

Projeto de uma câmara de combustão anelar para um motor turbofan de pequenas dimensões

António Pedro Silvestre Antunes Pina Abreu

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(mestrado integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brojo

Setembro de 2023

Folha em branco

Declaração de Integridade

Eu, António Pedro Silvestre Antunes Pina Abreu, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição 41166 do Mestrado Integrado em Engenharia Aeronáutica da Faculdade de Engenharia, declaro ter desenvolvido o presente trabalho e elaborado o presente texto em total consonância com o **Código de Integridades da Universidade da Beira Interior**.

Mais concretamente afirmo não ter incorrido em qualquer das variedades de Fraude Académica, e que aqui declaro conhecer, que em particular atendi à exigida referenciação de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã 13 /09 /2023

Folha em branco

Agradecimentos

Quero agradecer à minha família, em particular aos meus pais por todo o apoio que me deram na concretização desta etapa. Aos meus amigos, que me ajudaram ao longo dos 5 anos de curso e que me acompanharam nos vários momentos de diversão. Por último agradecer ao meu orientador, o Professor Doutor Francisco Brojo, por toda a ajuda na realização deste trabalho.

Folha em branco

Resumo

O aumento dos requisitos de eficiência dos motores quer por razões económicas quer por razões ambientais faz com que seja cada vez mais importante otimizar o seu funcionamento. O tipo de motor mais utilizado em aviação é o motor turbofan com o tipo de câmara de combustão anelar. Assim, o objetivo deste trabalho consiste na otimização de uma câmara de combustão anelar para um motor turbofan de pequenas dimensões.

O trabalho inicia-se com o estado da arte, onde se introduz as características de um motor turbofan, as suas configurações e uma breve descrição dos seus componentes. De seguida apresenta-se os diversos tipos de câmaras de combustão, e explora-se com algum detalhe o projeto de difusores juntamente com a análise aerodinâmica de uma câmara de combustão. O capítulo termina com a exposição de alguns modelos de combustão utilizados no projeto de câmaras, e uma breve referência às emissões de gases poluentes.

O objetivo do caso de estudo é desenvolver uma câmara de combustão tendo por base o trabalho de Mark Priyant e A. Selwyn. A metodologia utilizada foi exclusivamente aerodinâmica, onde partindo das condições de pressão, temperatura e caudal na saída do compressor, dimensionou-se a câmara. O algoritmo seguido resulta da combinação de várias fontes, das quais se destacam o livro “Gas Turbine Combustion Alternative Fuel Emissions” de Arthur Lefebvre e Dilip Ballal, que compila diversos artigos utilizados, e o artigo “Desing of laboratory annular combustor” de Satish Dharmalingam e Kartik Kothari. Após o dimensionamento foi construído um modelo 3D em SolidWorks e fez-se uma simulação 2D recorrendo ao software Ansys Fluent apenas da parte interior da câmara. Os resultados obtidos de temperatura, pressão e velocidade foram comparados com os resultados publicados por Priyant e Selwyn, apresentado uma melhoria significativa resultante de uma menor perda de pressão.

Palavras-chave

Motor turbofan;câmara anelar;Ansys Fluent;análise aerodinâmica;difusor;SolidWorks

Folha em branco

Abstract

The increase in engine efficiency requirements by economic and environmental reasons, has made it crucial to optimize the engine operation. The most common engine type in aviation is the turbofan engine and the most common combustion chamber is the annular configuration, so, the objective of this work is to optimize an annular combustion chamber for a small turbofan engine.

This work begins by presenting the characteristics of the turbofan engine including its various configurations and a brief explanation on its components. It then discusses the different types of combustion chambers followed by the diffuser design and the aerodynamical analysis of the combustor. The end of this this chapter briefly addresses the combustion models used in design and the emissions resulting from the combustion process.

The case study seeks to develop a combustion chamber based on the work of Mark Priyant e A. Selwyn. The methodology used was exclusively aerodynamical starting from the pressure, temperature and mass flow at the compressor outlet it was possible to determine the dimensions of the combustor. The algorithm followed, comes from a combination of various sources but mainly from the book “Gas Turbine Combustion Alternative Fuel Emissions” by Arthur LeFebvre and Dilip Ballal, which compiles many papers used on this study, and the paper “Desing of laboratory annular combustor” by Satish Dharmalingam and Kartik Kothari. After the calculations, a 3D model was created using SolidWorks and a 2D simulation of the interior of the chamber was done using Ansys Fluent, the results were then compared to the results obtained by Priyant e Selwyn revealing an improvement.

Keywords

Combustion chamber;Turbofan engine;Ansys Fluent;Annular configuration;Solidworks;

Folha em branco

Índice

Capítulo 1: Introdução.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos.....	1
1.3 Estrutura.....	2
Capítulo 2: Estado da arte	3
2.1 Introdução histórica	3
2.2 Fundamentos termodinâmicos e configurações dos motores turbofan.....	5
2.2.1 Princípios termodinâmicos	5
2.2.2 Configurações dos motores turbofan.....	7
2.3 Componentes de um motor turbofan.....	9
2.3.1 Admissão.....	9
2.3.2 Compressor	13
2.3.3 Turbina.....	17
2.3.4 Bocal de escape	19
2.3.5 Câmaras de combustão	21
2.3.6 Desempenho das câmaras.....	25
2.4 Princípios das câmaras de combustão	28
2.4.1 Difusor.....	28
2.4.2 Análise aerodinâmica.....	35
2.4.3 Combustão	49
2.5 Estabilidade e condições de operação	54
Capítulo 3: Caso de estudo.....	59
3.1 Dimensionamento da câmara	59
3.1.1 Dimensões gerais	60
3.1.2 Snout	61

3.1.3 Swirler.....	62
3.1.4 Difusor	63
3.1.5 Comprimento das várias zonas	64
3.1.6 Aberturas em cada zona	65
3.2 Análise numérica	69
3.3 Análise de resultados	74
Capítulo 4: Conclusões e trabalhos futuros	77
4.1 Conclusões	77
4.2 Trabalhos futuros.....	78
Bibliografia	79

Lista de Figuras

Figura 2.1- Eficiência propulsiva em função do número de Mach [3].	4
Figura 2.2- Diagrama T-S ideal para um motor de turbina de gás [6].	5
Figura 2.3-Diagrama T-S real para um motor de turbina de gás [6].	6
Figura 2.4-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed single-spool.	8
Figura 2.5-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed two-spool.	8
Figura 2.6-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed three-spool.	9
Figura 2.7-Admissão na condição estática (a), baixa velocidade (b) e elevada velocidade (c) [3].	11
Figura 2.8-Configuração de um difusor de choque normal para o caso crítico (a), subcrítico (b) e supercrítico (c) [3].	12
Figura 2.9-Configuração de um difusor de choque oblíquo para o caso crítico (a), subcrítico (b) e supercrítico (c) [3].	13
Figura 2.10- Representação de um compressor do tipo axial [3].	15
Figura 2.11-Curva de desempenho de um compressor [3].	16
Figura 2.12- Representação de uma turbina aeronáutica [10].	18
Figura 2.13- Representação de um bocal convergente (a) e de um bocal convergente/divergente (b) [3].	19
Figura 2.14- Bocal convergente para o caso subcrítico (a) e supercrítico (b) [3].	20
Figura 2.15-Configuração de um bocal do tipo ejector nozzle na condição recuada (a) e estendida (b) [3].	21
Figura 2.16-Representação de uma câmara de combustão convencional [12].	22
Figura 2.17-Câmara de combustão tubular do tipo reverse-flow [11].	24
Figura 2.18-Câmara de combustão tubular do tipo straight-through [11].	24
Figura 2.19-Câmara de combustão do tipo anelar [11].	25
Figura 2.20-Câmara de combustão do tipo tuboanelar [11].	25
Figura 2.21- Configuração dos difusores do tipo bidimensional (a) e cônica (b) adaptado de [12].	29
Figura 2.22-Difusor do tipo Faired [12].	33
Figura 2.23-Difusor do tipo Dump [12].	34
Figura 2.24- Coeficiente de descarga em função do coeficiente de perda de pressão em cada abertura, adaptado de [12].	39
Figura 2.25-Variação da temperatura em função da razão entre o caudal do jato e do escoamento principal, adaptado de [12].	42

Figura 2.26- Representação de um swirler axial [12].	46
Figura 2.27- Representação de um swirler radial [12].	47
Figura 2.28-Variação do swirl number em função da razão entre o caudal recirculado e o caudal do swirler [12].	48
Figura 2.29-Comparação da eficiência obtida experimentalmente com o previsto pelo modelo burning velocity, adaptado de [12].	50
Figura 2.30- Gráfico de projeto de uma câmara de combustão, adaptado de [12].	51
Figura 2.31-Comparação da eficiência de combustão para vários tipos de combustível [12].	54
Figura 2.32- Emissões de monóxido de carbono em função da razão de equivalência, adaptado de [12].	55
Figura 2.33-Emissões de óxido de azoto em função da razão de equivalência [12].	55
Figura 2.34-Hidrocarbonetos não queimados em função da razão de equivalência [12].	56
Figura 2.35-Formação de óxido de azoto em função da razão de equivalência para uma câmara RQL [12].	57
Figura 3.1-Parâmetro geométricos de uma câmara de combustão, adaptado de [42].	59
Figura 3.2-Vista frontal sem a casca.	67
Figura 3.3-Vista lateral sem a casca.	68
Figura 3.4-Vista isométrica sem a casca.	68
Figura 3.5-Desenho 2D da câmara de combustão.	69
Figura 3.6-Condições de fronteira.	70
Figura 3.7-Representação da mesh utilizada.	71
Figura 3.8-Distribuição de velocidade ao longo do interior da câmara.	73
Figura 3.9-Distribuição de pressão absoluta ao longo do interior da câmara.	73
Figura 3.10-Distribuição de temperatura total ao longo do interior da câmara.	73
Figura 3.11- Representação da velocidade na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].	74
Figura 3.12-Representação da pressão absoluta na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].	74
Figura 3.13-Representação da temperatura total na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].	74

Lista de Tabelas

Tabela 2.1-Perda de pressão em câmaras de combustão [12].	37
Tabela 2.2- Valores típicos de um swirler [12].	46
Tabela 3.1-Propriedades do escoamento [2].	59
Tabela 3.2-Distribuição do caudal em percentagem do caudal de entrada [2]......	59
Tabela 3.3- Parâmetros do swirler.....	60
Tabela 3.4-Propriedades das aberturas da câmara de combustão.....	67
Tabela 3.5-Legenda das condições de fronteira com 3 letras.....	69
Tabela 3.6-Definições da mesh.....	70
Tabela 3.7-Procedimento no Ansys Fluent.....	71
Tabela 3.8- Caudal em cada zona de fronteira.	72

Folha em branco

Nomenclatura

A	Área	m^2
AFR	Razão ar-combustível por massa	kg^{-1}
AR	Razão de área	–
C_p	Coefficiente de recuperação para um difusor	–
C_{pa}	Calor específico a pressão constante para os gases não queimados	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
C_{pg}	Calor específico a pressão constante para os gases queimados	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
C_D	Coefficiente de descarga	–
C	Constante utilizada no método da NASA	–
D	Diâmetro	m
d	Diâmetro das aberturas	m
f_c	Fração de caudal utilizado na combustão	–
G_m	Fluxo de momento angular	$N \cdot m$
G_t	Tração axial	N
H	Energia específica baixa do combustível	$J \cdot kg^{-1}$
h_1	Altura da secção de entrada do pré-difusor	m
<i>Inlet fuel</i>	Entrada do combustível	–
J	Fluxo de momento	–
K	razão entre a pressão dinâmica do jato e do anel a montante da abertura	–
K_{sw}	Fator utilizado no projeto de um <i>swirler</i>	–
k	Razão entre a área de secção transversal do revestimento e a área de secção transversal da casca	–
L	Comprimento da parede	m
l	Escala de turbulência	m
M	Número de Mach	–
\dot{m}	Caudal mássico	$kg \cdot s^{-1}$

N	Comprimento axial	m
n	Número de aberturas	—
n_v	Número de pás do <i>swirler</i>	—
<i>Outlet</i>	Saída da câmara	—
P	Pressão	Pa
PF	<i>Pattern factor</i>	—
$\frac{\Delta P}{P_3}$	Perda de pressão	—
$\frac{\Delta P}{q_{ref}}$	Fator de perda de pressão	—
Q_R	Energia específica do combustível	$J \cdot kg^{-1}$
q	Pressão dinâmica	Pa
R_1	Raio da secção de entrada do difusor	m
R	Constante universal dos gases perfeitos	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
r	Razão entre a área da casca e a área de entrada na câmara	—
rc	Razão de compressão	—
S_n	<i>Swirler number</i>	—
S_T	Velocidade turbulenta de chama	$m \cdot s^{-1}$
s_v	Espaçamento entre pás do <i>swirler</i> radial	m
T	Temperatura	K
t_v	Espessura das pás	m
U	Velocidade	$m \cdot s^{-1}$
V_c	Volume do combustível	m^3
X	Distância a jusante da abertura	m
W	Diâmetro da secção de entrada do difusor	m
\dot{W}	Potência	W

Letras gregas

α	razão entre o caudal mássico e o caudal mássico no anel para cada abertura	–
β	Ângulo das pás do <i>swirler</i>	<i>graus</i>
γ	Coefficiente de expansão adiabático	–
δ	Penetração no revestimento	<i>m</i>
Δ	Variação	–
η	Eficiência	–
ϑ	Inclinação do jato	<i>rad</i>
θ	Modelo de combustão <i>reaction control</i>	–
θ_{do}	Ângulo de inclinação da cúpula	<i>graus</i>
λ	Coefficiente de perda para um difusor	–
λ_{eff}	Volatilidade do combustível	–
λ_{ref}	Constante de evaporação efetiva	–
ρ	Massa volúmica	<i>kg · m³</i>
φ	Razão de equivalência	–
ψ	Ângulo de divergência	<i>graus</i>

Subscritos

<i>an</i>	anel
<i>ar</i>	ar
<i>c</i>	Compressor
<i>cb</i>	Combustão
<i>cool</i>	Arrefecimento
<i>de</i>	Secção externa do <i>snout</i>
<i>di</i>	Secção de entrada na câmara
<i>do</i>	Cúpula
<i>dz</i>	Zona de diluição
<i>d</i>	Admissão
<i>dif</i>	Difusor
<i>e</i>	Modelo <i>burning velocity</i>
<i>ev</i>	Modelo de evaporação
<i>F</i>	Chama
<i>f</i>	combustível

<i>g</i>	Escoamento principal
<i>h</i>	Aberturas
<i>hot</i>	Gases quentes
<i>hub</i>	hub
<i>i</i>	Zona imediatamente a montante da abertura
<i>ic</i>	Diâmetro interno
<i>j</i>	Jato
<i>L</i>	Revestimento
<i>m</i>	Veio
<i>mr</i>	Média máxima radial
<i>mix</i>	Modelo de taxa de mistura
<i>n</i>	Bocal
<i>O</i>	Sauter
<i>opt</i>	ótimo
<i>pz</i>	Zona primária
<i>r</i>	Recirculação
<i>ref</i>	Referência
<i>sn</i>	<i>snout</i>
<i>sw</i>	<i>swirl</i>
<i>sz</i>	Zona secundária
<i>t</i>	Turbina
0	Condições atmosféricas
3	Condições na saída do compressor
4	Condições na saída da câmara

Lista de Acrónimos

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CO	Monóxido de carbono
dci	Diluição- <i>cool</i> -inferior
des	Diluição- <i>cool</i> -superior
dmi	Diluição- <i>main</i> -inferior
dms	Diluição- <i>main</i> -superior
Dome_s	Cúpula-superior
Dome_i	Cúpula-inferior
LPP	<i>Lean Preamixed Prevaporized</i>
NOx	Óxido de azoto
NASA	National Aeronautics and Space Administration
pci	Primária- <i>cool</i> -inferior
pcs	Primária- <i>cool</i> -superior
pmi	Primária- <i>main</i> -inferior
pms	Primária- <i>main</i> -superior
RQL	<i>Rich-Burn, Quinck-Quench, Lean-Burn</i>
sci	Secundária- <i>cool</i> -inferior
scs	Secundária- <i>cool</i> -superior
smi	Secundária- <i>main</i> -inferior
sms	Secundária- <i>main</i> -superior

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

O motor turbofan é o tipo de motor mais comum na indústria aeronáutica e estima-se que possa vir a representar 46% do total de motores anualmente produzidos até 2034 [1]. Este motor está dividido em 2 categorias, turbofan com grande razão de bypass, que é principalmente utilizado na aviação civil de longo/médio curso e em alguns bombardeiros e aviões de transporte no ramo militar, e turbofan de baixa razão de bypass que é essencialmente utilizado na aviação militar nos aviões de categoria caça. Uma vez que este motor é muito comum na aviação em geral, a otimização do mesmo é muito importante de forma que se consiga obter o melhor desempenho possível com o mínimo de consumo de combustível e de emissões poluentes. Isto permite não só contribuir para um aumento da sustentabilidade através da redução da pegada de carbono como também torna menos dispendioso o voo, o que contribui para uma redução dos custos de exploração com impacto positivo no aumento da competitividade das companhias aéreas.

Dos vários componentes que constituem um motor, a câmara de combustão é o elemento principal, uma vez que é lá que ocorre a produção de energia. Neste processo uma massa de ar atmosférico mistura-se com o combustível na forma de hidrocarboneto e o aumento de temperatura conseguido pela queima desta mistura ar/combustível vai alimentar o sistema propulsivo. O processo de combustão é um dos processos mais complexos que ocorre num motor, sendo afetado por vários fatores que podem ser aerodinâmicos, químicos ou termodinâmicos. Por conseguinte, a conceção de uma câmara de combustão é uma das etapas mais difíceis no desenvolvimento de um motor.

Existem vários tipos de câmaras de combustão. No entanto, a mais utilizada é a câmara anelar, porque apresenta vantagens do ponto de vista do peso e tamanho em relação às restantes. Assim, neste trabalho procurou-se otimizar uma câmara de combustão anelar de forma a diminuir a de perda de pressão total na mesma.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é projetar uma câmara de combustão anelar para um motor turbofan de pequenas dimensões. O projeto teve como ponto de partida as condições e a

geometria presentes no trabalho realizado por Priyant e Selwyn [2]. Após o dimensionamento fez-se uma análise bidimensional recorrendo ao Ansys Fluent e comparou-se os resultados obtidos com o que foi obtido por Priyant e Selwyn.

1.3 Estrutura

Este trabalho está dividido em 4 capítulos começando com o capítulo de introdução, onde se apresenta a motivação, os objetivos e a estrutura do trabalho. Segue-se o capítulo 2: estado da arte, onde se começa por fazer uma introdução histórica, seguido de uma breve apresentação do conceito do motor turbofan e dos elementos que o constituem focando em especial a câmara de combustão. De seguida aborda-se as propriedades dos difusores e a metodologia aerodinâmica para o projeto de uma câmara de combustão. Por último, apresentam-se alguns modelos de combustão comuns no dimensionamento de câmaras de combustão, bem como uma breve referência às emissões de gases poluentes. O capítulo 3 apresenta o caso de estudo, onde se implementa o algoritmo proposto no estado da arte. Depois de concluído o cálculo das dimensões, constrói-se o modelo 2D para ser simulado no Ansys Fluent. Após a implementação de toda a metodologia apresenta-se a análise de resultados, que inclui a comparação entre os resultados obtidos, com o que foi obtido por Priyant e Selwyn. Por último o capítulo 4, apresenta as conclusões do trabalho e as propostas de trabalhos futuros.

Capítulo 2

Estado da arte

2.1 Introdução histórica

Desde o aparecimento do avião no início do século XX que uma das principais ambições do Homem tem sido o voar cada vez mais rápido, este objetivo passa inevitavelmente pelo desenvolvimento de um sistema propulsivo capaz de gerar mais tração numa gama mais abrangente de condições de admissão. É neste contexto que em 1918 Sanford Moss desenvolve um sistema no qual um compressor e uma turbina são ligados por um veio e os gases provenientes da combustão atravessam a turbina gerando energia para alimentar o compressor. Este sistema é a base do funcionamento de um motor de turbina a gás. Em 1930 Frank Whittle propõe uma estrutura de motor com um compressor axial de várias fases seguido por um compressor centrífugo, uma câmara de combustão anelar, uma turbina de uma fase e um bocal, patenteando assim o primeiro motor turbojato que viria a ser testado com sucesso em 1937 [3].

Em 1929 György Jendrassik entrega a patente de um motor turboprop com um compressor axial de 15 fases seguido por uma câmara de combustão anelar e uma turbina de 7 fases. Este motor mantinha a hélice para acelerar o ar na admissão, o primeiro motor funcional foi construído em 1940 [4].

A evolução tecnológica após a Segunda Guerra Mundial fez com que os motores turbojato e turboprop se tornassem os principais motores de propulsão aeronáutica, no entanto a eficiência propulsiva destes motores na região transónica é relativamente baixa o que causa limitações na sua utilização. A Figura 2.1 relaciona a eficiência propulsiva dos vários motores de turbina de gás com o número de Mach [3].

Analisado os motores disponíveis concluiu-se que o motor turbojato só tem uma eficiência propulsiva superior a 70% para um número de Mach de aproximadamente 1,2 e o motor turboprop atinge o seu pico de eficiência para um número de mach de aproximadamente 0,4 decaindo significativamente a partir daí. Assim, tornou-se necessário chegar a um compromisso e criar um tipo de motor que conseguisse voar na região transónica de forma mais eficiente que os outros, este novo motor foi chamado de turbofan.

Apesar de haver registos de motores turbofan construídos nos anos 40 como motor Daimler-Benz 670 de 1943, essa tecnologia foi abandonada devido a vários problemas.

A ascensão do motor turbofan deve-se a 4 motivos, a grande evolução nos motores turbojatos no início dos anos 50, os grandes avanços na tecnologia de compressão axial que contribuíram para o desenvolvimento da tecnologia do fan, um aumento significativo do desempenho do motor General Eletrics em 1957 que continha um fan de um estágio atrás da câmara de combustão e a resposta da Pratt & Witney em 1958 com um motor que se tornou bem sucedido no mercado com um fan de dois estágios colocado antes da câmara de combustão.

