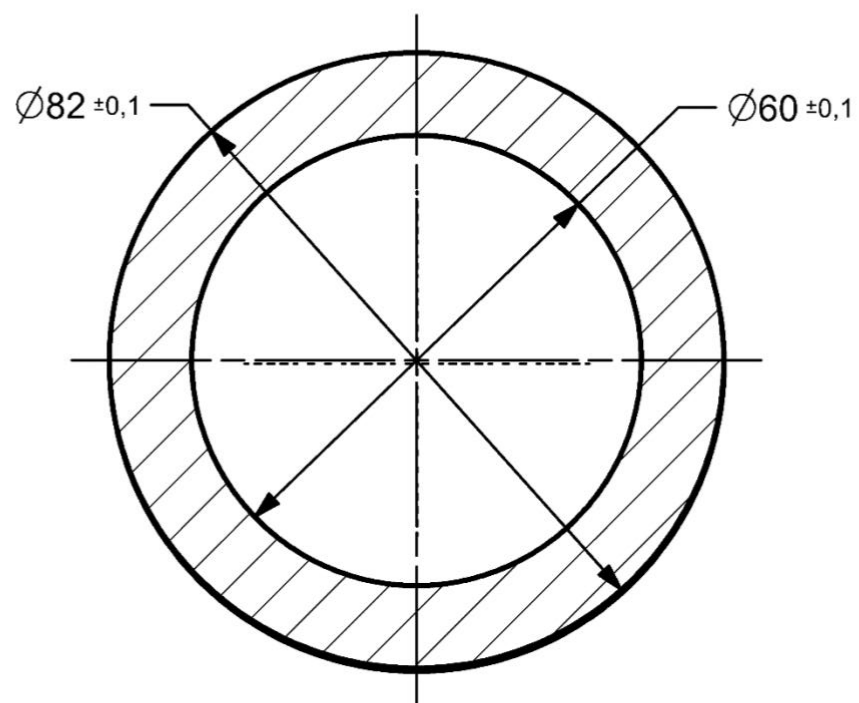
TÍTULO		
FACE DO TUBO DE CHAMA		
ESCALA 1:1	DESENHADO POR	CAIO C. M. VELLOSA
PEÇA	MATERIAL	ESPESSURA
3	NIMONIC 75	0.5



TÍTULO		
PAREDE EXTERNA DO TUBO DE CHAMA		
ESCALA 1:2	DESENHADO POR	CAIO C. M. VELLOSA
PEÇA	MATERIAL	ESPESSURA
1	NIMONIC 75	0.5
CHAPA CALANDRADA E SOLDADA		
CORTES POR SISTEMA A LASER		

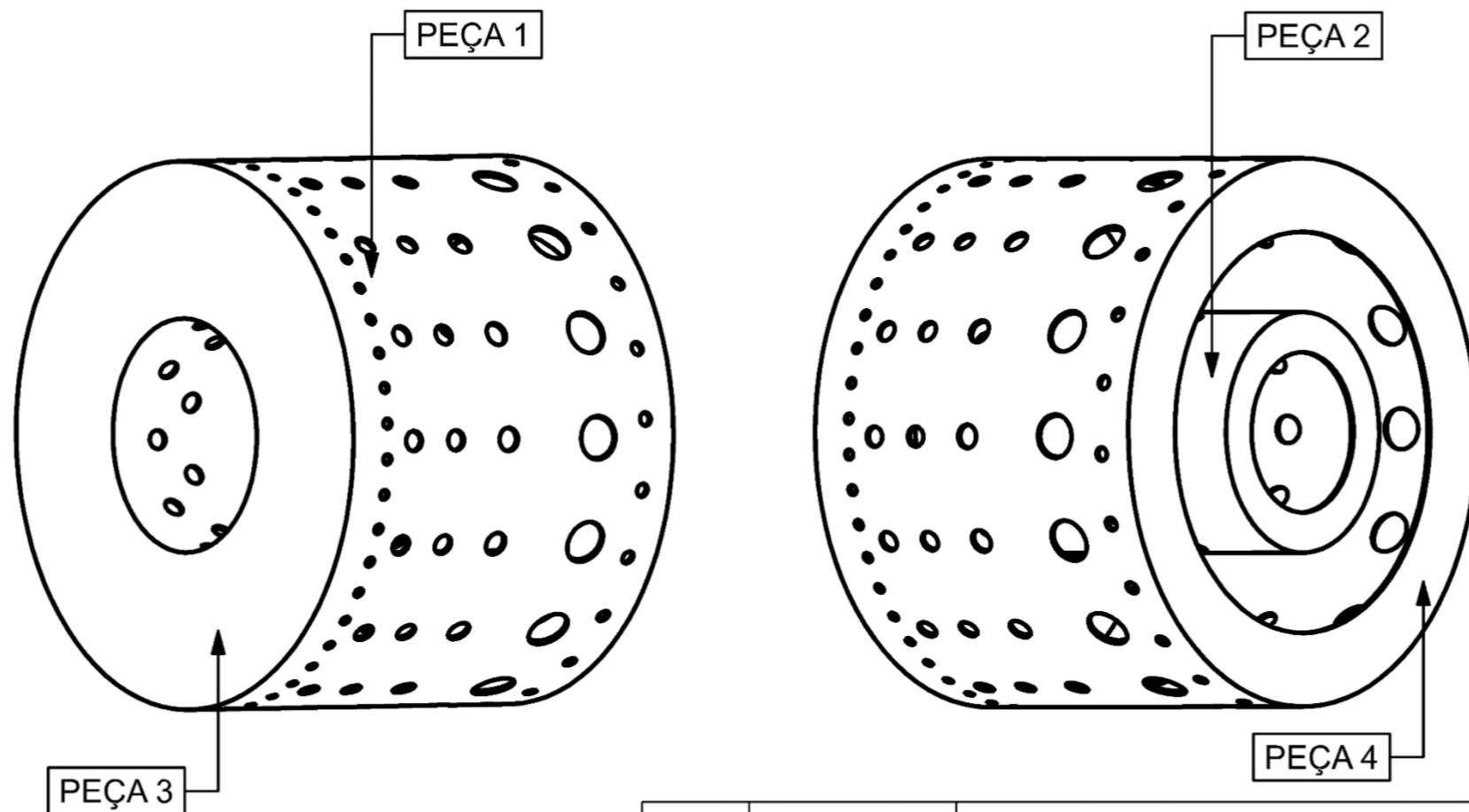


TÍTULO		
PAREDE INTERNA DO TUBO DE CHAMA		
ESCALA 1:2	DESENHADO POR	CAIO C. M. VELLOSA
PEÇA	MATERIAL	ESPESSURA
2	NIMONIC 75	0.5
CHAPA CALANDRADA E SOLDADA		
CORTES POR SISTEMA A LASER		



TÍTULO		
SAÍDA DO TUBO DE CHAMA		
ESCALA 1:1	DESENHADO POR	CAIO C. M. VELLOSA
PEÇA	MATERIAL	ESPESSURA
4	HASTELLOY X	0.5

A4



PEÇA 1:	PAREDE EXTERNA	TÍTULO		
PEÇA 2:	PAREDE INTERNA	TUBO DE CHAMA MONTADO		
PEÇA 3:	FACE	ESCALA 1:1	DESENHADO POR	CAIO C. M. VELLOSA
PEÇA 4:	ANEL DE SAÍDA	MATERIAL	NIMONIC 75	

A4