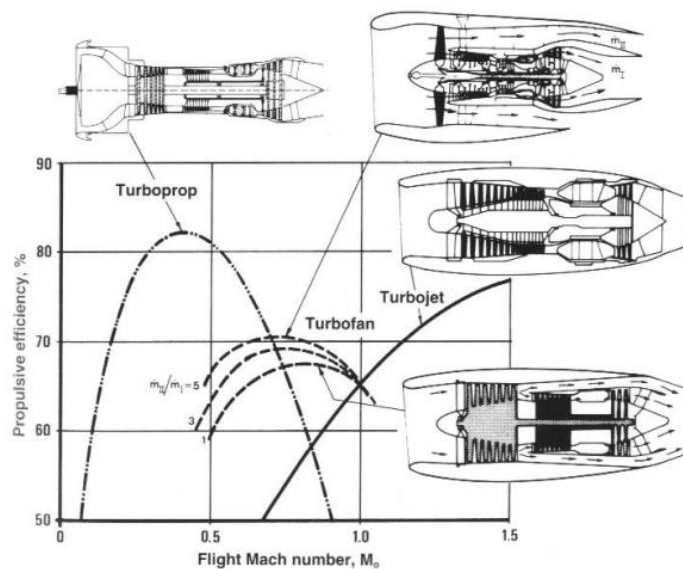


Figura 2.1- Eficiência propulsiva em função do número de Mach [3].

A principal diferença no processo de combustão entre os outros tipos de motor e o motor turbofan é a capacidade de este realizar bypass, que se designa como a razão entre a massa de ar admitido e a massa de ar que entra na câmara de combustão. De acordo com este parâmetro os motores podem ser de baixa razão de bypass se esta razão estiver entre 0,2:1 e 1:1 ou de grande razão de bypass caso a razão seja superior a 5:1. Quando estes motores surgiram apresentavam uma baixa razão de bypass já que do ponto de vista do desempenho uma menor razão de bypass permite melhorar a eficiência comparativamente ao motor turbojato, mas sem comprometer os requisitos de tração e o tempo de resposta do motor. No entanto esta característica tem como desvantagens o elevado ruído e o alto consumo específico de combustível, o que fez com que motores de baixa razão de bypass se tornassem impraticáveis para uso civil ficando assim reservados aos aviões militares de voo supersónico. Esta situação originou o aparecimento de motores com alta razão de bypass que embora produzam menos tração e tenham maior tempo reação, apresentam uma

grande redução de ruído e do consumo específico tornando o motor turbofan com alta razão de bypass o principal motor de utilização civil em aeronaves de longo e médio curso [5].

2.2 Fundamentos termodinâmicos e configurações dos motores turbofan

2.2.1 Princípios termodinâmicos

Os motores de turbina de gás, nos quais se inclui o motor turbofan, operam segundo o ciclo termodinâmico de Joule-Brayton. A Figura 2.2 representa o diagrama T-S para o caso ideal.

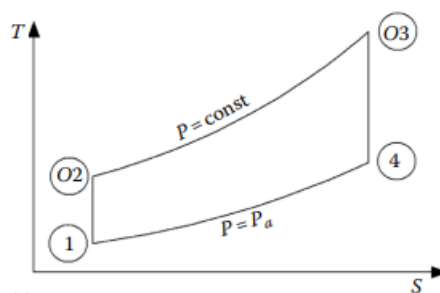


Figura 2.2- Diagrama T-S ideal para um motor de turbina de gás [6].

De acordo com este ciclo o compressor recebe o ar admitido pela admissão e desacelera-o num processo isentrópico provocando um aumento de pressão. De seguida o ar entra na câmara de combustão onde ocorre a queima adiabática da mistura a pressão constante. Por último os gases quentes provenientes da câmara acionam uma turbina que provoca uma expansão isentrópica até à pressão atmosférica.

No ciclo ideal considera-se que:

- Todos os processos são instantâneos;
- A expansão e compressão são isentrópicas;
- Não existe queda de pressão na câmara de combustão;
- As propriedades da mistura são constantes;
- O caudal de combustível adicionado é desprezado.

No caso real as considerações descritas anteriormente deixam de se ser válidas e por isso o ciclo assume a forma descrita na Figura 2.3.

Como se verifica na figura anterior os processo de expansão e compressão deixam de ser isentrópicos o que pela segunda lei da termodinâmica provoca um aumento de entropia

nestes processos. Verifica-se também que a expansão deixa de ser feita até à pressão atmosférica resultante das perdas anteriores e à possibilidade de existir bloqueio no caudal. O ciclo anterior altera-se consoante o tipo de motor e a sua configuração, no entanto este diagrama serve de referência para todos os outros.

Partindo das condições atmosféricas de pressão (P_0), temperatura (T_0) e número de Mach na admissão (M_0), bem como as propriedades de cada componente, é possível calcular todos os estados do motor recorrendo às Equações (2.1) a (2.12) [6]. Os termos saída e entrada são referentes ao componente em questão.

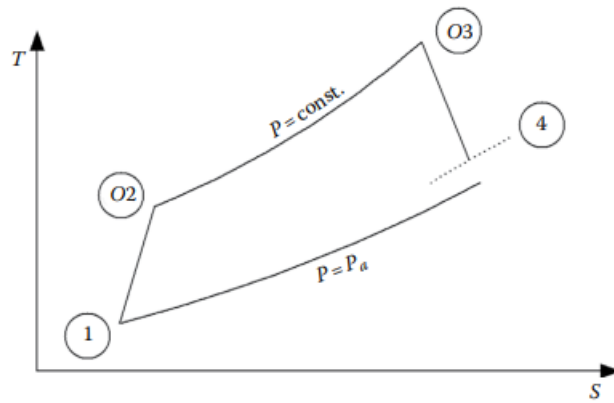


Figura 2.3-Diagrama T-S real para um motor de turbina de gás [6].

Passagem pela admissão,

$$P_{saida} = P_0 \left[1 + \eta_d \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_0^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.1)$$

$$T_{saida} = T_0 \left[1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_0^2 \right] \quad (2.2)$$

Passagem pelo compressor,

$$P_{saida} = r_c P_{entrada} \quad (2.3)$$

$$T_{saida} = T_{entrada} \left[1 + \frac{1}{n_c} \left\{ r_c^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \quad (2.4)$$

Câmara de combustão,

$$P_{saida} = (1 - \Delta P_c) P_{entrada} \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_h c_{pa} T_{entrada} + \dot{m}_f Q_R \eta_{cb} = (\dot{m}_h + \dot{m}_f) c_{pg} T_{saida} \quad (2.6)$$

Passagem pela turbina,

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{W}_t}{\eta_m} \quad (2.7)$$

$$\frac{c_{pg}(\dot{m}_h + \dot{m}_f)(T_{entrada} - T_{saida})}{\eta_m} = \dot{m}_h c_{pa} (T_{saida_{compressor}} - T_{entrada_{compressor}}) \quad (2.8)$$

$$P_{saida} = P_{entrada} \left(1 - \frac{T_{entrada} - T_{saida}}{\eta_t T_{entrada}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.9)$$

Bocal

Verificar se está bloqueado,

$$\frac{P_{entrada}}{P_{critica}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{1}{\eta_n} \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2.10)$$

se $\frac{P_{entrada}}{P_{critica}} > \frac{P_{entrada}}{P_{atmosférica}}$ então o bocal está bloqueado e $P_{saida} = P_{critica}$;

$$T_{saida} = \frac{T_{entrada}}{\left(\frac{\gamma+1}{2} \right)} \quad (2.11)$$

Se $\frac{P_{entrada}}{P_{critica}} < \frac{P_{entrada}}{P_0}$ o bocal não está bloqueado e $P_{saida} = P_0$;

$$T_{saida} = T_{entrada} \left[1 - \eta_n \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_{entrada}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\} \right] \quad (2.12)$$

2.2.2 Configurações dos motores turbofan

Dentro da categoria turbofan os motores podem apresentar várias configurações consoante a localização do fan, número de veios e existência de mistura entre os gases quentes e frios.

A configuração mais simples é a de *forward fan unmixed single-spool*, representada na Figura 2.4, neste caso o motor apresenta um veio que alimenta o compressor e o fan em simultâneo, o fan fica antes do compressor e existem 2 bocais um para os gases quentes e outro para os frios.

De seguida têm-se a configuração *forward fan unmixed two-spool*, representada na Figura 2.5, na qual existem 2 veios o que faz com haja 2 turbinas uma de alta pressão e outra de baixa pressão. Cada turbina alimenta apenas um componente, ou seja, a turbina de alta pressão alimenta o compressor e a de baixa pressão alimenta o fan. O motor CFM56-5C funciona segundo este esquema. A utilização de 2 veios permite otimizar a velocidade de rotação do fan através de caixas redutoras.

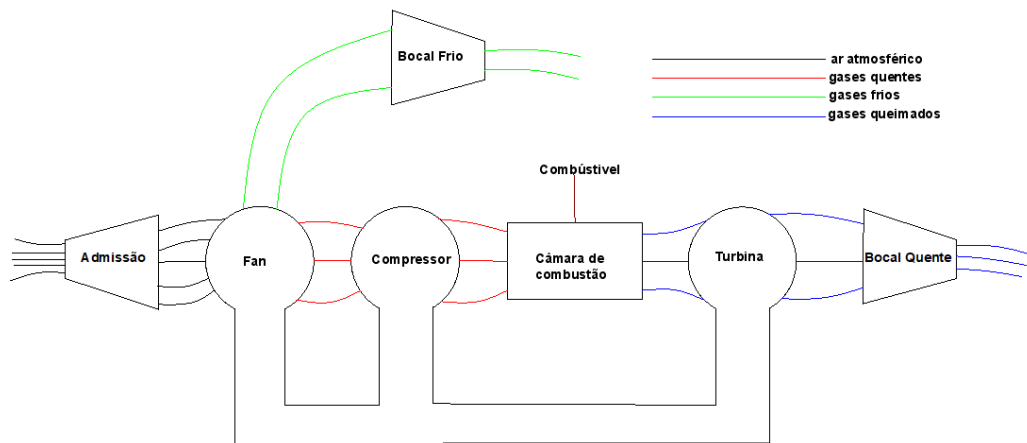


Figura 2.4-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed single-spool.

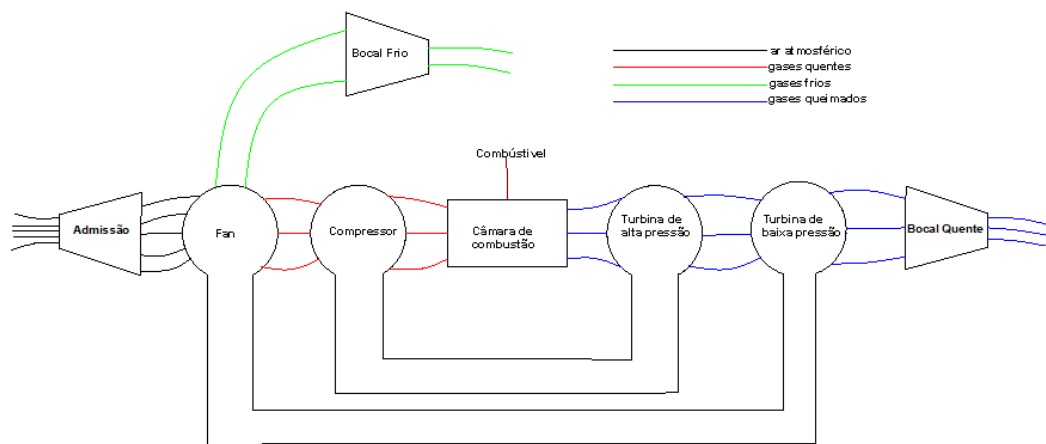


Figura 2.5-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed two-spool.

A última configuração com o número de veios é o *forward fan unmixed three-spool*, representada na Figura 2.6, que apresenta 3 veios cada um ligado a uma turbina. Assim a turbina de alta pressão alimenta o compressor de alta pressão, a turbina de pressão intermédia aciona o compressor de baixa pressão e a turbina de baixa pressão aciona o fan. O motor Rolls-Royce Trent tem esta configuração. A utilização de mais veios permite aumentar a eficiência, reduzir o tamanho e diminuir o peso.

Para além da variação no número de veios existem casos em que os gases quentes e frios se misturam e saem pelo mesmo bocal. Existem 2 configurações o *forward fan mixed single-spool* e *forward fan mixed two-spool*, estas configurações funcionam tal de forma semelhante às descritas anteriormente consoante o seu número de veios, a única diferença é que apresentam apenas um bocal. Os motores do tipo *mixed* apresentam vantagens na tração específica, *reverse thrust* e redução de peso.

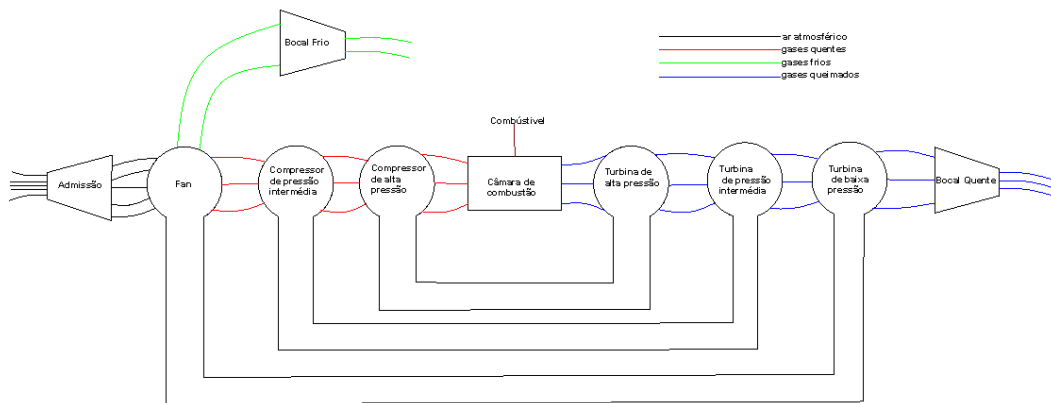


Figura 2.6-Configuração de um motor turbofan do tipo unmixed three-spool.

Todas as configurações anteriores tinham o fan em primeiro lugar, no entanto existem alguns motores com o fan após as turbinas. Este conceito faz com que as pás do fan sejam muito difíceis de fabricar e por isso não é muito utilizado, mas tem-se como exemplo o motor GE F700.

Por último existe ainda a possibilidade de os motores turbofan terem *afterburners*, todavia esta possibilidade está limitada aos motores do tipo *mixed*. O *afterburner* permite aumentar drasticamente a tração através da queima de grandes quantidades de combustível. Estes tipos de motores estão presentes em aviões supersónicos [6].

2.3 Componentes de um motor turbofan

De uma maneira geral existem 7 componentes essenciais a um motor turbofan, são eles a admissão, fan, compressor, câmara de combustão, turbina, veio e bocal. Considerando que o fan se comporta como um compressor e sabendo que o veio é apenas um tubo que transmite a potência da turbina para os compressores, estes componentes serão ignorados nesta secção.

2.3.1 Admissão

O primeiro componente do motor a entrar em contacto com o ar é a admissão, este pode ser descrito como um ducto que canaliza o ar para o interior do motor garantindo que o ar chega

ao fan de forma uniforme e estável. A construção da admissão tem em conta a condição de voo a que o avião se destina (subsónico ou supersónico) e pode ser de grande complexidade para um voo supersónico [3].

Para voo subsónico a admissão tem uma secção transversal quase circular, podendo em alguns casos tornar-se mais elíptica ou até irregular. O projeto da admissão tem em consideração 3 etapas do voo: caso estático, baixas velocidades e elevadas velocidades, como se encontra representado na Figura 2.7. Começando pela condição estática, esta ocorre na pré-descolagem com o motor a debitar o máximo de tração, nesta condição o ar está em repouso, portanto tem que ser acelerado no ducto para atingir os requisitos do compressor. Neste caso a admissão atua como um ralo que suga o ar para dentro. Durante este processo pode ocorrer separação do fluido devido ao ar proveniente por detrás da admissão o que prejudica o desempenho do motor. Para prevenir esta situação o lábio deve ser arredondado o que o torna mais espesso, no entanto, para velocidades elevadas o lábio deve ser fino, portanto para haver um compromisso deve evitar-se lábios de grande raio. Uma das soluções encontradas para resolver este problema é aumentar a área da secção transversal para aumentar o caudal de ar de forma a corresponder às necessidades do motor para velocidades mais baixas. Adicionalmente pode aumentar-se o raio de curvatura do nariz.

Para além da velocidade o desempenho da admissão também é afetado pelos ventos cruzados, que ao acelerarem o ar pode provocar a sua separação à entrada do compressor. De forma a evitar danificar componentes algumas aeronaves são impedidas de utilizar a potência máxima até atingirem uma certa velocidade na pista.

Para números de Mach suficientemente elevados a admissão atua como difusor desacelerando o ar, aumentando a pressão e origina menos perdas mecânicas na compressão. Idealmente toda a energia cinética deveria ser convertida em pressão, mas existem perdas devido à fricção o que faz com que o fator de recuperação do difusor seja inferior 1. De uma maneira geral admite-se que a maior parte do tempo voo será em números de Mach na região do alto subsónico e transónico, por isso o diâmetro exterior não pode ser muito maior que o diâmetro interior e assim consegue-se um lábio fino [6].

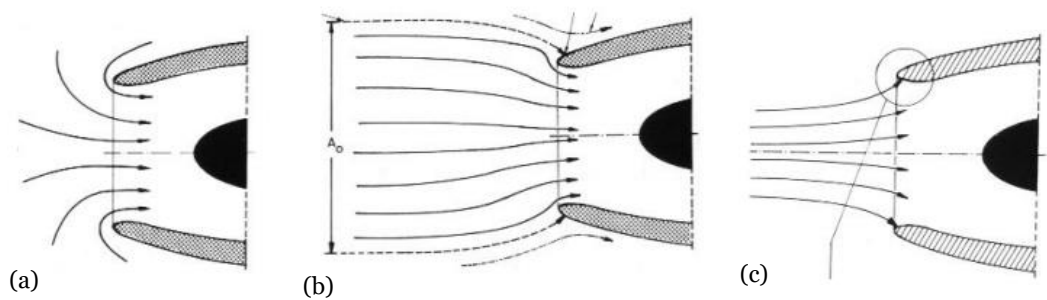


Figura 2.7-Admissão na condição estática (a), baixa velocidade (b) e elevada velocidade (c) [3].

Para voo supersônico a admissão é um componente de grandes dimensões e, portanto, deve ser projetada de forma que se enquadre o melhor possível com a geometria do avião para não comprometer a sua aerodinâmica.

Nesta situação a combustão é subsônica, portanto, o ar tem de ser desacelerado de forma a chegar ao compressor com um número de Mach compreendido entre 0,4 e 0,7. No caso de uma aeronave que atinja um máximo de 1,5 Mach um difusor que provoque um choque normal é suficiente para desacelerar o ar para a velocidade admissível, isto processa-se em 2 etapas. Inicialmente o ar supersônico sofre um choque normal que provoca um aumento de pressão estática e mudança do ar para subsônico, de seguida no divergente do ducto continua a desaceleração acompanhada por um aumento de pressão.

A área de secção transversal na entrada corresponde ao valor necessário na condição de caudal máximo para uma determinada altitude e número de Mach, se for para uma condição diferente a localização do choque altera-se e conseqüentemente a pressão no compressor também. No caso de o motor não necessitar de um caudal tão elevado o ar em excesso vai fazer com que o ar descole o que faz com que a parte central do choque permaneça normal, mas as extremidades se tornem oblíquas. A Figura 2.8 representa as situações descritas anteriormente.

Caso o caudal necessário seja maior do que a admissão consiga fornecer o ar entraria no difusor a uma velocidade supersônica o que torna inviável a combustão.

Uma grande desvantagem do difusor com choque normal é que dá origem a uma grande queda de pressão, por isso procura-se utilizar choques oblíquos cuja perda de pressão é menor, antes do choque normal. Comparando o fator de recuperação no difusor no caso de haver apenas um choque normal com o caso em que se têm 3 choques oblíquos e 1 choque normal, considerando um número de Mach igual a 2, verifica-se que há um aumento de 0,7 para 0,95. Para implementar o segundo caso utiliza-se a configurações em cunha ou cónicas.

A Figura 2.9 ilustra um difusor de choque oblíquo, caso o choque normal ocorra na garganta então o caudal é máximo e esta situação designa-se por crítica, neste caso o ângulo de deflexão é determinado pelo número de Mach e pela curvatura da cunha ou do cone. No entanto, o cone pode ser ajustado longitudinalmente e a cunha de forma lateral para que o choque seja sempre tangente à parte exterior da admissão. No caso de haver uma queda de pressão à entrada do compressor o choque é sugado para dentro do ducto, este caso designa-se como o supercrítico e tem uma eficiência muito baixa.

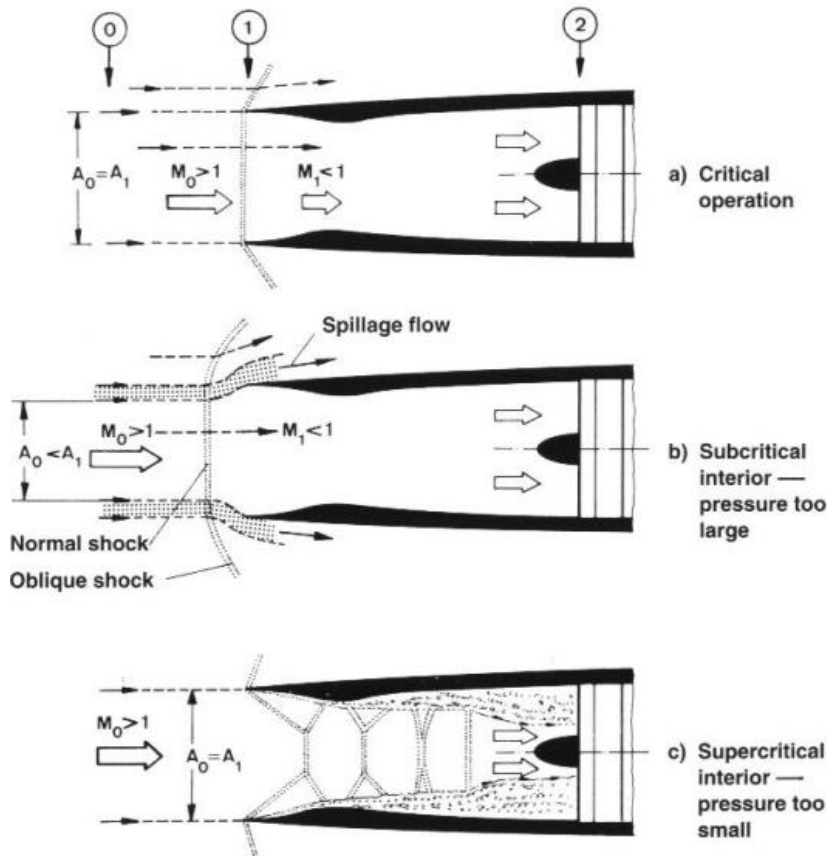


Figura 2.8-Configuração de um difusor de choque normal para o caso crítico (a), subcrítico (b) e supercrítico (c) [3].

Por último se houver uma subida de pressão à entrada do compressor, que acontece quando o motor deixa de exigir um caudal tão elevado, o choque normal será a montante da garganta o que provoca uma redução no caudal operando assim numa condição subcrítica. Nesta condição pode provocar uma oscilação de elevada frequência conhecida como *diffuser buz*. Isto acontece quando há excesso de ar a contornar a admissão o que provoca instabilidade no ar que entra na câmara de combustão, e apaga a chama. Como consequência disto a pressão no difusor diminui e o choque é engolido, o que faz com que

haja um reacendimento da chama e o choque é novamente empurrado para montante. O processo é repetido sem haver maneira de o parar [3].

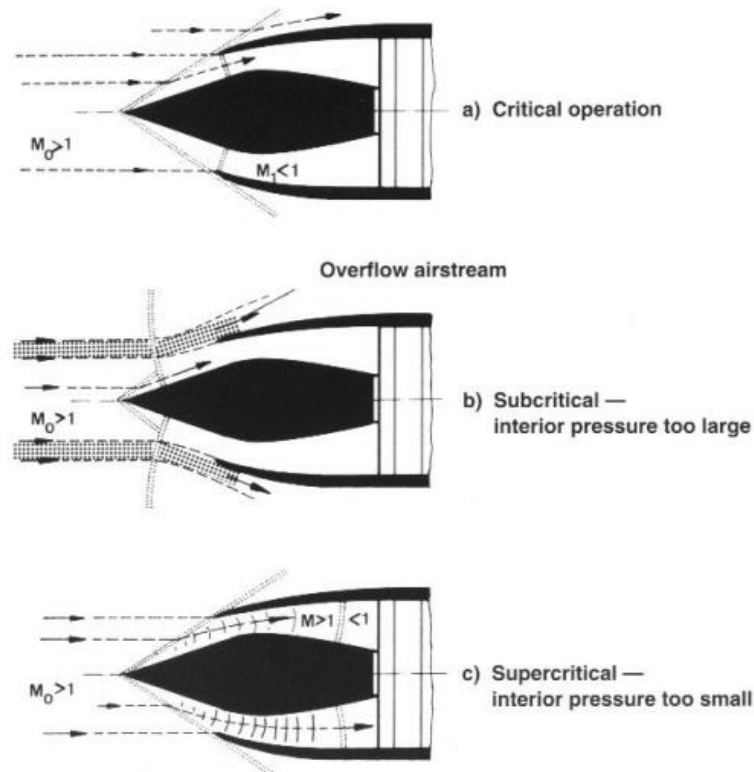


Figura 2.9-Configuração de um difusor de choque oblíquo para o caso crítico (a), subcrítico (b) e supercrítico (c) [3].

2.3.2 Compressor

O compressor é o elemento responsável pelo aumento de pressão do ar que chega através da admissão. Este elemento é constituído por pás rotativas que convertem a energia mecânica em energia de pressão, fazendo com que a pressão à saída seja superior à pressão de entrada no compressor [7].

Na análise de um compressor os parâmetros mais importantes são a eficiência, razão de pressão e caudal mássico.

A eficiência é a quantidade de energia que o compressor recebe da turbina, através do veio, que é convertida em energia de pressão. Pode ser definido como a razão entre a energia mecânica que chega ao compressor vindo da turbina e a energia de pressão que o fluido recebe.

A razão de pressão do compressor define-se como a razão entre a pressão total à entrada e a pressão total à saída. Este parâmetro está diretamente relacionado com a tração e o

consumo de combustível, um aumento da razão de pressão pode obrigar a mais estágios no compressor o que obriga a projetar um novo motor para essa nova condição.

O caudal mássico de ar é a massa de ar que o motor consegue processar por unidade de tempo e é um parâmetro importante na classificação do motor.

Todos os parâmetros estão relacionados uns com os outros e como existe variação com as condições de voo, a condição de referência é dada com o motor ao nível do mar, para o caso estático e com máxima tração.

Atualmente os compressores têm uma eficiência de 90%, uma razão de compressão que está compreendida entre 16:1 a 30:1 para motores de grande razão de bypass e caudais mássicos compreendidos entre $200 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ e $900 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, para motores de grande razão de bypass [3].

Existem 2 tipos de compressor: compressor centrífugo ou radial e axial. Inicialmente os compressores eram centrífugos, hoje esses tipos de compressores são utilizados em motores pequenos como motores de helicóptero. A maior parte dos motores utiliza compressores axiais já que são capazes de processar um caudal mássico maior e produzir maior tração. A diferença entre os 2 compressores resulta da forma como empurram o ar, no caso centrífugo o ar comprimido é empurrado radialmente para fora através de um disco, enquanto no compressor axial a descarga é feita paralelamente ao veio [8].

Um compressor centrífugo é constituído por um disco, um difusor fixo e um coletor que faz rodar o ar comprimido. Esta estrutura designa-se por face única e, juntado dois compressores deste tipo em série pode aumentar-se a razão de pressão. Apesar de conseguirem produzir uma razão de pressão superior ao caso axial, os compressores centrífugos só conseguem processar um caudal mássico baixo em resultado da sua geometria. Este tipo de compressor tem como principais vantagens uma elevada razão de pressão por estágio, e uma boa eficiência para uma grande amplitude de velocidade angular [8].

A configuração axial encontra-se representada na Figura 2.10, e é a mais comum já que permite motores de média e grande tração. A principal vantagem deste compressor é a capacidade de processar um caudal mássico de ar superior e com uma maior razão de pressão comparado com o compressor centrífugo. As outras vantagens importantes de um compressor axial são [3]:

- Do ponto de vista interno: o ar flui de forma uniforme evitando a necessidade de rodar;

- Do ponto de vista externo: uma secção transversal menor reduz o arrasto da nacela do motor.

As principais desvantagens do compressor axial são que apenas consegue uma boa eficiência numa amplitude de velocidade angular reduzida do e a sua grande complexidade, o que contribui para aumentar o peso [8].

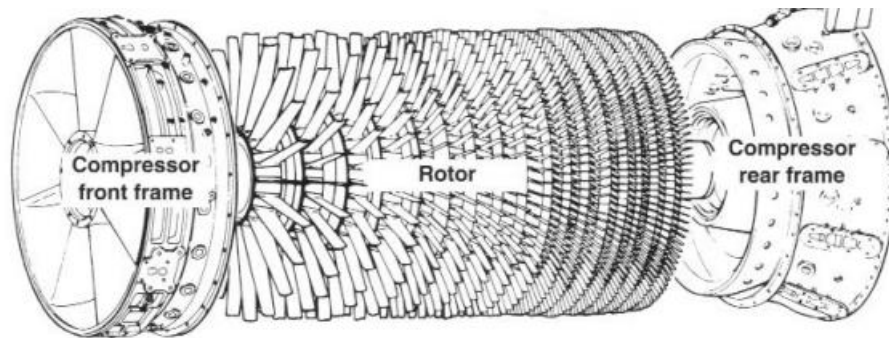


Figura 2.10- Representação de um compressor do tipo axial [3].

Um compressor axial tem entre 8 a 16 estágios à exceção do fan que se considera como só tendo um estágio. Estágio é o nome dado ao conjunto de um rotor que contém lâminas em rotação seguido de um estator que contém lâminas estacionárias [7].

Os compressores são projetados para uma determinada condição de voo que se designa como ponto de projeto. No entanto, também operam em condições diferentes das condições de projeto, sendo assim necessário obter a curva do desempenho de um compressor, para isso provoca-se a variação do caudal mássico recorrendo a um cone que através do movimento axial faz variar a área de escape. A velocidade de rotação é mantida constante. O aumento de pressão que se obtêm pelo bloqueio da saída tem um limite a partir do qual o aumento de pressão é cada vez menor atingindo um máximo. Continuando a diminuir a área, a pressão começa a diminuir, o que pode fazer com o escoamento entre em perda, esse fenómeno designa-se por *surge*. Esta condição é altamente prejudicial para o motor. Seguindo o procedimento anterior de variação de área para diferentes velocidades obtêm-se a curva de desempenho do compressor, como demonstra a Figura 2.11.

Como a área de saída é constante só existe um ponto ótimo em cada linha de velocidade, a interpolação desse ponto é chamada de linha de operação.

Existem 2 modos de funcionamento do compressor: o regime estacionário (voo de cruzeiro) e o regime transiente, onde os parâmetros estão sujeitos a grandes variações. Quando se opera em regime estacionário o compressor segue a linha de operação, e quando ocorre a

mudança para regime transiente o sistema evolui de forma a atingir um ponto da linha. O caso mais crítico do estado transiente é quando o motor está em aceleração, isto porque ao ser injetado mais combustível a temperatura na turbina vai aumentar, o que provoca uma diminuição do caudal admitido pelo compressor.

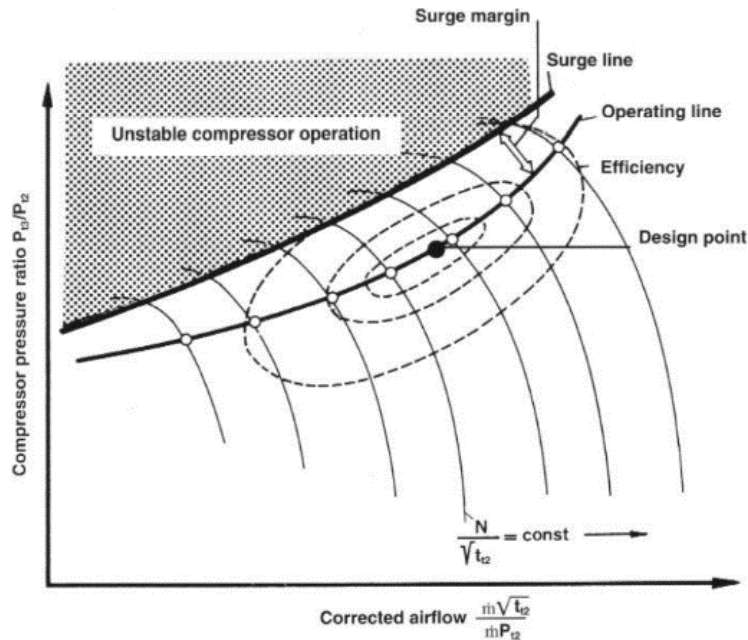


Figura 2.11-Curva de desempenho de um compressor [3].

Por sua vez a pressão à entrada do compressor aumenta juntamente com a razão de pressão, o que pode provocar a entrada na região de *surge*. Para prevenir esta situação, os compressores têm um mecanismo de segurança que lhes permite expelir o ar no decorrer da operação de forma a ajustar o caudal ao requerido pela turbina e alterar o escoamento através de canais variáveis.

As situações potencialmente perigosas acontecem quando há uma combinação de número de Mach elevado a baixa altitude ou número de Mach baixo a alta altitude [3].

Para além do *surge* existe outro fenómeno que se chama *rotating stall*, que ocorre quando o compressor está a operar em velocidades de rotação baixas. Nesta condição o compressor opera numa região segura, no entanto, uma pequena perturbação pode ser suficiente para provocar a separação do fluido, e posteriormente a perda, numa secção da pá. Caso haja um aumento do acelerador, a perda estende-se a toda a pá e tem como consequência reduzir o caudal mássico a montante. Assim, a velocidade a montante e o ângulo de ataque na primeira pá diminuem, mas o ângulo de ataque na segunda pá aumenta. Enquanto as pás recuperam, este fenómeno estende-se às pás vizinhas, o que faz propagar esta condição [9].

2.3.3 Turbina

A tarefa de uma turbina é fornecer energia ao compressor e aos restantes sistemas. Isso acontece extraindo a energia contida no ar quente na saída câmara de combustão.

As turbinas utilizadas são do tipo axial uma vez que permitem processar um caudal mássico maior. No caso das turbinas o estágio contém os mesmos elementos que o compressor, mas pela ordem inversa, ou seja, um conjunto de pás estacionárias (estator) seguidas por um conjunto de pás rotativas (rotor).

Os fatores que influenciam o número de estágios são [3] :

- O número de veios;
- A quantidade de energia que pode ser extraída do ar quente;
- A velocidade de rotação;
- O diâmetro máximo da turbina.

Elevadas razões de compressão requerem turbinas com vários estágios. Um estágio de turbina classifica-se de acordo com a quantidade de energia extraída pelo estator e pelo rotor, existem 3 tipos de classificação [7]:

- Pressão constante;
- Reação;
- 50% de reação.

No caso aeronáutico, a turbina é do tipo 50% de reação. Este tipo de turbina encontra-se representado na Figura 2.12.

O primeiro elemento de uma turbina é a tubeira, que é o elemento responsável por receber os gases quentes provenientes da câmara de combustão e encaminhá-los para a turbina. Após a admissão do ar faz-se um aumento da velocidade de forma a cumprir os requisitos do rotor, de seguida é necessário alterar a direção do escoamento de forma a maximizar a potência produzida pelo motor. Para motores de alto desempenho as tubeiras são projetadas de forma a obter uma pressão crítica à entrada, e a velocidade do fluido igualar a do som à saída. A área de secção transversal é um parâmetro muito importante numa tubeira já que caso esta seja demasiado pequena o arrasto será elevado, o que coloca o compressor perto da linha de *surge*. Por outro lado, se a área for demasiado grande o consumo específico de combustível vai aumentar [3].

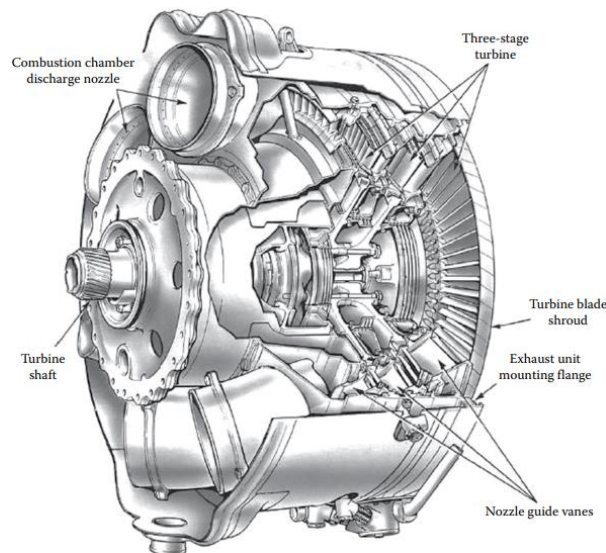


Figura 2.12- Representação de uma turbina aeronáutica [10].

Para turbinas impulsivas, quando os gases quentes saem da tubeira entram em contacto com as pás do rotor provocando a sua rotação. Este processo é feito a pressão constante que é conseguida ao manter secção transversal entre as pás constante. Neste tipo de turbina a velocidade radial de rotação é constante o que faz com que os gases tenham uma velocidade relativa diferente. As turbinas impulsivas não têm raio de reação, portanto, a velocidade relativa na entrada do rotor é igual à velocidade relativa na saída do estator.

No caso de uma turbina de reação a expansão também ocorre nas pás do rotor, isto acontece porque a área da secção transversal entre as pás é pequena o que provoca uma aceleração no fluido. Este tipo de turbina têm um raio de reação, que se designa como a razão entre a entalpia variação de entalpia estática e a variação de entalpia total. Este valor está compreendido entre 0 e 1. Esta turbina tem uma eficiência maior, mas gera uma potência inferior em comparação com as turbinas de pressão constante [7].

No caso aeronáutico utiliza-se a turbina do tipo 50% de reação, tendo em conta que as pás de uma turbina têm como objetivo fazer com que a velocidade à saída da turbina seja uniforme e na mesma direção. A velocidade radial é maior na ponta do que na raiz, por isso se a expansão dos gases só ocorresse na tubeira a velocidade relativa dos gases seria maior na raiz do que na ponta, o que causa uma grande queda do desempenho. Por esta razão as pás de turbinas são projetadas de forma que se adequem a turbinas de pressão constante para a sua raiz e vão-se alterando gradualmente de forma que se adequem a turbinas de reação na ponta. Outra vantagem desta configuração é que vai criar uma zona de altas pressões na região da ponta, o que vai provocar um deslocamento dos gases para a raiz [3].

2.3.4 Bocal de escape

O objetivo do bocal é a conversão de energia potencial em energia cinética de forma a gerar uma força propulsiva, isto é alcançado através da variação da área de secção transversal. Os bocais podem ser convergentes ou convergentes/divergentes, como representado na Figura 2.13 [3].

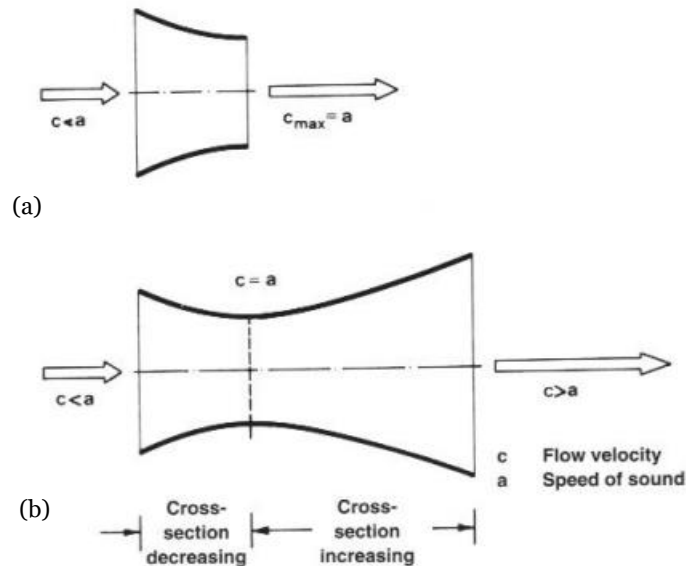


Figura 2.13- Representação de um bocal convergente (a) e de um bocal convergente/divergente (b) [3].

No bocal convergente a área de secção transversal diminui ao longo comprimento. A força propulsiva é gerada pela diferença de velocidade entre a secção inicial e final do bocal e pela diferença de pressão entre a saída do bocal e a pressão atmosférica. Considerando inicialmente o caso em que a pressão ambiente é igual à pressão na saída do bocal, quando o ar quente entra no bocal a sua pressão é superior à pressão de saída. Isso causa uma aceleração do fluido. Existe uma limitação nas condições de operação que é o número de Mach não poder ser superior a 1, no caso de se atingir esta condição diz-se que se está numa condição crítica. Quando o caudal mássico atinge o seu máximo o bocal fica bloqueado.

No caso de a pressão ambiente ser inferior à pressão de saída diz-se que o bocal está sub-expandido, neste caso, a diminuição rápida de pressão vai causar uma expansão na direção radial e devido à inércia a pressão na zona central vai ser menor do que a pressão ambiente. Isto vai provocar uma compressão e iniciar um ciclo, esta condição tem pouca eficiência. As condições de operação encontram-se representadas pela Figura 2.14 [6].

Os bocais convergentes são usados principalmente para velocidades subsónica ou para uma zona supersónica baixa, até Mach 1,5, no entanto, para uma velocidade superior é necessário utilizar outra geometria que é convergente/divergente. Geometricamente o bocal

convergente/divergente consiste numa secção com a área decrescente (convergente) que começa na entrada e é seguido por uma zona com a área crescente (divergente), que se estende até ao final. Na secção convergente o ar comporta-se como já descrito anteriormente, acelerando até atingir Mach 1 na garganta que é a região onde a área é mais pequena.

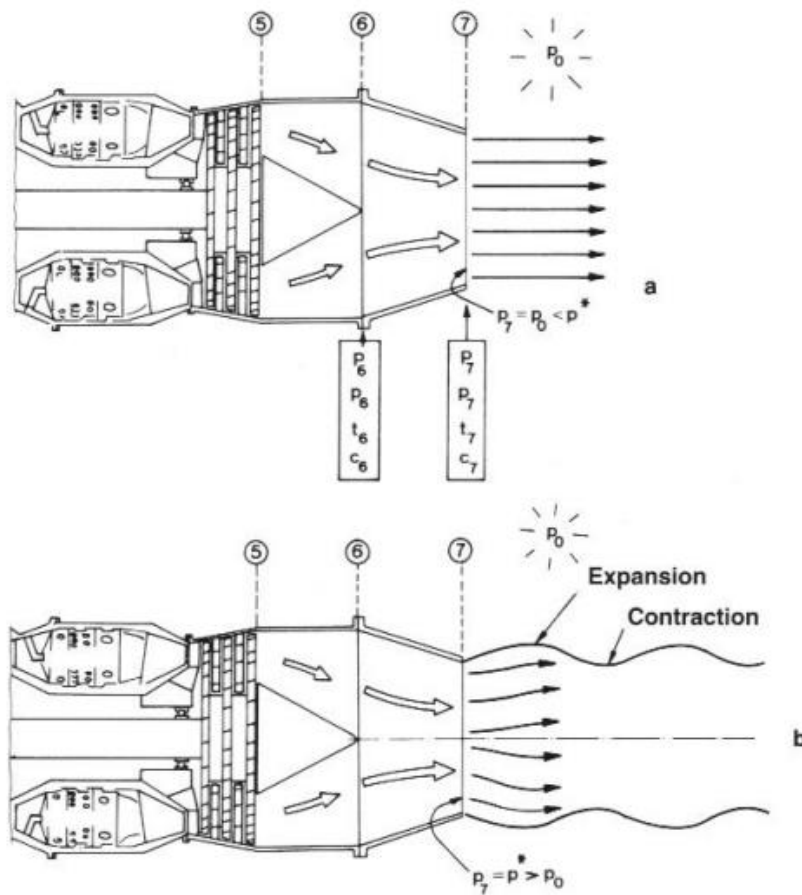


Figura 2.14- Bocal convergente para o caso subcrítico (a) e supercrítico (b) [3].

Na secção divergente a pressão decresce para valores inferiores ao crítico, e o ar atinge velocidades supersónicas na saída. O parâmetro de projeto de um bocal é a razão de áreas. Na prática, um bocal com uma razão de áreas fixa é prejudicial para velocidades supersónicas porque a área de escape não se consegue adaptar às variações de pressão ambiente e de potência do motor. Para evitar isto utiliza-se bocais de geometria variável como um *ejector nozzle* ou um *iris nozzle* [3].

Um *ejetor nozzle*, representado na Figura 2.15, contem um bocal convergente primário que está encerrado concentricamente dentro do tubo. O gás quente sai do motor a uma velocidade sónica, e por causa da alta pressão, o jato vai expandir radialmente até uma velocidade supersónica. A sucção do ar primário vai gerar um fluxo secundário cuja função

é suavizar o jato primário e permitir que continue a acelerar até velocidades supersônicas, sem o fluido secundário o jato primário iria expandir rapidamente e provocar perdas de tração. A secção divergente é formada por uma corrente de gás que impede o ar quente de entrar em contacto com a estrutura [6].

Para injetores de geometria variável, quando o bocal está recuado a área do bocal primário está no seu mínimo, e quando o bocal está estendido, a área do bocal primário está no seu máximo [3].

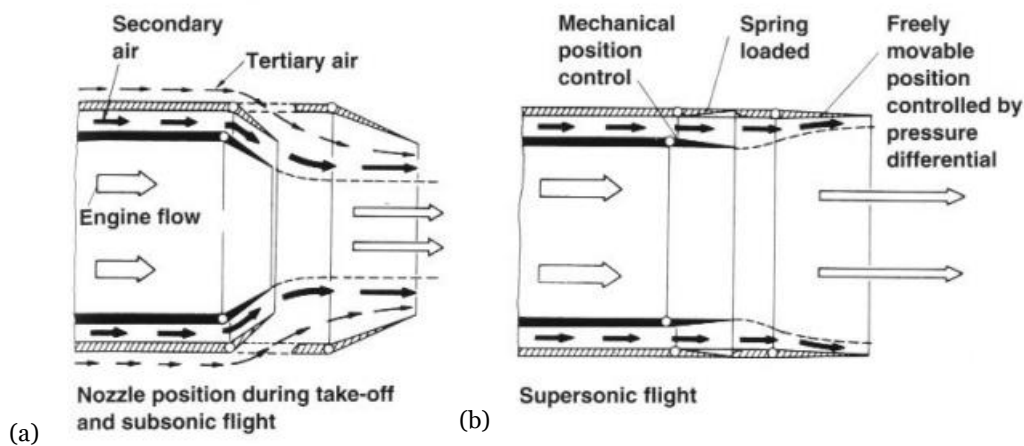


Figura 2.15-Configuração de um bocal do tipo ejector nozzle na condição recuada (a) e estendida (b) [3].

No caso de motores turbofan os bocais podem incorporar um defletor que permite reverter a tração e que pode servir como travão [6].

2.3.5 Câmaras de combustão

A eficiência dos sistemas propulsivos está relacionada com a eficiência dos seus componentes e no âmbito deste estudo importa destacar as câmaras de combustão. A Figura 2.16 ilustra uma câmara de combustão que é o elemento central de um sistema propulsivo, é nela que se mistura o ar proveniente do compressor com o combustível injetado através de vaporização ou atomização, dando origem à chama, o que faz aumentar a temperatura do ar aumentando significativamente. Para o projeto de uma câmara de combustão é necessário ter em consideração os limites da razão de mistura, energia de ignição, estabilização de chama, formação de fumo e extinção de chama.

Uma câmara de combustão tem 3 zonas a zona primária, secundária/intermédia e zona de diluição.

A zona primária tem como objetivo criar as condições de temperatura, estabilidade e turbulência para que a combustão seja completa. Nesta região a movimentação do

escoamento é muito importante e por isso procura-se que o escoamento apresente um padrão toroidal, com a função de recircular uma parte dos gases quentes para promover a ignição do ar e combustível que entram na câmara. O grupo Lucas foi responsável por um dos maiores avanços tecnológicos neste campo combinado 2 modos de injeção, *swirl* e jatos [11].

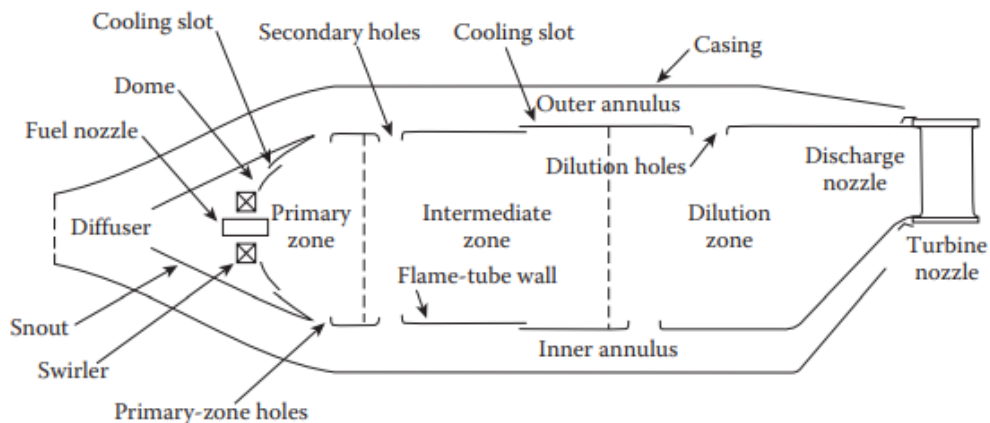


Figura 2.16-Representação de uma câmara de combustão convencional [12].

Cada um deste é capaz de promover a recirculação, no entanto, quando combinados numa câmara com determinadas condições obtêm-se uma recirculação mais forte que resulta de uma junção das recirculações individuais. Isto provoca um aumento dos limites estáveis da câmara, melhor ignição e menor influência das instabilidades do escoamento.

No caso de a temperatura na zona primária exceder os 2000 K irão ocorrer reações de dissociação que originam monóxido de carbono e hidrogénio. Caso o monóxido de carbono passe diretamente para a zona de diluição não será queimado, o que contribui para a emissão de poluentes e ineficiência da combustão. Para evitar isso, recorre-se a uma zona intermédia que permite queimar os hidrocarbonetos não queimados na zona primária.

A zona de diluição serve para arrefecer o escoamento de forma a ter uma temperatura aceitável para a turbina, o ar disponível nesta fase está entre 20% a 40% do ar fluxo de ar admitido. Este ar é introduzido através dos orifícios nas paredes e assim entra e contacto com o ar quente. A razão comprimento/diâmetro e a razão de diluição estão compreendidas entre 1,5 e 1,8. Para turbinas com uma temperatura de entrada muito alta, a distribuição ideal de temperatura é a que minimiza a temperatura na raiz e na ponta das pás da turbina. Uma parte significativa do desenvolvimento de câmaras de combustão tem como objetivo otimizar a distribuição de temperatura à saída e na localização relativa das 3 zonas mencionadas acima [12].

As câmaras de combustão podem ser do tipo tubular, anelar e tuboanelar consoante a sua geometria, para os casos anelar e tubular pode ainda classificar-se quanto à direção do escoamento, podendo ser *straight through* ou *reverse-flow*.

Uma câmara de combustão tubular é constituída por vários tubos dispostos de forma concêntrica onde em cada tubo ocorre o processo de combustão. Os tubos estão ligados entre si por um *crossfire tube* de forma a equilibrar a pressão e o processo de ignição. Neste tipo de câmara o ar pode entrar pela abertura principal do tubo ou por pequenas aberturas que estão dispostas ao longo do seu comprimento. O combustível é injetado através de injeção atômica na zona mais a montante do tubo e dá-se a combustão. A primeira zona de combustão é designada por zona primária, nesta zona o ar envolvido é o ar admitido pela abertura principal do tubo o que faz com que a razão de mistura nesta zona seja mais rica do que no restante comprimento do tubo. A baixa velocidade, turbulência e a recirculação permitem que a mistura fresca atinja a temperatura de ignição, após a ignição a mistura progride ao longo do tubo e vai admitindo mais ar pelas aberturas existentes. Este processo faz com que a mistura arrefeça e, assim, atinja temperaturas aceitáveis para a turbina.

O primeiro tipo de câmara a surgir para turbinas de gás foi do tipo *tubular reverse flow*, representado na Figura 2.17, desenvolvida para o primeiro motor turbojato. Para combater a baixa eficiência da combustão no primeiro motor foram adicionados alguns componentes que se tornaram comum às outras câmaras. Tem-se como exemplo o *swirler*, localizado junto da tubeira de combustível, com a responsabilidade de empurrar o ar da queima primária. A vorticidade gerada pelo *swirler* serve para estabilizar a chama e possibilitar maior libertação de calor. Para além do *swirler*, adicionou-se uma abertura na cúpula que permite admitir ar na zona primária para aumentar a turbulência de forma a produzir uma maior razão de combustão.

No modelo *straight-through*, ilustrado na Figura 2.18, uma parte do ar entra na câmara a montante da chama através de uma válvula, este ar é direcionado para uma zona mais calma (*snout*) de forma a uniformizar o perfil de velocidades. A partir daí é encaminhado para a zona de combustão quer utilizando *swirle vanes*, quer atravessando a cúpula. A ignição ocorre através de uma faísca nesta zona. Uma outra parte do ar entra na zona mais a montante da câmara através dos orifícios no revestimento de forma a contribuir para a queima primária. Por último, o ar que sobra vai sendo admitido pelas aberturas dispostas ao longo do comprimento da câmara e contribui para o arrefecimento da chama. Este tipo de câmaras foi utilizado em aviões de turboprop como o DeHavilland H-1 [11].

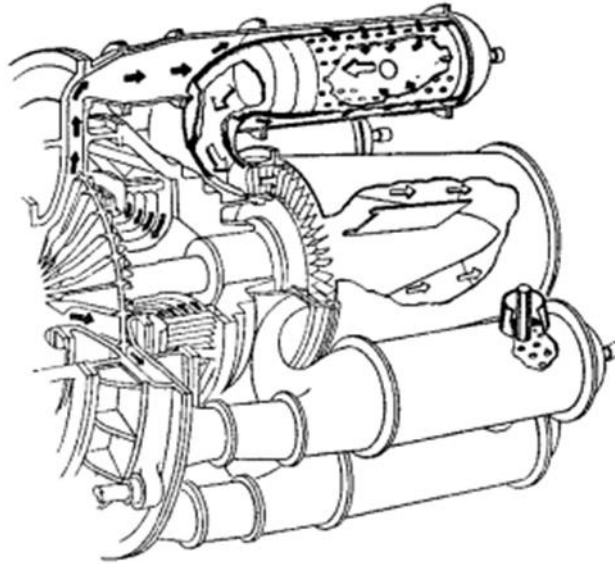


Figura 2.17-Câmara de combustão tubular do tipo reverse-flow [11].

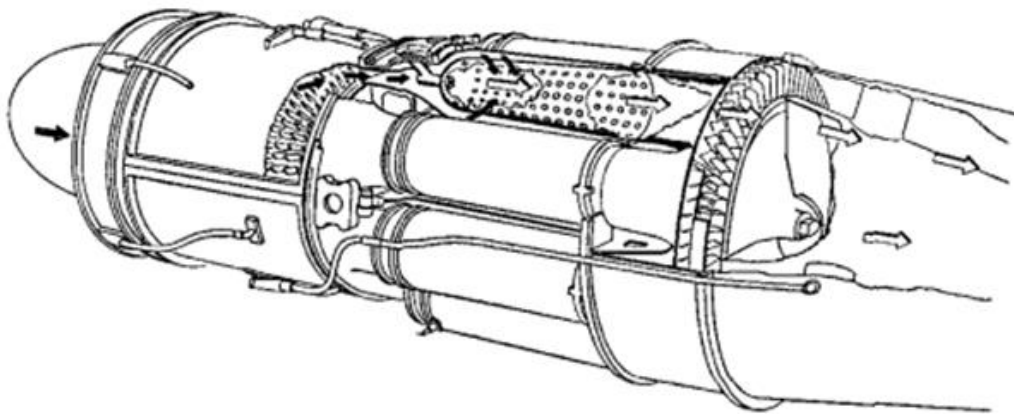


Figura 2.18-Câmara de combustão tubular do tipo straight-through [11].

No modelo anelar, que está representado na Figura 2.19, existem tubeiras de combustível em torno de uma coroa circular onde cada tubeira está selada. Na zona primária uma parte do ar circula na zona exterior e outra na zona interior da coroa circular, já na zona secundária o ar que ficou de fora entra por pequenas aberturas, de forma a juntar-se à mistura. A configuração das aberturas com a simetria de aberturas em cada lado da coroa circular, faz com que exista uma mistura do tipo sandwich, com o combustível no meio envolvido por ar [11]. No *reverse-flow annulars*, o ar que circula nos orifícios da parte externa do revestimento vem da direção oposta ao ar que entra na zona de combustão pelos orifícios da parte interna do revestimento. A perda de pressão na parte interna é superior do que na parte externa e, por isso, é impossível equilibrar os jatos de entrada em termos de ângulo, profundidade e momento. Devido a esse condicionamento utiliza-se uma admissão unilateral [12].

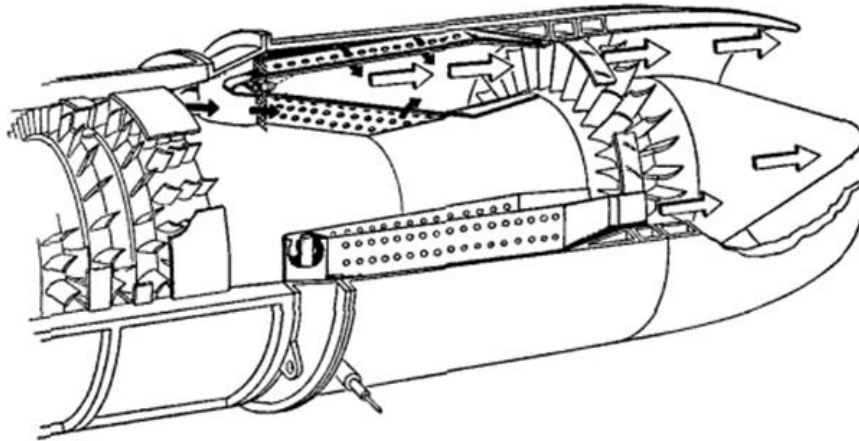


Figura 2.19-Câmara de combustão do tipo anelar [11].

Por último existe uma configuração tuboanelar, retratada na Figura 2.20, onde cada um dos tubos tem um pequeno furo no seu eixo central. Cada tubo é uma pequena câmara de combustão anelar alimentado por um anel de tubeiras de combustível do tipo duplo. Os tubos individuais partilham um ducto anelar comum por onde são expelidos os gases quentes. A trajetória do escoamento através das aberturas segue um padrão idêntico à configuração anelar [6].

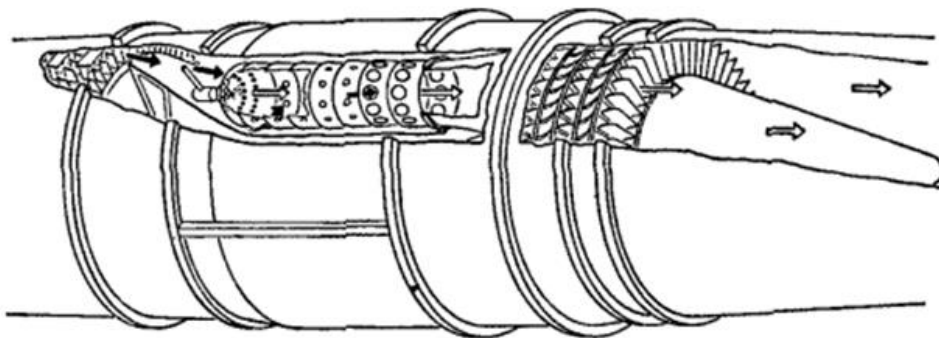


Figura 2.20-Câmara de combustão do tipo tuboanelar [11].

2.3.6 Desempenho das câmaras

Os requisitos para uma câmara são [12]:

- Alta eficiência de combustão;
- Ignição de forma segura e fiável;
- Grande intervalo de estabilidade de chama;
- Pouca queda de pressão;
- Temperatura de saída que permite maximizar o tempo de vida dos componentes;

- Peso e tamanho.

Para escolher adequadamente o tipo de câmara de combustão é necessário conhecer as suas vantagens e desvantagens.

Na configuração anelar a utilização do espaço disponível é mais eficiente, uma vez que câmaras com maior área de secção transversal apresentam maior eficiência de combustão e menor perda de pressão. Por outro lado, para se obter uma tração elevada num motor com uma área de secção frontal reduzida é necessário que a câmara de combustão não seja o elemento de maior diâmetro.

Para câmaras tubulares com uma configuração entre 8 a 10 tubos, a fração de área frontal utilizada é sempre inferior a 65% e na ordem dos 50%, de forma a evitar problemas na saída do compressor. Para uma configuração entre 4 a 20 tubos, a área sujeita ao escoamento corresponde entre 65% a 70% da área ocupada por uma configuração anelar, ou seja, a velocidade de referência para câmaras tubulares é aproximadamente 50% mais elevada em comparação com uma câmara anelar com a mesma área de secção transversal [11].

Do ponto de vista da combustão, a configuração anelar é mais eficiente já que na tubular é necessário haver *crossfire tubes* para a combustão se realizar, o que também contribui para agravar o efeito *blowout*. A câmara anelar possui uma menor área de exposição longitudinal, o que facilita o arrefecimento e evita a acumulação de carbono nas paredes em comparação com uma câmara tubular. Adicionalmente, a câmara tubular apresenta alguns problemas de ignição, o que não se verifica na câmara anelar [6].

Da perspectiva aerodinâmica, na câmara anelar existe maior probabilidade de encontrar fluxos de ar desalinhados com a direção axial, em comparação com a câmara tubular. Este acontecimento deve-se à junção de 2 correntes de ar paralelas que percorrem as aberturas da câmara. Como consequência, a câmara tubular apresenta uma distribuição de temperatura mais uniforme e estável do que a câmara anelar. Logo, a configuração tubular permite uma maior facilidade em testar numa gama mais alargada de condições, e uma maior exatidão de resultados em comparação com a configuração anelar [11].

Para efeitos de manutenção a câmara tubular é mais fácil de remover e inspecionar e tem menos tubeiras, o que faz delas maiores e menos sensíveis a tolerâncias [6].

A escolha entre um *reverse flow* e um *straight through* pode ser vista da seguinte forma: um *reverse flow* permite um veio mais pequeno, impede que a radiação da chama atinja o estator da turbina e o rotor, não necessita de juntas especiais para a expansão da câmara e é de fácil manutenção. Um *straight-through* permite uma área frontal menor para a

mesma área de exposição ao escoamento, tem uma menor queda de pressão e é mais fácil de fabricar. Para um motor de alto desempenho a melhor opção é a configuração *straight-through*, enquanto para motores pequenos utiliza-se o *reverse-flow* [11].

Resta ainda a configuração tuboanelar, este tipo de câmara permite combinar o melhor aproveitamento do espaço de uma câmara anelar com a melhor resistência estrutural da câmara tubular. No entanto, têm como desvantagens a utilização de *crossfire tubes* e o mesmo problema de instabilidade da temperatura de saída, comum à câmara anelar. Este tipo de câmara é utilizado em motores de grandes dimensões [6].

Para motores pequenos os veios de alta rotação necessitam de ligações resistentes para evitar problemas com a rotação. Este requisito, juntamente com a necessidade de uma área frontal baixa, fez com que a câmara do tipo anelar se tornasse a principal câmara para motores de pequenas dimensões. As principais vantagens desta configuração são a utilização eficiente do volume e facilidade de acesso aos injetores de combustível. A sua principal desvantagem é a grande razão área/volume da parede, o que provoca problemas de arrefecimento.

Os principais problemas com câmaras de combustão pequenas são, ignição, arrefecimento e injeção de combustível. O tamanho e o peso do equipamento responsável pela ignição representam uma percentagem grande do peso e tamanho total. Os motores pequenos têm mais arranques do que os motores maiores, por isso, uma redução no equipamento de ignição pode causar uma falta de fiabilidade. O arrefecimento das paredes é problemático e é agravado pelas baixas velocidades associadas a um compressor centrífugo, o que provoca pouca convecção nas paredes.

Não existe um método eficiente para a injeção de combustível para câmaras anelares uma vez que os requisitos para uma combustão eficiente implicam um grande número de injetores, no entanto, quanto maior for o número de injetores menor será o seu tamanho, sendo que existe um valor a partir do qual os injetores deixam de ser eficientes. Os avanços na tecnologia de compressores e de arrefecimento de turbinas proporcionam maiores razões de compressão e maiores temperaturas de entrada nas turbinas. O desenvolvimento de novos materiais também irá contribuir para uma melhoria da eficiência das câmaras.

O processo de deflagração é um processo no qual uma chama se propaga pela mistura não queimada com uma duração de menos de 1ms para ficar 80% completo. Uma chama define-se como uma mudança química rápida que ocorre numa camada fina de fluido com grandes gradientes de temperatura acompanhados de luminescência. Os gases queimados têm um

maior volume, temperatura e menor densidade do que a mistura não queimada. Todos os processos de chama que ocorrem numa turbina de gás pertencem a esta categoria [12].

As chamas podem ser classificadas como sendo pré mistura ou difusivas, consoante a mistura entre o ar e o combustível ocorra antes da combustão ou por difusão na zona de chama. Dependendo do perfil de velocidade, a chama pode ser classificada como laminar ou turbulenta [13].

Nem todas as misturas ar-combustível vão arder, para que isso aconteça, a razão entre o ar e o combustível tem de estar dentro de determinados parâmetros. Este fator chama-se razão de equivalência, quando esta é inferior a 0,5, não ocorre queima porque a mistura é demasiado pobre, quando é superior a 3, não ocorre queima porque a mistura é demasiado rica. O aumento da pressão atmosférica aumenta maioritariamente o limite superior [12].

Outra característica importante da combustão é a flamabilidade, esta propriedade indica a razão de equivalência entre a qual existe propagação de chama. Para combustíveis líquidos a formação de uma determinada mistura só é possível numa determinada temperatura, o limite de temperatura inferior corresponde ao valor mínimo de temperatura no qual a pressão de vapor do combustível é suficiente para que a concentração de combustível no ar permita a ignição. O limite superior corresponde à concentração rica a partir da qual deixa de haver chama [14].

A temperatura de chama é a propriedade mais importante da combustão, já que tem é ela que controla a velocidade da reação química. A temperatura adiabática de chama representa a temperatura que a chama teria caso toda a energia libertada pelo processo de combustão fosse utilizada no aquecimento dos produtos de reação. Na realidade existe perda de calor e por isso este valor representa um valor ideal de temperatura. Para temperaturas acima de 1800 K, ocorre dissociação dos produtos de reação, e esse processo absorve energia contribuindo para que a temperatura seja menor. Os fatores que influenciam a temperatura adiabática de chama são a razão ar-combustível, a temperatura inicial do ar e a pressão [13].

2.4 Princípios das câmaras de combustão

2.4.1 Difusor

Em compressores axiais o aumento de pressão está muito dependente da velocidade axial do escoamento. Para se atingir a razão pressão esperada no menor número de estágios possíveis procura-se fazer com que o escoamento tenha uma velocidade axial alta. No entanto, valores elevados de velocidade são prejudiciais para a combustão e por isso há

necessidade de reduzir a velocidade após a saída do compressor para cerca de 1/5, o componente responsável por esta redução designa-se por difusor. O difusor consiste numa passagem divergente que provoca uma redução de velocidade e um aumento da pressão estática. A eficiência da conversão é muito importante porque qualquer perda representa uma diminuição da pressão total no difusor. Em difusores compridos e com baixo ângulo de divergência a perda de pressão é elevada devido à fricção nas paredes. Em motores aeronáuticos o difusor deve ser o mais pequeno possível, o que faz com que o ângulo de divergência seja grande e reduz as perdas de pressão, mas aumenta as perdas devido à separação da camada limite. Para cada razão de área existe um ângulo de divergência ótimo que minimiza as perdas de pressão, este ângulo situa-se ente 6° a 12° graus.

Idealmente, um difusor deveria provocar uma redução de velocidade com o menor comprimento e perda de pressão possível, de forma a criar condições uniformes e estáveis à saída. No entanto, para isto acontecer o perfil de velocidades à saída do compressor tem de ser simétrico e sem variações consideráveis com as condições de operação, o que não se verifica.

A geometria de um difusor está representada na Figura 2.21 e pode ser definida de acordo com 3 parâmetros, a razão de área (AR), o comprimento da parede (L) ou o comprimento axial (N) e o ângulo de divergência (ψ). No caso de se tratar de um difusor bidimensional estes parâmetros relacionam-se utilizando as Equações (2.13) e (2.14) [12].

$$AR = 1 + 2 \frac{L}{W} \text{sen}(\psi) \quad (2.13)$$

para difusores cónicos a fórmula fica

$$AR = 1 + 2 \frac{L}{R_1} \text{sen}(\psi) + \left(\frac{L}{R_1} \text{sen}(\psi) \right)^2 \quad (2.14)$$

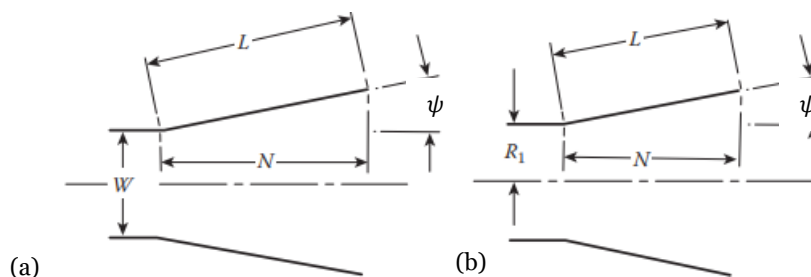


Figura 2.21- Configuração dos difusores do tipo bidimensional (a) e cónica (b) adaptado de [12].

Sovran e Klomp [15] recomendam o uso de $\left(\frac{L}{\Delta R_1}\right)$ como a dimensão característica para difusores anelares onde (L) é o comprimento médio da parede e (ΔR_1) é a altura de anel na entrada do difusor. Assim quando o raio tende para zero a expressão aproxima-se do caso cônico e quando o raio tende para 1 aproxima-se do caso bidimensional.

O desempenho de um difusor pode ser medido através do coeficiente recuperação, da eficiência e do fator de perda. O coeficiente de recuperação (C_p) é a diferença de pressão entre a saída e a entrada do difusor adimensionalizado pela pressão dinâmica.

$$C_p = \frac{\Delta P_{dif}}{q} \quad (2.15)$$

A eficiência (η) é a razão entre o coeficiente de recuperação real e o ideal.

$$\eta = \frac{C_{pmedido}}{C_{pideal}} \quad (2.16)$$

O valor da eficiência está compreendido entre 0,5 e 0,9.

O coeficiente de perda (λ) é a diferença entre o coeficiente de recuperação ideal e o coeficiente de recuperação real.

$$\lambda = C_{pideal} - C_{pmedido} \quad (2.17)$$

O valor do coeficiente de perda está compreendido entre 0,15 e 0,45.

Não existe nenhum método para avaliar o desempenho de difusores de geometria arbitrária, no entanto, existe um conjunto de difusores chamados de *class A* que podem ser avaliados com uma precisão razoável. Esses difusores têm as características seguintes [12]:

- escoamento subsônico, não necessariamente incompressível;
- O número de Reynolds de entrada é maior do que $2,5 \times 10^4$ para evitar a zona de transição;
- O perfil de velocidade de entrada é simétrico;
- O escoamento no difusor é instável;
- O difusor é simétrico e não rotativo;
- O difusor é bidimensional, cônico ou anelar.

O caso com maior interesse é o dos difusores anelares que são amplamente utilizados em aviões. Sovran e Klomp [15] analisaram mais de 100 difusores com um raio compreendido entre 0,55-0,70. As condições da experiência foram para um número de Mach à entrada

menor do que 0,30, número de Reynolds compreendido entre $4,8 \times 10^5$ e $8,5 \times 10^5$ a apenas um perfil de velocidades. Para um valor de razão de área compreendido entre 1,4 e 3 concluíram que o valor ótimo para o comprimento adimensional pode ser aproximado pela Equação (2.18).

$$\frac{L}{h_1} = 5(AR - 1) \quad (2.18)$$

Para além disso também concluíram que a razão de área e o comprimento adimensional são os fatores determinantes para otimizar a geometria no caso de difusores anelar com uma parede reta. Isto significa que se pode desprezar a influência do raio e do ângulo da parede o que simplifica a análise deste tipo de difusores [15].

As condições de entrada no difusor afetam significativamente o desempenho de um motor. Stevens et al [16] demonstrou a influência da esteira na secção de saída do compressor e no desempenho, e Lohmann et al [17] examinou o efeito do *swirl* na admissão em vários difusores. A presença de montantes contribui para gerar mais esteira, o perfil de velocidade radial na saída do compressor também tem muita influência no desempenho porque o facto de o perfil de velocidades ser assimétrico e ter picos provoca variações no desempenho.

Apesar da velocidade radial ser de extrema importância existem outros parâmetros como o número de Reynolds, número de Mach, turbulência e *swirl*.

A influência do número de Reynolds é mais visível quando a camada limite não está completamente desenvolvida. Nestas condições um aumento do número de Reynolds melhora o desempenho devido ao aumento da turbulência. Para difusores anelares o efeito do número de Reynolds para valores inferiores a 5×10^4 é desprezável no desempenho. No entanto, como o número de Reynolds em condições normais é muito elevado, é improvável que o número de Reynolds tenha influência no desempenho.

Para números de Mach inferiores a 0,3, o difusor não é afetado por este parâmetro. No intervalo de 0,3 a 0,6 o desempenho é positivamente afetado porque muita da recuperação de pressão ocorre perto da entrada o que permite que o escoamento estabilize na secção mais a jusante do difusor. Acima de Mach 0,6, o gradiente de pressão na entrada para um difusor de paredes retas torna-se excessivo e o desempenho decai. Como o difusor opera sempre abaixo de 0,4, estes efeitos têm pouco significado [12].

A influência da turbulência em difusores bidimensionais, de acordo com Hoffmann [18], pode ser desprezada na linha do início de perda, contudo, o ângulo de divergência para o qual ocorre perda em escoamento completamente desenvolvido aumenta

significativamente. Para um difusor com uma razão de N/W de 15 e um ângulo de divergência de 20°, um aumento no nível de turbulência aumenta o coeficiente de recuperação de pressão de 0,58 para 0,71, o mesmo acontece para câmaras anelares.

Stevens e Wiliams [19] investigaram o desempenho de um difusor anelar com um diâmetro constante e descobriram que um aumento na intensidade de turbulência melhorava a estabilidade do escoamento na saída do difusor. De uma maneira geral a turbulência gerada pelo compressor parece ser especialmente benéfica para o desempenho.

O escoamento no compressor já contém *swirl*, normalmente o *swirl* é indesejado porque prejudica a distribuição de temperatura na entrada na turbina, no entanto, pode ser benéfico para difusores com grandes ângulos de divergência para evitar a separação. De acordo com Lohamann et al [17], o ângulo de entrada do *swirl* pode aumentar à medida que o escoamento é difundido, devido ao decréscimo na velocidade axial e no raio que afeta o escoamento que atravessa o anel interno.

Existem vários tipos de difusores sendo que alguns ainda estão em desenvolvimento, mas os principais são do tipo *Faired* e do tipo *Dump*.

Muitas câmaras de combustão para turbinas de gás utilizam um difusor do tipo *Faired* no qual o objetivo é a redução da velocidade sem induzir separação, na Figura 2.22 está uma representação deste difusor. Na primeira secção à saída do compressor, a razão de área e consequentemente a velocidade são constantes, esta região permite dissipar as perturbações radiais originadas pelo escoamento no compressor. A utilização de uma zona de estabilização não é consensual e Klein [20] diz que as perturbações se dissipam mais rapidamente quando são mais elevadas, não havendo, portanto, necessidade de ter uma secção que as dissipe. Para além desta zona, o difusor apresenta 3 outras regiões difusivas, a primeira região encontra-se à saída da zona de estabilização, e é responsável pela redução da velocidade em 35%. Após esta zona o ar entra no *snout* onde é obrigado a mudar de direção entrando na passagem superior e inferior mantendo uma velocidade constante. Por último o escoamento chega à região que é formada pelo espaço que existe entre a parede e o revestimento, para lá desta região existe difusão há medida que o ar penetra no revestimento. Muitos difusores incluem uma quarta região que afeta a parte do ar que entra no *snout*, assim, através de um pequeno difusor anelar, consegue-se desacelerar e uniformizar a distribuição de pressão do ar que se dirige para os atomizadores.

Os difusores *Faired* têm subdifusores com alturas muito pequenas, o que faz com que a razão de área efetiva esteja muito dependente de outros fatores como a expansão térmica e tolerâncias de fabrico. Outro aspeto a ter em conta é que a distribuição de ar entre a parte

interna e externa do anel é muito sensível às variações de velocidade de entrada, isto é particularmente visível quando a velocidade de entrada é elevada. Isto faz com que uma porção significativa da pressão total seja pressão dinâmica e a diminuição de pressão estática seja menor. No caso de um perfil de velocidade simétrico isto não é problemático porque se consegue simetria no caudal dos jatos, na sua penetração e no seu momento. Portanto, todas as perturbações são eliminadas, no entanto, se o perfil de velocidades for assimétrico apenas é possível obter simetria em 2 dos parâmetros referidos anteriormente.

Por último o difusor tem o risco de perda de ar entre o alimentador da combustão e o buraco na câmara.

Estes difusores são proibidos em motores de aviação porque:

1. Tamanho excessivo;
2. Desempenho e estabilidade muito dependentes do perfil de velocidade;
3. Desempenho muito dependente de deformações térmicas e tolerâncias.

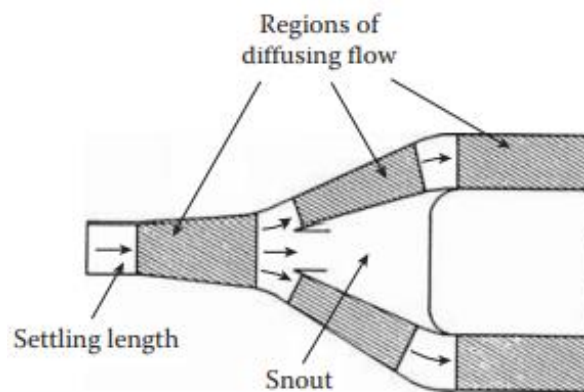


Figura 2.22-Difusor do tipo Faired [12].

O difusor do tipo *Dump* consiste num pequeno difusor convencional que reduz a velocidade do ar em aproximadamente 60%, em seguida, o ar é descarregado e forçado a dividir-se para a secção interna e externa do anel. Devido à expansão que ocorre na saída do pré-difusor, a queda de pressão é superior ao tipo *Faired*. No entanto, esta desvantagem é compensada com uma diminuição do peso e do tamanho [12].

O difusor do tipo *Dump*, ilustrado na Figura 2.23, consegue produzir um escoamento estável que não é afetado por deformações térmicas ou tolerâncias. Fishenden e Stevens [21] estudaram a influência que a distância entre a saída do pré-difusor e a parede tem no desempenho, com essa pesquisa concluíram que o aumento de pressão estática ocorre no pré-difusor e as maiores perdas ocorrem na descarga e na zona de estabilização. Para além

disso concluíram que a presença da parede é benéfica para o desempenho e estabilidade do escoamento no pré-difusor, porque evita a separação, o que permite utilizar ângulos de divergência e razões de área superiores para o mesmo comprimento relativo.

Hestermann et al [22] descobriam que reduzindo o *dump gap* (d_g) elimina-se a separação, no entanto, Carrotte [23] demonstrou que valores muito pequenos de *dump gap* provocam um aumento da queda de pressão, o que faz com que a configuração ideal seja para um valor da razão (d_g/h_1) que minimize a queda de pressão. O valor ótimo de d_g/h_1 decresce com o aumento do ângulo de divergência no pré-difusor.

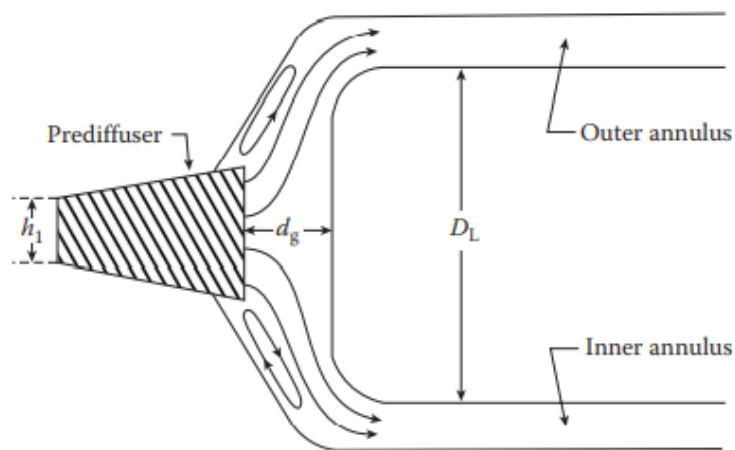


Figura 2.23-Difusor do tipo Dump [12].

Em aplicações aeronáuticas é muito importante que se consiga reduzir o comprimento e o peso dos motores e por consequência, o tamanho dos difusores. Ao mesmo tempo, o requisito de melhor fiabilidade a altitudes elevadas juntamente com a redução de emissões tende a tornar o revestimento cada vez mais espesso. O aumento na razão de espessuras do revestimento provoca um aumento na queda de pressão, Srinivasan et al [24] provaram que num difusor com 60° , a queda de pressão aumenta 60% quando o *liner depth ratio* aumenta de 3,1 para 4,1. Numa tentativa de perceber este efeito Klein [20] mediu os coeficientes de perda para vários caso com *dump gap* próximo de 1 e conclui que existe aumento de 60% no coeficiente de perda quando o *liner depth ratio* passa de 3,5 para 5,5. Logo o *liner depth ratio* é um parâmetro geométrico muito importante no desempenho.

Os canais utilizados nos difusores começaram por ser uma configuração com 2 canais simétricos e os seus comprimentos e ângulos de divergência eram escolhidos de forma a que cada passagem operasse na linha de primeira perda. Futuramente, Miller [25] testou uma configuração com 3 canais que apresentou bons resultados para ângulos de divergência até 50° . O motor NASA/GE utiliza apenas um canal para atingir uma razão de área de 1,8 e

direcionar o escoamento para a parte interna e externa do revestimento. A presença deste canal permite uma redução do comprimento em 50% comparativamente com um difusor anelar com a mesma razão de área. A utilização de 3 canais permite criar 4 zonas de difusão e aumentar o volume de forma a reduzir as emissões sem aumentar o comprimento [12].

2.4.2 Análise aerodinâmica

A componente aerodinâmica é vital no projeto de uma câmara de combustão. Tal como já explicado anteriormente o desempenho de uma câmara depende da sua capacidade de minimizar as perdas de pressão e de gerar uma chama estável, estes aspetos estão todos dependentes de fatores como a recirculação, a injeção de ar e o *swirl*.

Para poder haver comparação entre câmaras começa-se por definir a velocidade (U_{ref}), pressão dinâmica (q_{ref}) e número de Mach (M_{ref}) de referência. Considera-se a velocidade de referência como a velocidade média na zona com maior área de secção transversal.

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 A_{ref}} \quad (2.19)$$

$$q_{ref} = \frac{\rho_3 U_{ref}^2}{2} \quad (2.20)$$

$$M_{ref} = \frac{U_{ref}}{(\gamma R T_3)^{0,5}} \quad (2.21)$$

Existem 2 parâmetros adimensionais de pressão que são importantes no projeto de uma câmara de combustão. O primeiro é a razão entre a queda de pressão total e a pressão na entrada $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}\right)$ e o outro é a razão entre a queda de pressão total e a pressão dinâmica de referência $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)$. Estes parâmetros relacionam-se de acordo com:

$$\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}\right) = \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right) \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3}\right)^2 \quad (2.22)$$

A parte esquerda da Equação (2.22) designa-se por perda de pressão total e de acordo com Lefebvre e Ballal [12], o seu valor em percentagem varia entre 4% a 8%. Normalmente não estão incluídas as perdas devido ao calor.

O termo $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)$ designasse por fator de perda de pressão e é equivalente ao arrasto, ao contrário da perda de pressão total o valor do fator de perda de pressão é constante. Este

fator resulta da soma do fator de perda de pressão no difusor $\left(\frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}}\right)$ e no revestimento $\left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}}\right)$.

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}} + \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \quad (2.23)$$

A queda de pressão no difusor não traz benefício nenhum ao processo de combustão, já a queda de pressão no revestimento ajuda o processo de mistura, mesmo assim continua a ser mais benéfico a sua minimização. O fator de perda de pressão no revestimento é determinado pela área efetiva total ($A_{h,eff}$) de aberturas no revestimento.

$$A_{h,eff} = \frac{A_{ref}}{\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{diff}}{q_{ref}}\right)^{0,5}} \quad (2.24)$$

Com a área efetiva a ser calculada como:

$$A_{h,eff} = \sum_{i=1}^{i=n} C_{D,i} A_{h,i} \quad (2.25)$$

O termo $\frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3}\right)^2$ representa a velocidade de referência na câmara e é um parâmetro fixo do compressor no qual o projetista apenas pode escolher o maior valor de área. Para baixo consumo a perda de pressão total na câmara deve ser baixa, tipicamente o aumento de 1% na perda de pressão reduz a tração e o consumo específico de combustível em 0,5% e 0,25% respectivamente. No entanto, se a câmara for pequena, os termos do lado direito serão elevados, por isso a otimização da câmara tem de ser feita consoante os requisitos pretendidos.

Os valores propostos por Lefebvre e Ballal [12] para perdas de pressão devido ao ar frio para os 3 tipos de câmaras encontram-se na Tabela 2.1. Da análise da tabela verifica-se que a câmara anelar tem o menor fator de perda de pressão, isto acontece porque em câmaras anelares a maior parte das perdas ocorrem nas aberturas do revestimento e não no difusor. Apesar da perda de pressão total ser mesma que para uma configuração tubular o termo $\left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3}\right)$ é muito superior o que indica uma área menor.

Tabela 2.1-Perda de pressão em câmaras de combustão [12].

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

O valor de $\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}}\right)$ depende dos requisitos de desempenho e do tipo de difusor.

As perdas devido aos gases quentes considerando um escoamento uniforme a baixo número de Mach com área constante são dadas pela Equação (2.26).

$$\frac{\Delta P_{hot}}{q_{ref}} = k_1 \left(\frac{T_4}{T_3} - k_2 \right) \quad (2.26)$$

(k_1) e (k_2) são valores determinados experimentalmente.

Rescrevendo a Equação 2.22 em ordem à área de referência obtêm-se:

$$A_{ref} = \left[\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{P_3} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (2.27)$$

Analisando a equação anterior, pode parecer benéfico utilizar a maior área de secção transversal possível, o que permite velocidades menores e maior tempo de permanência dentro do revestimento. Contudo, o aumento da área é feito à custa de uma redução da área anelar, isto faz com que a velocidade aumente, o que prejudica o processo de combustão. A razão entre a área de secção transversal do revestimento e a área de secção transversal da casca, esta razão é designada por (k) e o valor ótimo (k_{opt}) , calcula-se com a Equação (2.28).

$$k_{opt} = 1 - \left[\frac{(1 - \dot{m}_{sn})^2 - \lambda}{\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \lambda r^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.28)$$

Com base na equação anterior a área do revestimento (A_L) é dada por:

$$A_L = k_{opt} A_{ref} \quad (2.29)$$

As condições do escoamento no anel têm um efeito significativo no ciclo dentro do revestimento. As variações de velocidade no anel devem-se às variações de velocidade na entrada e procura-se que a velocidade seja baixa para se obter as vantagens seguintes:

- Menor variação de velocidade e pressão;
- Maior descarga nas aberturas;
- Ângulos de penetração maiores;
- Menor arrasto de fricção;
- Menores perdas de expansão a jusante das aberturas.

Na maior parte das câmaras a área crítica está na extremidade mais a montante do revestimento e na zona próxima das aberturas de diluição. Na região a montante ocorrem problemas de separação que resultam da geometria de ligação entre o anel e o difusor. À medida que o escoamento progride ao longo do anel, o perfil de velocidade vai sendo melhorado. No entanto, se não houver restrições na forma como o ar circula com destino às aberturas de diluição, podem surgir instabilidades devido à recirculação. As câmaras tubo anelares são especialmente sensíveis a este fenómeno. Uma forma de evitar este problema é através da incorporação de um *backstop* a jusante das aberturas de diluição ou afilar o revestimento de forma a prevenir uma difusão excessiva.

O escoamento através das aberturas do revestimento depende do tamanho, da queda de pressão e da geometria.

A equação que expressa o caudal em cada abertura é:

$$\dot{m}_h = C_D A_{h,geome} [2\rho_3 (P_i - p_j)]^{0,5} \quad (2.30)$$

Onde (P_i) e (p_j) são respetivamente a pressão total e a pressão estática a montante e a jusante da abertura.

O coeficiente de descarga (C_D) é afetado por vários fatores entre os quais destacam-se os seguintes parâmetros [12].

- Tipo;
- Formato;
- Queda de pressão na parede;
- Distribuição de pressão estática;
- *Swirl* no escoamento a montante.

Segundo Kaddah [26] para um escoamento incompressível sem *swirl* o coeficiente de descarga para aberturas ovais e retangulares é calculado utilizando a Equação (2.31).

$$C_D = \frac{1,25(K - 1)}{[4K^2 - K(2 - \alpha)^2]^{0,5}} \quad (2.31)$$

O termo (α) é a razão entre o caudal mássico através da abertura e o caudal mássico no anel para cada abertura, (K) é a razão entre a pressão dinâmica do jato e a pressão dinâmica do anel a montante das aberturas.

Para o caso de *plunged holes* o coeficiente de descarga é:

$$C_D = \frac{1,65(K - 1)}{[4K^2 - k(2 - \alpha)^2]^{0,5}} \quad (2.32)$$

A Figura 2.24 descreve o coeficiente de descarga para vários tipos de aberturas.

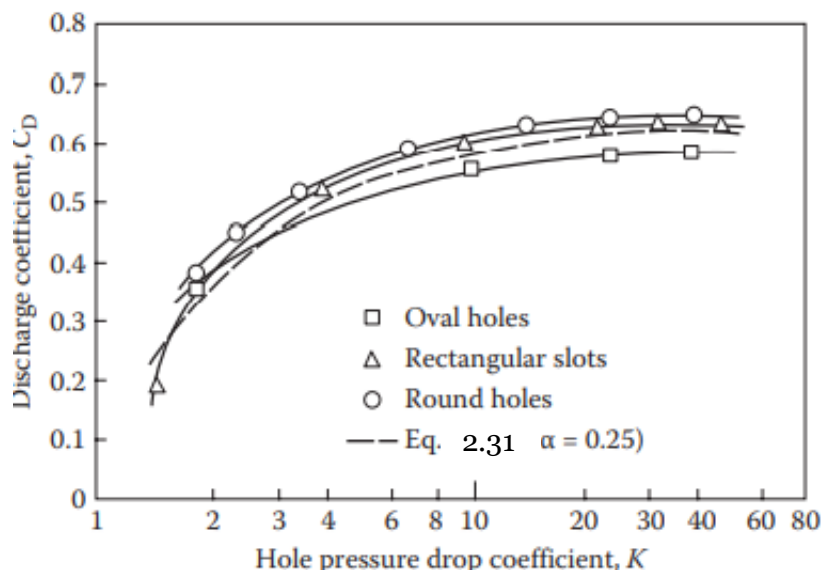


Figura 2.24- Coeficiente de descarga em função do coeficiente de perda de pressão em cada abertura, adaptado de [12].

Da análise das imagens anteriores conclui-se que um elevado valor de (K) representa um valor elevado de (C_D) o que faz com que (K) seja um parâmetro importante a ter em conta já que pode variar com vários fatores como.

- Variações circunferências;
- Tolerâncias;
- Mudanças no escoamento.

Idealmente, o valor de (K) a montante das aberturas na secção primária deverá ser superior a 6, e como a jusante o escoamento tem um melhor comportamento o valor de (K) será seguramente superior a 6 o que é benéfico para o processo. De salientar que aumentar o valor de (K) é feito aumentando a razão de área do difusor. Ou seja, o valor de (C_D) deverá estar compreendido entre 0,6 e 0,65.

Para compreender como funciona o escoamento dentro do revestimento é preciso ter em conta a mistura de jatos, principalmente a mistura que ocorre na zona de diluição. Para este caso o ar frio junta-se com o ar quente atingindo-se assim a temperatura de saída na turbina. À medida que o jato entra em contacto com o escoamento principal, cria um bloqueio que aumenta a pressão a montante do jato e a reduz a jusante. A diferença de pressão faz com que as aberturas produzam vórtices, e esses vórtices controlam a mistura e a diluição do ar frio no escoamento.

Com base nos dados obtidos por Norster [27], Lefebvre concluiu que a trajetória de um jato poderia ser descrita pela Equação (2.33) [12].

$$\frac{\delta}{d_j} = 0,82J^{0,5} \left(\frac{X}{d_j} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.33)$$

Onde (J) representa o fluxo de momento, (δ) a penetração, (d_j) o diâmetro da abertura e (X) a distância.

O parâmetro (J) é descrito pela Equação (2.34).

$$J = \frac{(\rho_j u_j^2)}{(\rho_g u_g^2)} \quad (2.34)$$

Onde os subscritos (j) e (g) dizem respeito ao jato e ao escoamento principal respetivamente.

A trajetória de um jato para ângulos inferiores a 90° é obtida multiplicando $\frac{\gamma}{d_j} 90 \sin \vartheta$. A penetração máxima para um jato único num ducto circular é de acordo com Norster [27] obtida por:

$$\delta_{max} = 1,15d_j J^{0,5} \sin \vartheta \quad (2.35)$$

O primeiro estudo sobre penetração por vários jatos foi feito por Sridhara e Norster [28]. Com base nos dados experimentais concluíram que a penetração de múltiplos jatos era inferior ao caso singular e recomendaram a seguinte equação:

$$\delta_{max} = 1,25d_j J^{0,5} \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_j} \quad (2.36)$$

Os ductos anelares contêm 2 filas de aberturas de diluição, uma na zona interior e outra na zona exterior do revestimento com o mesmo número de aberturas. Devido a perturbações e obstáculos, o escoamento quando chega às aberturas não é uniforme, e por isso, os estudos realizados são apenas com uma fila de aberturas.

De acordo com Holdeman [29] obtêm-se resultados semelhantes para um grande intervalo de J , independentemente do diâmetro das aberturas, se o espaçamento entre as aberturas e $J^{0,5}$ forem inversamente proporcionais. Na maior parte das câmaras o ar disponível para a diluição é o que sobra da combustão, o que faz com que uma variação de J implique uma variação do diâmetro da abertura.

Kamotani e Greber [30] conduziram um estudo sobre a interação entre jatos múltiplos e singulares. Eles observaram que quando 2 jatos próximos estão colocados paralelamente ao *crossflow*, o jato da retaguarda permanece não defletido até se encontrar com o jato frontal, momento em que se combinam.

Holdeman [29] comparou ainda a penetração de uma única fila de aberturas circulares com uma configuração de 2 filas para um valor de $J = 26$, e conclui que a penetração média era praticamente igual.

Numa experiência diferente, Kamotani e Greber [30] investigaram o efeito de 2 jatos opostos lançados um contra o outro e concluíram que os efeitos não eram significativos. Portanto, em relação à trajetória, pode dizer-se que o plano de simetria pode ser considerado uma parede desde que a velocidade dos 2 jatos opostos seja semelhante.

Na zona primária uma mistura eficiente minimiza a formação de poluentes. Na zona intermédia uma mistura rápida ajuda a conversão das espécies dissociadas em produtos de combustão, e na zona de diluição uma mistura eficiente entre o ar e os produtos da combustão permite a obtenção de um bom *pattern factor* na saída. A taxa de mistura entre o ar e os gases quentes é influenciada principalmente por [12]:

- A razão entre momento e fluxo;
- O comprimento da trajetória;

- A dimensão das aberturas;
- O ângulo de penetração.

Sridhara [28] estudou a mistura de jatos num ducto circular com 17 cm de diâmetro variando a temperatura, a velocidade dos gases quentes, o tamanho das aberturas e ângulo inicial. A Figura 2.25 obteve-se para um ângulo de 90° . A figura mostra que, independentemente da configuração, um aumento no caudal do jato aumenta a capacidade de mistura até atingir o valor ótimo, a partir daí, um aumento no caudal do jato prejudica a distribuição de temperatura. A principal conclusão deste estudo é o parâmetro (J) e o diâmetro do jato são os fatores mais significativos que afetam a penetração de um jato [12].

Para ductos anelares, Holdeman [29] testou uma configuração com o raio do anel igual à altura do ducto e aberturas dispostas em filas opostas na mesma linha com $J = 6,6$. Os resultados obtidos foram semelhantes aos ductos retangulares para a mesma igualdade de área.

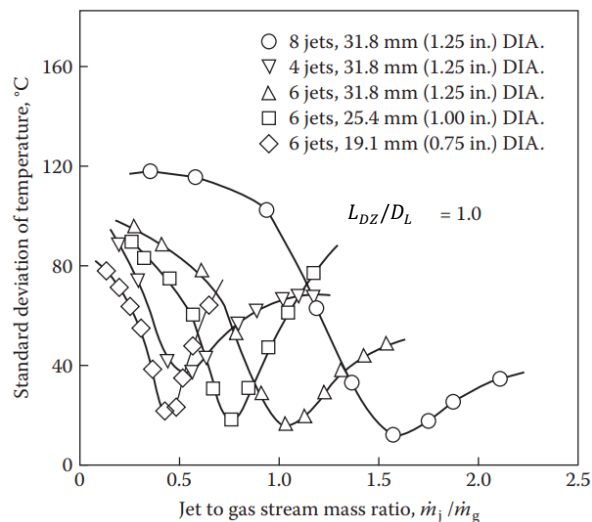


Figura 2.25-Variação da temperatura em função da razão entre o caudal do jato e do escoamento principal, adaptado de [12].

Um dos problemas mais difíceis de resolver é conseguir uma distribuição de temperatura aceitável na entrada da turbina. A temperatura na saída da câmara resulta de vários processos que ocorrem anteriormente e que são difíceis de controlar. Existe uma relação entre a temperatura e a pressão e por isso é muito importante que a melhoria da temperatura transversal seja feita com a pressão máxima, o que corresponde à maior transferência de calor [12].

Os parâmetros de temperatura mais importantes são os que afetam a potência e o ciclo de vida do motor. Do ponto de vista do desempenho a temperatura mais importante é a de

entrada na turbina, que é a média por caudal mássico das temperaturas à saída do revestimento. O parâmetro mais importante para o ciclo de vida é a temperatura máxima no motor e, conseqüentemente, a distribuição de temperatura.

O *pattern factor* define-se como:

$$pattern\ factor = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (2.37)$$

(T_3) e (T_4) representam a temperatura de entrada na câmara e a temperatura média de saída respetivamente.

As temperaturas mais significativas para as pás são as que constituem o perfil radial médio e são obtidas pela soma das medições de temperatura para cada secção radial a dividir pelo raio. O fator de distribuição de temperatura radial também se chama de *profile factor* [31].

$$profile\ factor = \frac{T_{mr} - T_4}{T_4 - T_3} \quad (2.38)$$

(T_{mr}) é a temperatura média máxima radial.

O *pattern factor* e o *profile factor* são utilizados em situações em que a distribuição uniforme de temperatura à saída seja ideal. No entanto, para motores de alto desempenho a distribuição ideal à saída do compressor não é uniforme, trata-se de uma distribuição parabólica com um pico na semi-envergadura da pá. O objetivo é que a temperatura na raiz e na ponta da pá sejam mais baixas, porque na raiz as tensões mecânicas são mais elevadas e na ponta é difícil haver arrefecimento [12].

Considerando que o ar disponível para a fase de diluição, o diâmetro do revestimento e o fator de perda de pressão já estão definidos, os parâmetros que mais influência tem nesta fase são o número e o tamanho das aberturas, bem como o comprimento da zona. Para garantir que uma distribuição de temperatura na saída da câmara seja aceitável, é essencial que haja uma penetração adequada dos jatos em zonas específicas. A penetração de um jato é função do seu diâmetro, se a configuração tiver muitas aberturas com diâmetro pequeno, a penetração vai ser insuficiente com o escoamento a continuar demasiado quente. No caso de poucas aberturas com diâmetro grande haverá uma sobrepenetração com o escoamento a tornar-se demasiado frio. Por isso é necessário otimizar o número de aberturas [31].

Existem 2 métodos de projeto para as aberturas o método de Cranfield e o método da NASA.

Para o método de Cranfield, se o revestimento contém uma fila com (n) aberturas e com um diâmetro (d_j), o caudal mássico de ar que passa em cada abertura é dado por:

$$\dot{m}_j = \frac{\pi}{4} n d_j^2 \rho_3 U_j \quad (2.39)$$

Sabendo que a velocidade (U_j) pode ser expressa como:

$$U_j = \left(\frac{2\Delta P_L}{\rho_3} \right)^{0,5} \quad (2.40)$$

Pode rescrever-se a equação inicial como:

$$n d_j^2 = 15,25 \dot{m}_j \left(\frac{P_3 \Delta P_L}{T_3} \right)^{0,5} \quad (2.41)$$

Com esta equação e com a Equação (2.36) pode determinar-se os valores ótimos de (n) e de (d_j) para câmaras anelares e tubulares, para o caso anelar o $\delta_{max} = 0,40 D_L$.

Como já foi demonstrado anteriormente o coeficiente de descarga afeta o desempenho das aberturas, assim, o diâmetro real (d_h) é obtido conforme a Equação (2.42) [12]:

$$d_h = \frac{d_j}{C_D^{0,5}} \quad (2.42)$$

O outro método foi proposto por Holdeman [32] que analisou dados de *computational fluid Dynamics* (CFD), de estudos da NASA e chegou à Equação (2.43).

$$n_{opt} = \frac{\pi(2J)^{0,5}}{C} \quad (2.43)$$

O valor de (C) para ductos cilíndricos e retangulares com injeção unilateral é de 2,5, para ductos retangulares com filas opostas e injeção em linha $C = 1,25$, e para *staggered* $C = 5$. Os valores obtidos foram para um valor de $\left(\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_g} \right)$ menores do que 1.

A principal diferença entre o método de Cranfield e da NASA é que no método Cranfield dá-se mais importância ao tamanho da abertura, enquanto no método da NASA dá-se mais importância ao espaçamento entre aberturas.

No método de Cranfield, partindo de determinado valor de (J) obtém-se o valor do tamanho ideal, e o espaçamento é escolhido de forma que o valor de $\left(\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_g} \right)$ seja o valor de projeto. No

método da NASA começa-se por definir o espaçamento e estima-se o tamanho para um determinado valor de $\left(\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_g}\right)$. No caso de (J) ser incrementando os 2 métodos fazem as mesmas correções obtendo-se o mesmo resultado. No entanto, caso (J) seja decrementado os resultados são diferentes.

O método de Cranfield tem em consideração os efeitos adversos da penetração e mistura que resultam do bloqueio aerodinâmico, isto pode ser útil quando a razão $\left(\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_g}\right)$ for muito elevada.

Existem 2 parâmetros muito importantes para o *pattern factor*, estes são o comprimento do revestimento e o fator de perda de pressão ao longo do revestimento. O comprimento do revestimento influencia o tempo e distância disponíveis para a mistura, já a queda de pressão controla a penetração dos jatos de diluição e a razão de mistura com os produtos de combustão.

Para o caso anelar obtém-se a correlação expressa pela Equação (2.44).

$$\frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - \exp\left(-0,050 \frac{L_L \Delta P_L}{D_L q_{ref}}\right)^{-1} \quad (2.44)$$

Onde (L_L) é o comprimento do revestimento.

A correlação é válida assumindo que o comprimento total do revestimento pode ser utilizado para a mistura, o que acontece na maior parte dos casos já que o *pattern factor* tem interesse para pressões elevadas, onde espaço ocupado pelo combustível é desprezável. Para baixas pressões o comprimento do revestimento ocupado pelo combustível é dado por:

$$L_e = \frac{0,33 \times 10^6 \dot{m}_{ar} D_0^2}{\rho_g A_L \lambda_{eff}} \quad (2.45)$$

Pode calcular-se o *pattern factor* para pressões baixas substituindo L_L por $L_L - L_e$ [12].

O padrão do escoamento na zona primária é muito importante para a estabilidade da chama. O padrão de escoamento comum a todos é um escoamento toroidal que recircula uma parte dos produtos de combustão para os misturar com o ar e o combustível que entram na câmara. Estes vórtices são alimentados pelo ar admitido pelas paredes.

Uma das formas mais eficazes para provocar a recirculação na zona primária é a de utilizar um *swirler* na cúpula em redor do injetor. A quebra de um vórtice devido ao *swirl* causa a

recirculação quando a rotação imposta ao escoamento é alta. Este tipo de recirculação é melhor do que outros métodos porque o *swirl* produz uma turbulência elevada e rápidas razões de mistura [6].

Os *swirlers* são amplamente utilizados em câmaras tubulares e anelares, existem dois tipos principais de *swirlers*: o axial e radial. Normalmente utiliza-se apenas 1, mas podem ser utilizadas 2 montados de forma concêntrica com rotação no mesmo sentido ou em sentidos opostos.

Na Figura 2.26 está representado um *swirler* axial com uma pá de inclinação constante (β). No caso de pás curvas o ângulo na entrada é zero e na saída é (β). O *swirler* deve ser capaz de influenciar o caudal necessário para uma determinada queda de pressão, essa relação está estabelecida na Equação (2.46). Os valores típicos para um *swirler* estão representados na Tabela 2.2 [33].

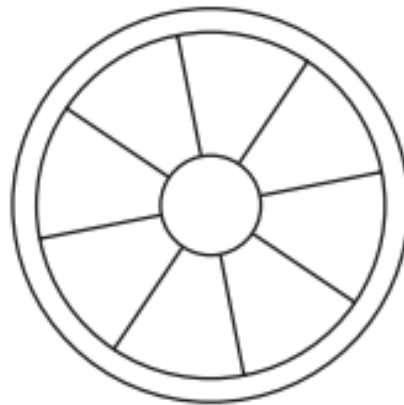


Figura 2.26- Representação de um *swirler* axial [12].

Tabela 2.2- Valores típicos de um *swirler* [12].

Angulo das pás (β)	30° – 60°
Espessura das pás (t_v)	0,7 – 1,5 mm
Número de pás (n_v)	8 – 16
Queda de pressão total no <i>swirler</i> (ΔP_{sw})	[3% – 4%]de P_3
K_{sw}	1,3 para pás retas e 1,15 para pás curvas

$$\dot{m}_{sw} = \left\{ \frac{2\rho_3 \Delta P_{sw}}{k_{sw} \left[\left(\frac{\sec \beta}{A_{sw}} \right)^2 \frac{-1}{A_L^2} \right]} \right\}^{0,5} \quad (2.46)$$

Onde (\dot{m}_{sw}) é o caudal que passa no *swirler*.

A área (A_{sw}) é calculada com a Equação (2.47) [12]:

$$A_{sw} = \frac{\pi}{4} (D_{sw}^2 - D_{hub}^2) - 0,5n_v t_v (D_{sw} - D_{hub}) \quad (2.47)$$

Onde (D_{sw}) é o diâmetro da circunferência externa e (D_{hub}) é o diâmetro do hub que é a circunferência mais pequena

De acordo com Saboohi et al [34], o diâmetro do *hub* é calculado de forma que haja espaço suficiente para colocar o injetor no centro, utilizando-se como estimativa 10% a 15% do diâmetro de referência. O diâmetro exterior do *swirler* é obtido substituindo o valor de (A_{sw}) na equação anterior.

Os *swirlers* radiais são muito utilizados em câmaras de baixas emissões. O projeto deste tipo de *swirlers* segue as mesmas recomendações que os *swirlers* axiais e encontra-se representado na Figura 2.27 [12].

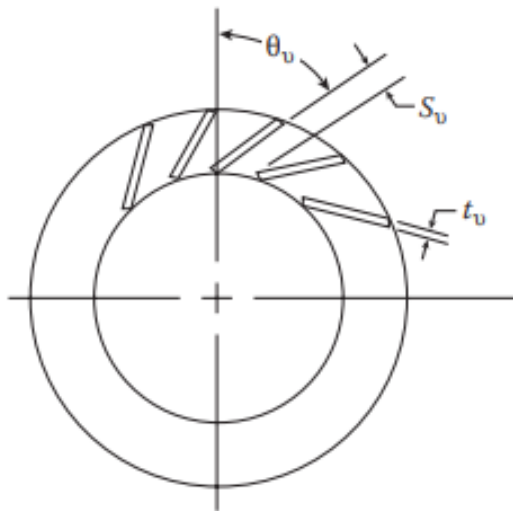


Figura 2.27- Representação de um swirler radial [12].

A área efetiva calcula-se como:

$$A_{sw} = n_v s_v t_v C_D \quad (2.48)$$

Onde (s_v) é o espaçamento entre pás.

Beer e Chigier [35] propuseram um critério para classificar a rotação imposta no escoamento axial, esse critério designa-se por *swirl number* e é definido pela equação seguinte:

$$S_n = \frac{2G_m}{D_{sw}G_t} \quad (2.49)$$

Onde (G_m) é o fluxo de momento angular e (G_t) a tração axial do escoamento. Para o caso de $S_n < 0,4$ não há recirculação, a maior parte dos *swirlers* operam com $S_n > 0,6$ [12].

Para um *swirler* anelar com (β) constante o *swirl number* é dada pela Equação (2.50) [33]:

$$S_n = \frac{2}{3} \frac{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^3}{1 - \left(\frac{D_{hub}}{D_{sw}}\right)^2} \tan\beta \quad (2.50)$$

Kilik [36] estudou como é que o *swirler* tem influência na zona de recirculação. Com esse estudo concluiu que a zona de recirculação aumentava quando:

- Aumenta o ângulo das pás;
- Aumenta o número de pás;
- Decresce a razão de aspeto das pás;
- Há uma mudança de pás retas para curvas.

Uma das principais funções de um *swirler* é a fazer com que os produtos da combustão se misturem com o ar e o combustível. Partindo de medições feitas para várias configurações de *swirlers*, Kilik [36] comprovou que os *swirlers* curvos provocam uma recirculação maior do que no caso reto, e que o caudal aumenta com o *swirl number* tal como ilustra a Figura 2.28.

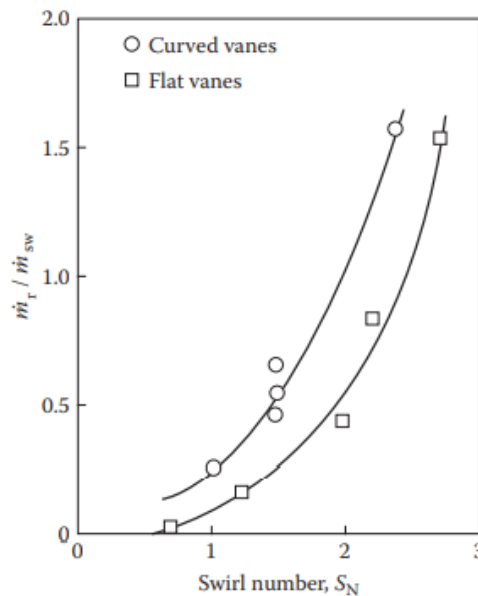


Figura 2.28-Variação do swirl number em função da razão entre o caudal recirculado e o caudal do swirler [12].

Como já foi demonstrado anteriormente os *swirlers* com canais curvos são mais eficientes do que os retos, isto porque o facto de rodarem progressivamente evita a separação. Para além disso a rotação faz com que a componente radial seja superior, o que aumenta a recirculação. No entanto, as pás retas são mais baratas e produzem uma chama mais estável. Adicionalmente contribuem para que o perfil de velocidade seja mais uniforme. Estas razões contribuem para que as pás retas sejam escolhidas para algumas câmaras. Sempre que *swirlers* são incorporados em atomizadores é necessário ter pás curvas, porque a esteira produzida por pás retas afeta negativamente a qualidade da injeção atômica [12].

2.4.3 Combustão

Para além da parte aerodinâmica é necessário ter em conta a componente química de uma câmara de combustão, não só pela eficiência da combustão, mas também para evitar a formação de desnecessária de espécies poluentes como hidrocarbonetos não queimados ou monóxido de carbono. Neste sentido é exigido que a eficiência da combustão seja superior a 99% para as várias fases do voo.

O processo de combustão é um processo complexo e difícil de modelar, por isso utiliza-se modelos simplificados para descrever a eficiência da combustão. Um desses modelos baseia-se na premissa que o tempo total de combustão é a soma do tempo de evaporação, tempo de mistura e ocorrência de reações químicas. A eficiência da combustão (η_{cb}) pode ser expressa como uma função do caudal de ar como demonstra a Equação (2.51):

$$\eta_{cb} = f(\text{caudal de ar})^{-1} \left(\frac{1}{\text{taxa de evaporação}} + \frac{1}{\text{taxa de mistura}} + \frac{1}{\text{taxa de reação}} \right) \quad (2.51)$$

Na prática, dependendo da situação, apenas uma desta componente é responsável pela eficiência e não as três em simultâneo, exceto quando se está numa fase de transição.

Para sistemas dependentes da taxa de reação os modelos mais utilizados são o de *burning velocity* e *stirred reactor* [12].

No modelo *burning velocity*, o desempenho da combustão é descrito como função da razão entre a velocidade turbulenta e a velocidade da mistura que entra na câmara de combustão [12]. Neste caso o decréscimo da eficiência resulta do ar que entra na câmara não ser afetado pela velocidade turbulenta. Assim Greenhough e Lefebvre [37] apresentam o seguinte modelo:

$$\eta_e = \frac{\rho_g A_f S_T c_p \Delta T}{AFR \dot{m}_{ar} H} \quad (2.52)$$

Onde (A_f) representa a área de chama, (S_T) a velocidade turbulenta da chama, (ΔT) a variação de temperatura, (AFR) a razão ar-combustível por massa, (\dot{m}_{ar}) o caudal mássico de ar e (H) energia específica baixa do combustível.

Fazendo algumas considerações a equação anterior pode ser descrita como:

$$\eta_e = \left[\frac{P_3 A_{ref} (P_3 D_{ref})^m \exp \frac{T_3}{b}}{\dot{m}_{ar}} \right] \left[\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \right]^{0,5m} \quad (2.53)$$

Lefebvre e Halls [38] demonstraram que os valores mais indicados para (b) e (m) são 0,75 e 300 respetivamente.

Substituindo estes valores e desprezando o fator de perda de pressão a equação final fica:

$$\eta_e = f \left[\frac{P_3 A_{ref} (P_3 D_{ref})^{0,75} \exp \frac{T_3}{300}}{\dot{m}_{ar}} \right] \quad (2.54)$$

A Equação (2.54) permite prever a eficiência da combustão com boa exatidão, tal como demonstra a Figura 2.29. Para além disso também apresenta bons resultados em condições fora da capacidade de teste.

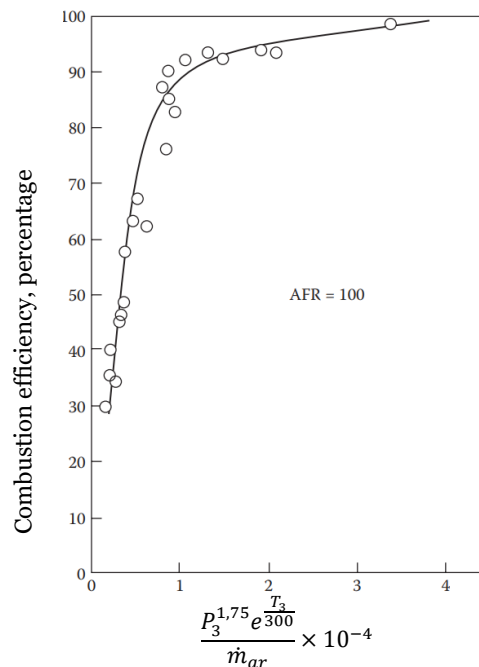


Figura 2.29-Comparação da eficiência obtida experimentalmente com o previsto pelo modelo burning velocity, adaptado de [12].

A principal vantagem é que esta expressão permite proporcionalizar as dimensões e as condições de operação, de forma que as únicas diferenças sejam no projeto. Assim, pode comparar-se câmaras diferentes. Para além da comparação entre câmaras a equação anterior é útil no projeto de uma nova câmara de combustão, como demonstra a Figura 2.30.

Os valores de (A_{ref}) e (D_{ref}) podem ser obtidos a partir da Figura 2.30 conhecendo as condições de operação. Os valores finais dependem de um compromisso entre o desempenho, tamanho e custo. Outra propriedade do parâmetro teta é que pode desprezar o efeito de perda de pressão na combustão [12]

No modelo *stirred reactor*, considera-se que a zona de combustão é um reator com uma grande capacidade de mistura e, por isso, o ar e o combustível injetados são instantaneamente misturados com os restantes gases. Os gases queimados são expelidos com um caudal constantes e com temperatura e composição química iguais à que tinham na zona de combustão. Esta teoria inicialmente proposta por Childs [39] pressupõe que o limite de uma reação determina a taxa de combustão, apesar de ser improvável consegue-se obter resultados satisfatórios de forma simples.

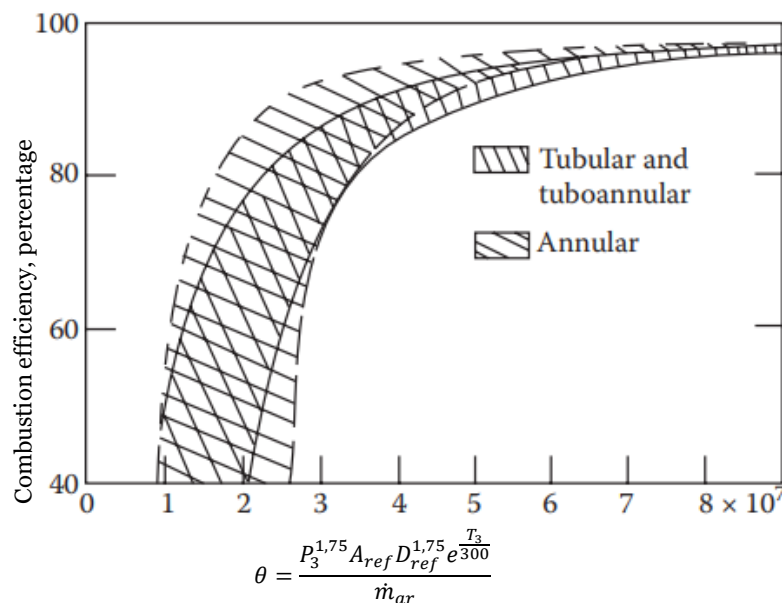


Figura 2.30- Gráfico de projeto de uma câmara de combustão, adaptado de [12].

A desvantagem desta modelo é que a taxa de transmissão de calor está relacionada com a temperatura de reação o que faz com que seja necessário conhecer a eficiência de combustão para determinar a temperatura.

Contudo Grenhough e Lefebvre [37] descobriram que a taxa de transmissão de calor pode ser expressa em função da temperatura de entrada e propuseram a equação seguinte:

$$\eta_{\theta} = f \left[\frac{P_3^x V_c \exp \frac{T_3}{300}}{\dot{m}_{ar}} \right] \quad (2.55)$$

Onde (x) pode ser igual a 2 ou 1,75 e (V_c) é o volume do combustível.

Analisando as equações conclui-se que são muito semelhantes. Isto verifica-se porque a dependência da temperatura é igual nos dois casos. Quando se compara 2 sistemas com uma configuração geométrica semelhante, os resultados são muito semelhantes, as diferenças ocorrem quando se compara dois sistemas com configurações geométricas muito diferentes. O modelo *burning velocity* privilegia a área de secção transversal enquanto o modelo *stirred reactor* privilegia o volume.

Analisando agora o caso em que a eficiência depende da taxa de mistura, considerando a taxa de evaporação e a taxa de reação química instantâneas obtêm-se:

$$\eta_{mix} = f \left(\frac{\text{taxa de mistura}}{\text{caudal de ar}} \right) \quad (2.56)$$

A taxa de mistura entre o ar turbulento e os gases é dada por:

$$\text{taxa de mistura} = \rho U_j l^2 \quad (2.57)$$

Onde (l) é a escala de turbulência

Assumindo que a escala de turbulência é proporcional ao tamanho da câmara obtêm-se:

$$\eta_{mix} = f \left(\frac{P_3 A_{ref}}{\dot{m}_{ar} T_3^{0,5}} \right) \left(\frac{\Delta P_L}{P_3} \right)^{0,5} \quad (2.58)$$

Este modelo tem especial aplicação em turbinas de gás indústrias.

No caso de a eficiência da combustão ser controlada pela taxa evaporação começa-se por determinar a taxa de evaporação de um spray:

$$\dot{m}_f = \frac{\rho_{ar} \lambda_{ref} V_c q}{D_o^2} \quad (2.59)$$

Onde (D_o) o diâmetro médio inicial de Sauter.

Assumindo que o combustível evapora, mistura-se com o ar e há queima, então a eficiência da combustão é dada por:

$$\eta_{ev} = \frac{\dot{m}_f}{f_c AFR \dot{m}_{ar}} \quad (2.60)$$

Na equação anterior (f_c) representa a fração do caudal total que é utilizado para a combustão.

Juntando as 2 equações obtém-se:

$$\eta_{ev} = \frac{\lambda_{eff} \rho_g V_c}{f_{ar} \dot{m}_{ar} D_o^2} \quad (2.61)$$

A Equação (2.61) demonstra que quando a taxa de evaporação controla a eficiência da combustão, consegue-se uma melhor eficiência com o aumento da volatilidade do combustível, turbulência, volume e pressão e é prejudicada por um aumento do caudal e do diâmetro médio. Apesar da equação permitir que se exceda a unidade isto apenas significa que o combustível evapora todo na zona de recirculação, mas a eficiência é de 1.

Neste modelo o tipo de combustível afeta a eficiência da combustão e por isso é possível comparar a eficiência de 2 combustíveis, a e b, diferentes através da Equação (2.62).

$$\frac{2 - \eta_{fb}}{2 - \eta_{fa}} = \frac{\left(\frac{\lambda_{eff}}{D_o^2}\right)_a}{\left(\frac{\lambda_{eff}}{D_o^2}\right)_b} \quad (2.62)$$

A Figura 2.31 relaciona os dados experimentais com o previsto pela equação anterior, assim conclui-se que a equação pode ser utilizada para comparar diferentes combustíveis [12].

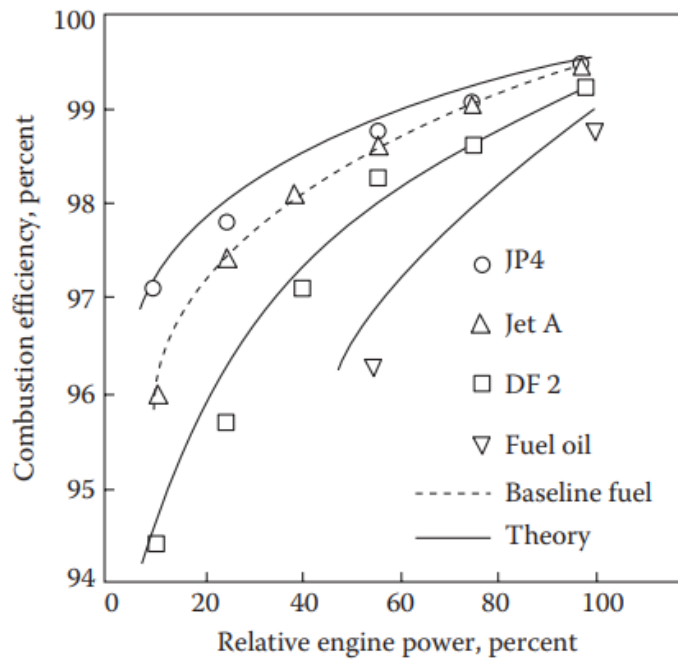


Figura 2.31-Comparação da eficiência de combustão para vários tipos de combustível [12].

2.5 Estabilidade e condições de operação

No projeto de uma câmara de combustão procura-se diminuir a formação de gases poluentes sem comprometer o funcionamento da câmara.

De uma maneira geral, as câmaras de combustão conseguem operar numa razão de equivalência que se estende desde 0,5 a 3, e com um razão ar-combustível que vai desde 40 até valores superiores a 250. Do ponto de vista da combustão, o ideal seria operar em condições estequiométricas, no entanto, a formação de gases poluente varia consoante as condições de operação e, portanto, é necessário ponderar estes 2 fatores. Existem 2 tipos de gases poluentes, o monóxido de carbono (CO) e o óxido de azoto (NOx), posteriormente têm-se ainda os hidrocarbonetos não queimados. A Figura 2.32, Figura 2.33 e Figura 2.34 ilustram respetivamente a formação de CO, NOx e hidrocarbonetos não queimados em função da razão de equivalência.

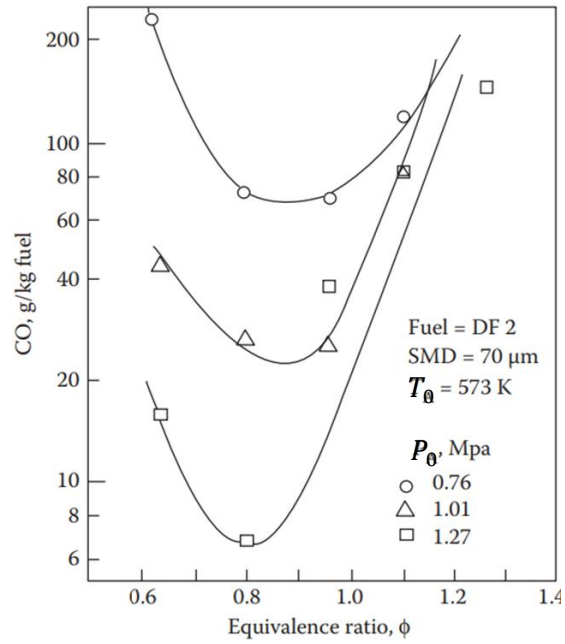


Figura 2.32- Emissões de monóxido de carbono em função da razão de equivalência, adaptado de [12].

Com base na informação anterior existem 2 modelos de combustão, o modelo *Lean Premixed Prevaporize* (LPP) e o modelo *Rich-Burn, Quick-Quench, Lean-Burn* (RQL).

No modelo LPP, o objetivo é evitar picos de temperatura de forma a ter uma mistura homogênea que consiga operar numa razão de equivalência próxima do limite inferior. Quanto menor for a margem entre uma queima estável e o efeito *blowout* menor é a formação de NOx [12].

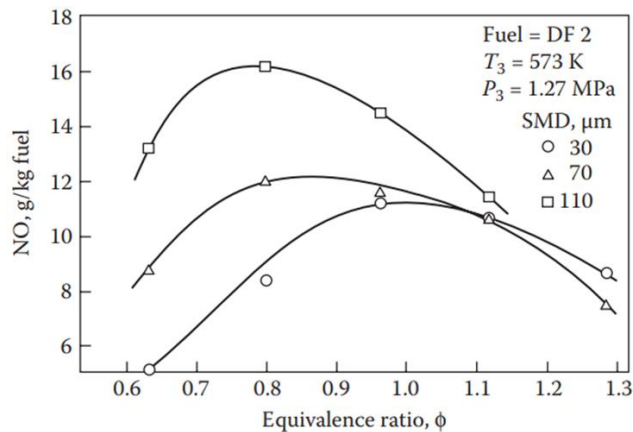


Figura 2.33-Emissões de óxido de azoto em função da razão de equivalência [12].

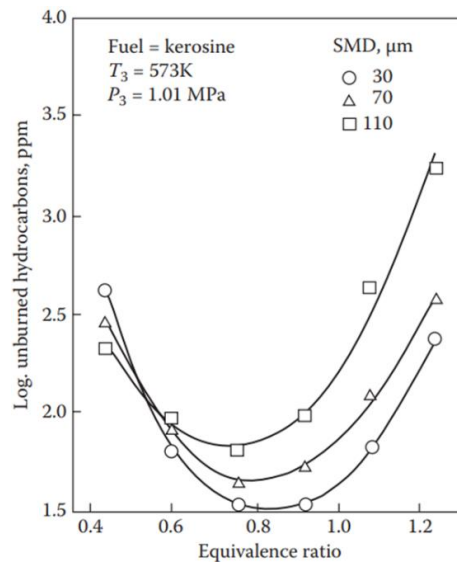


Figura 2.34-Hidrocarbonetos não queimados em função da razão de equivalência [12].

Uma câmara LPP divide-se em 3 zonas principais. A primeira região destina-se à injeção de combustível e mistura com o ar, assim, recorrendo a uma mistura homogênea de baixa razão de equivalência, o processo decorre a uma temperatura baixa o que evita a formação de NOx. Na segunda zona, a chama é estabilizada com a formação de uma zona de recirculação, o processo de combustão é então concluído e os produtos da combustão prosseguem para a terceira zona que serve de zona de diluição [40].

A principal vantagem deste tipo de combustão é que não há formação de carbono o que faz com que não haja emissão de fuligem e reduz o calor transferido para o revestimento, o que faz com que seja mais fácil arrefecer os gases quentes. Outra vantagem importante é que para temperaturas inferiores a 1900 K, as emissões de NOx não aumentam com o tempo de combustão. Isto permite projetar câmaras com longo tempo de combustão para minimizar o monóxido de carbono, os hidrocarbonetos não queimados e ao mesmo tempo manter as emissões de NOx baixas.

A principal desvantagem do LPP é que a demora na mistura e na evaporação do combustível pode provocar autoignição em condições de temperatura e pressão mais elevadas [12].

No modelo RQL procura-se iniciar a combustão com uma queima rica e aumentar rapidamente o caudal de ar de forma a terminar na zona pobre desprezando o efeito da região estequiométrica. A Figura 2.35 exemplifica este processo.

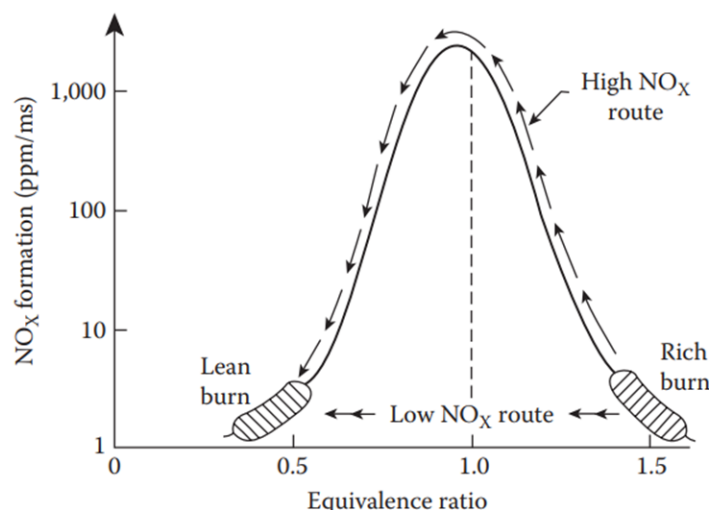


Figura 2.35-Formação de óxido de azoto em função da razão de equivalência para uma câmara RQL [12].

A combustão tem início na zona primária com uma razão de equivalência entre 1,2 e 1,6, o que devido, à baixa temperatura e à falta de oxigénio, permite evitar a formação de NOx. A admissão gradual de ar que entra em contacto com os produtos de combustão provoca um aumento da temperatura e do oxigénio, acelerando a formação de NOx. Caso a admissão de ar seja de forma instantânea e uniforme, as emissões de NOx seguem a trajetória inferior.

Para que a combustão seja eficiente o combustível deve ser altamente vaporizado e distribuído uniformemente na zona rica. Para além disto, a zona primária não deve ter zonas de recirculação, já que estas provocam um aumento das emissões de NOx. Assim que os produtos da combustão deixam a zona primária são imediatamente arrefecidos de forma a diminuir as emissões de NOx. Caso esta etapa seja lenta, ocorre a formação de grandes quantidades de NOx. No entanto, a temperatura tem de ser suficientemente elevada para queimar alguns elementos que não tenham sido queimados anteriormente, por isso a razão de equivalência para esta zona deve estar compreendida entre 0,5 e 0,7. Por último, assim que todos os requisitos forem cumpridos, o ar restante pode ser utilizado para controlar a temperatura na saída da câmara [41].

A principal vantagem deste processo é que permite que uma grande percentagem do *fuel bound nitrogen* se converta em N₂. A principal desvantagem é a grande formação de fuligem, agravado por fatores como a mistura não uniforme ou recirculação instável [12].

As propriedades do *swirler*, que se encontram na Tabela 3.3, foram estimadas com base nos dados da Tabela 2.2.

Tabela 3.3- Parâmetros do *swirler*.

D_{hub} [m]	n_v	t_v [m]	β [graus]
0,008	10	0,001	45

3.1.1 Dimensões gerais

Para iniciar o dimensionamento começou-se por calcular a área de referência (A_{ref}) recorrendo à Equação 2.27:

$$A_{ref} = \left[\left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \right) \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{P_3} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (2.27)$$

Da Tabela 2.1 sabe-se que para uma câmara anelar $\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = 20$ e $\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = 0,06$ logo:

$$A_{ref} = 0,0822 \text{ m}^2$$

Da Figura 3.1 sabe-se que a área de referência para uma câmara anelar pode ser calculada como:

$$A_{ref} = \frac{\pi}{4} (2D_{ref} + D_{ic})^2 - \frac{\pi}{4} D_{ic}^2 \quad (3.1)$$

Admitindo o diâmetro interno (D_{ic}) como 0,368 m calcula-se o diâmetro de referência (D_{ref}).

$$D_{ref} = 0,0610 \text{ m}$$

A área do revestimento relaciona-se com a área de referência pela Equação 2.29. Assumindo o $k = 0,66$ têm-se [2]:

$$A_L = 0,66 A_{ref} \quad (3.2)$$

$$A_L = 0,0542 \text{ m}^2$$

A área anelar (A_{an}) é a diferença entre a área de referência e área do revestimento (A_L).

$$A_{an} = A_{ref} - A_L \quad (3.3)$$

$$A_{an} = 0,0279 \text{ m}^2$$

O diâmetro do revestimento é calculado com um raciocínio semelhante ao diâmetro de referência.

$$A_L = \frac{\pi}{4} (2D_L + D_{ic})^2 - \frac{\pi}{4} D_{ic}^2 \quad (3.4)$$

$$D_L = 0,0403 \text{ m}$$

A área de entrada (A_{di}) calcula-se a partir da definição de caudal.

$$A_{di} = \frac{\dot{m}_3}{\rho U_3} \quad (3.5)$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (3.6)$$

$$U_3 = M_3 \sqrt{\gamma RT_3} \quad (3.7)$$

Considerando $M_3 = 0,3$ como sugerido por Lefebvre e Ballal [12], têm-se:

$$U_3 = 161,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\rho_3 = 9.765 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$A_{di} = 0,0179 \text{ m}^2$$

O diâmetro da secção de entrada (D_{di}) é dado por:

$$A_{di} = \frac{\pi}{4} (2D_{di} + D_{ic})^2 - \frac{\pi}{4} D_{ic}^2 \quad (3.8)$$

$$D_{di} = 0,01490 \text{ m}$$

3.1.2 Snout

A área externa do snout (A_{de}) é obtida através da área anelar considerando uma fração dos caudais como proposto por Priyant e Selwyn [2].

$$A_{de} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{an}} A_{an} \quad (3.9)$$

$$A_{de} = 0,03492 \text{ m}^2$$

O diâmetro externo do snout (D_{de}) calcula-se da mesma forma que o diâmetro de referência.

$$A_{de} = \frac{\pi}{4}(2D_{de} + D_{ic})^2 - \frac{\pi}{4}D_{ic}^2 \quad (3.10)$$

$$D_{de} = 0,02593 \text{ m}$$

De acordo com Kothari e Dharmalingam [43], a área interna do snout é dada por:

$$\frac{A_{sn}}{A_{de}} = \frac{\dot{m}_{sn}}{\dot{m}_3} \frac{1}{C_D} \quad (3.11)$$

O coeficiente de descarga do snout (C_{Dsn}) é um valor que depende da uniformização do escoamento na saída do compressor. Este valor pode atingir um máximo de 1, caso o escoamento seja completamente uniforme. Neste estudo considerou-se $C_{Dsn} = 0,65$ em concordância com Priyant Selwyn [2]:

$$A_{sn} = 0,01075 \text{ m}^2$$

Para o diâmetro interno segue-se o procedimento já descrito anteriormente.

$$A_{sn} = \frac{\pi}{4}(2D_{sn} + D_{ic})^2 - \frac{\pi}{4}D_{ic}^2 \quad (3.12)$$

$$D_{sn} = 0,09075 \text{ m}$$

De acordo com Saboohi et al [34], o fator de perda de pressão no *snout* $\left(\frac{\Delta P_{sn}}{q_{ref}}\right)$ é calculado como:

$$\frac{\Delta P_{sn}}{q_{ref}} = 0,25 \frac{A_{ref}}{A_{sn}} \quad (3.13)$$

$$\frac{\Delta P_{sn}}{q_{ref}} = 1,91$$

3.1.3 Swirler

A área do *swirler* pode ser calculada pela Equação (2.46).

$$\dot{m}_{sw} = \left\{ \frac{2\rho_3 \Delta P_{sw}}{K_{sw} \left[\left(\frac{\sec \beta}{A_{sw}} \right)^2 - \frac{1}{A_L^2} \right]} \right\}^{0,5} \quad (2.46)$$

Com as propriedades descritas na Tabela 3.3 conclui-se que:

$$A_{sw} = 0,0050 \text{ m}^2$$

A área calculada na equação anterior é a área total, por isso é necessário dividir a área anterior pelo número de *swirlers*. Esta divisão é feita tendo em consideração o *swirl number* que se pretende obter que no caso concreto é de 0,7. Assim utilizou-se 15 *swirlers* logo:

$$A_{sw} = 3,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

De seguida calcula-se o diâmetro do *swirler* sabendo que a área pode ser escrita pela Equação (2.47).

$$A_{sw} = \frac{\pi}{4} (D_{sw}^2 - D_{hub}^2) - 0,5n_v t_v (D_{sw} - D_{hub}) \quad (2.47)$$

Com as características da Tabela 3.3 sabe-se que:

$$D_{sw} = 0,0240 \text{ m}$$

O fator de perda de pressão no *swirler* $\left(\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}}\right)$ é calculado pela Equação (3.14), como demonstrado por Kothari e Dharmalingam [43]:

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}}\right)^2 (\sec \beta)^2 - \left(\frac{A_{ref}}{A_L}\right)^2 \right] \times \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3}\right)^2 \quad (3.14)$$

$$\frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} = 9,9997$$

3.1.4 Difusor

Kothari e Dharmalingam [43], concluíram que o fator de perda de pressão no difusor obtém-se a partir dos restantes:

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{sn}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{sw}}{q_{ref}} \quad (3.15)$$

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = 8,0886$$

De seguida calcula-se o ângulo do difusor ψ , para esse cálculo Priyant e Selwyn [2] propõem a Equação (3.16).

$$\psi = \arctan \left[\frac{\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} (A_{Di} P_3)^2}{502,4 \left(1 - \frac{A_{Di}}{A_{De}}\right) \dot{m}_3 T_3} \right] \quad (3.16)$$

$$\psi = 31,13^\circ$$

Por último calcula-se o comprimento do difusor a partir dos raios da zona externa do *snout* e da secção de entrada.

$$L_{dif} = \frac{R_{de} - R_{di}}{\tan \psi} \quad (3.17)$$

$$L_{dif} = 0,0109 \text{ m}$$

3.1.5 Comprimento das várias zonas

Começando pelo cálculo do comprimento do revestimento (L_L), é possível obtê-lo partindo da Equação (2.44).

$$L_L = \frac{-D_L}{0,05 \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \ln(1 - PF)} \quad (3.18)$$

O parâmetro $\left(\frac{\Delta P_L}{q_{ref}}\right)$ é o fator de perda de pressão no revestimento e é descrito pela Equação (3.19) proposta por Kothari e Dharmalingam [43] :

$$\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} \quad (3.19)$$

$$\frac{\Delta P_L}{q_{ref}} = 11,911$$

Para este caso considerou-se o *pattern factor* (PF) como sendo igual a 0,25, em concordância com Priyant e Selwyn [2].

$$L_L = 0,2644 \text{ m}$$

O comprimento da zona primária (L_{pz}) é assumido como $\frac{3}{4}$ do diâmetro anelar [2].

$$L_{pz} = \frac{3}{4} D_L \quad (3.20)$$

$$L_{pz} = 0,0302 \text{ m}$$

Kothari e Dharmalingam [43], sugerem a Equação (3.21) para o comprimento da zona de diluição, numa câmara com fator de perda de pressão de 20:

$$L_{dz} = D_L(3,83 - 11,83PF + 13,4PF^2) \quad (3.21)$$

$$L_{dz} = 0,0689 \text{ m}$$

O comprimento da zona secundária (L_{sz}) obtêm-se sabendo que a soma das 3 zonas tem de ser igual ao comprimento do revestimento.

$$L_{sz} = L_L - L_{dz} - L_{pz} \quad (3.22)$$

$$L_{sz} = 0,1653 \text{ m}$$

De acordo com Kothari e Dharmalingam [43], o ângulo da cúpula (θ_{do}) deve ser de 60 graus.

Partindo do ângulo é possível calcular o comprimento recorrendo à expressão seguinte proposta por Priyant e Selwyn [2]:

$$L_{do} = \frac{D_L - D_{sw}}{2 \tan(\theta_{do})} \quad (3.23)$$

$$L_{do} = 0,0047 \text{ m}$$

3.1.6 Aberturas em cada zona

Para determinar o número de aberturas em cada secção combinou-se o método de Cranfield com a Equação (2.36) para cada zona.

$$\delta_{max} = 1,25d_j J^{0,5} \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_j} \quad (2.36)$$

Como não existe forma de estimar o parâmetro (J) considerou-se um valor de 26 para as zonas principais como estudado por Holdemann [29], e um valor de 50 para as zonas de arrefecimento. O valor de δ_{max} foi considerado constante em todas os cálculos e corresponde a $0,4D_L$ [42, 12].

Para o caso das aberturas na cúpula o valor de \dot{m}_g e de \dot{m}_j são 8 e 12 respetivamente. Assim,

$$0,4 \times 0,0403 = 1,25d_j \times 26^2 \times \frac{8}{20}$$

$$d_j = 0,0063 \text{ m}$$

De seguida aplicou-se o método de Cranfield, Equação (2.41), para determinar o número de aberturas e o seu diâmetro final,

$$n_{do} = \frac{15,25\dot{m}_j \left(\frac{P_3 \Delta P_L}{T_3} \right)^{-0,5}}{d_j^2} \quad (2.41)$$

O valor de (ΔP_L) resulta da combinação das Equações (2.19), (2.20) e do fator de perda pressão no revestimento

$$U_{ref} = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 A_{ref}} \quad (2.19)$$

$$q_{ref} = \frac{\rho_3 U_{ref}^2}{2} \quad (2.20)$$

$$\Delta P_L = q_{ref} \times \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \quad (3.24)$$

Calculando os parâmetros anteriores obtém-se:

$$U_{ref} = 35,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$q_{ref} = 6250 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_L = 66178 \text{ Pa}$$

$$n_{do} = 98$$

Resta ainda determinar o valor real do diâmetro que pode ser determinado pela Equação (2.42), o valor de $C_D = 0,65$, com base no estudo feito por Kaddah [26].

$$d_h = \frac{d_j}{\sqrt{C_D}} \quad (2.42)$$

$$d_{h_{do}} = 0,0078 \text{ mm}$$

Aplicando o raciocínio anterior a todas as zonas obtém-se a Tabela 3.4.

Tabela 3.4-Propriedades das aberturas da câmara de combustão.

Zona	\dot{m}_g [%]	\dot{m}_j [%]	Aberturas principais	Aberturas arrefecimento	Diâmetro principal [m]	Diâmetro arrefecimento [m]
Cúpula	8	12	98	-	0,0078	-
Primária	20	20	252	864	0,0063	0,0034
Secundária	60	10	368	740	0,0037	0,0026
Diluição	80	10	398	784	0,0035	0,0025

Após o cálculo de todas as dimensões apresentou-se o desenho 3D da câmara de combustão na Figura 3.2, Figura 3.3 e Figura 3.4. No desenho das aberturas, subdividiu-se cada uma das zonas (primária, secundária e diluição) em zona principal e zona de arrefecimento. Ou seja, $\frac{1}{3}$ do comprimento de cada uma das zonas ficou reservado para as aberturas principais e os restantes $\frac{2}{3}$, para as aberturas de arrefecimento. Considerou-se também que as aberturas de arrefecimento são de fila dupla, enquanto as principais são de uma fila singular. As aberturas principais estão aplicadas no meio de cada subzona e as aberturas de arrefecimento estão aplicadas de forma a estarem igualmente espaçadas. Para ilustrar uma forma de provocar a queda de pressão utilizou-se desníveis com uma altura de 0,5 mm. Este valor é apenas indicativo não tendo sido feito nenhum estudo de forma a verificar a sua eficácia. Os desníveis não foram considerados para a análise 2D.



Figura 3.2-Vista frontal sem a casca.



Figura 3.3-Vista lateral sem a casca.

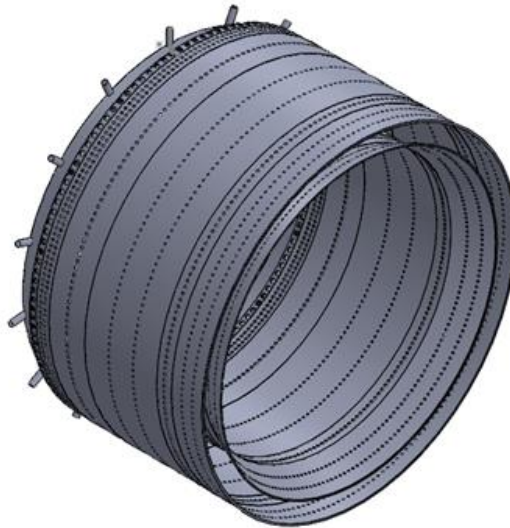


Figura 3.4-Vista isométrica sem a casca.

3.2 Análise numérica

Para avaliar a configuração proposta fez-se um estudo bidimensional utilizando o Ansys Fluent. Após o cálculo das dimensões presentes na figura desenhou-se em Solidworks uma câmara com essas dimensões. Para as aberturas principais considerou-se que eram aplicadas no centro de cada zona, para as subzonas de arrefecimento, que contêm mais do que uma abertura, considerou-se uma abertura com um dobro do tamanho. Assim obteve-se a Figura 3.5, que resume todo o processo de cálculo, as dimensões estão todas em milímetros.

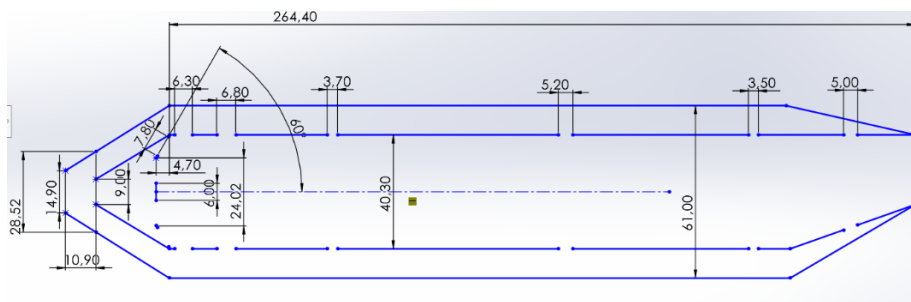


Figura 3.5-Desenho 2D da câmara de combustão.

De forma que se conseguisse obter resultados, houve necessidade de reduzir o modelo anterior apenas ao interior da câmara, que está representado na Figura 3.6. As designações que se encontram na figura são o nome das condições de fronteira. As siglas de 3 letras encontram-se esquematizadas na Tabela 3.5

Tabela 3.5-Legenda das condições de fronteira com 3 letras.

X	(p)-primária ou (s)-secundário ou (d)-diluição
X	(m)-main ou (c)-cool
X	(s)-superior ou (i)-inferior

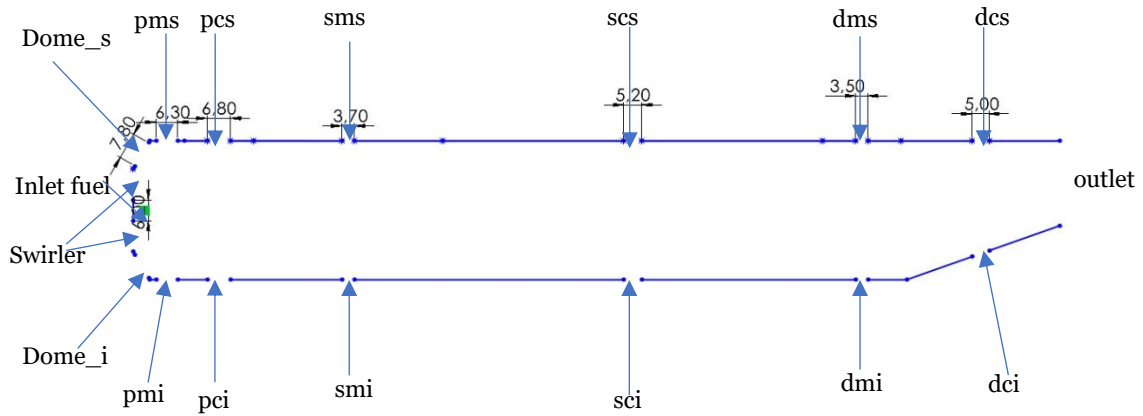


Figura 3.6-Condições de fronteira.

Após o desenho segue-se a criação da *mesh* para formar os elementos finitos. Na Tabela 3.6 estão apresentadas as principais definições da *mesh*.

Tabela 3.6-Definições da *mesh*.

Defaults	
Element Order	Linear
Element size	3 mm
Sizing	
Mesh Defeaturing	Yes
Capture Curvature	Yes
Capture Proximity	Yes
Inflation	
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	2
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre

Com as propriedades anteriores obtém-se a *mesh* representada na Figura 3.7.

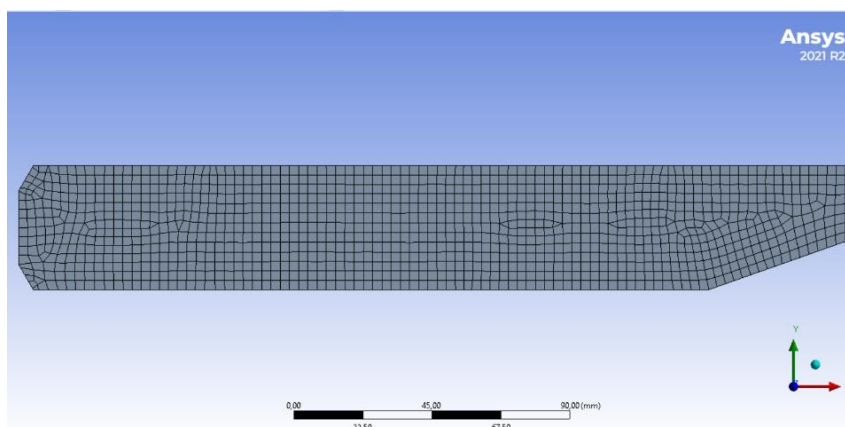


Figura 3.7-Representação da mesh utilizada.

Após a definição da mesh implementou-se no Ansys Fluent o procedimento descrito na Tabela 3.7

Tabela 3.7-Procedimento no Ansys Fluent.

General		
Type	Pressure-based	
Velocity Formulation	Absolute	
Time	Steady	
2D Space	Axisymmetric	
Models		
Energy	On	
Viscous	SST k-omega	
Species	Species Transport	
	Reactions	Volumetric
	Options	Difussion Energy Source
	Mixture-properties	Kerosene-air
	Turbulent chemistry interaction	Eddy-Dissipation
Methods		
Scheme	Coupled	
Flux type	Rhie-Chow:distance based	
Gradient	Least Squares Cell Based	
[Pressure;Energy]	Second Order Upwind	
Pseudo Transient	—	
Residuals		
Absolute criteria	10^{-6}	

Tabela 3.7-Procedimento no Ansys Fluent(continuação).

Boundary Conditions				
Inlet (todos menos o combustível)	Momentum			
	Mass flow specification method		Mass flow rate	
	Direction Specification method		Normal to Boundary Layer	
	Turbulence			
	Specification method		Intensity and viscosity ratio	
	Turbulent Intensity		5%	
	Turbulent viscosity ratio		10	
	Thermal			
	753 K			
	Species[fração molar]			
	$C_{12}H_{23}$	O_2	CO_2	H_2O
10^{-6}	0,21	10^{-6}	1	
Inlet(fuel)	Momentum(igual ao anterior)			
	Thermal			
	300 K			
	Species[frações molares]			
	$C_{12}H_{23}$	O_2	CO_2	H_2O
	1	0	0	0
Outlet	Momentum			
	Mass flow specification method		Mass flow rate	
	Mass flow rate		28,95 [kg · s ⁻¹]	
Initialization				
Hybrid Initialization		—		
Run calculations				
Number of iterations		500		

A distribuição de caudais encontra-se na tabela Tabela 3.8.

Tabela 3.8- Caudal em cada zona de fronteira.

Sms, scs, smi, sci, dms, dcs, dmi, dci	pms, pcs, pmi, pci	Dome_s, dome_i	Swirler	Fuel	Outlet
[kg · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]	[kg · s ⁻¹]
1,43	2,87	1,14	3,44	0,25	28,95

Uma vez implementado o procedimento anterior obteve-se os resultados de velocidade, pressão absoluta e temperatura absoluta respectivamente, e apresentados na Figura 3.8, Figura 3.9 e Figura 3.10.

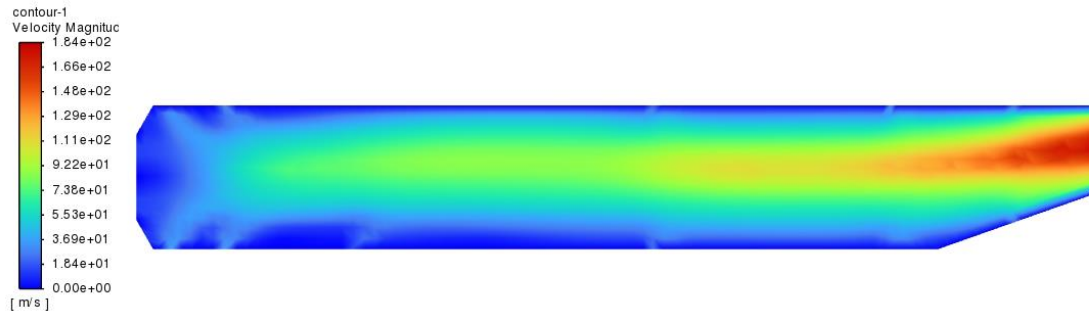


Figura 3.8-Distribuição de velocidade ao longo do interior da câmara.



Figura 3.9-Distribuição de pressão absoluta ao longo do interior da câmara.

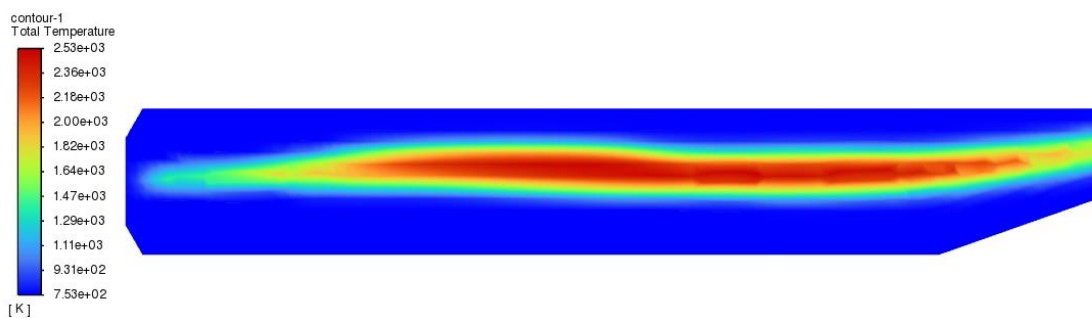


Figura 3.10-Distribuição de temperatura total ao longo do interior da câmara.

3.3 Análise de resultados

Para analisar os resultados comparou-se o que foi obtido neste trabalho com o que foi obtido por Priyant e Selwyn [2] e que se encontra representado na Figura 3.11, Figura 3.12 e Figura 3.13.

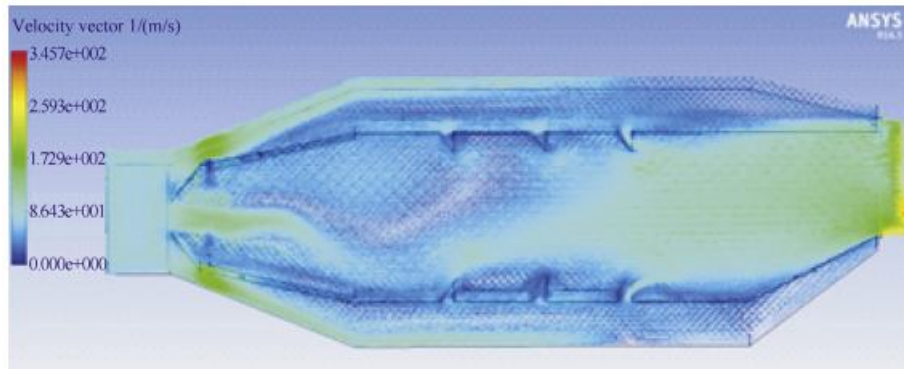


Figura 3.11- Representação da velocidade na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].

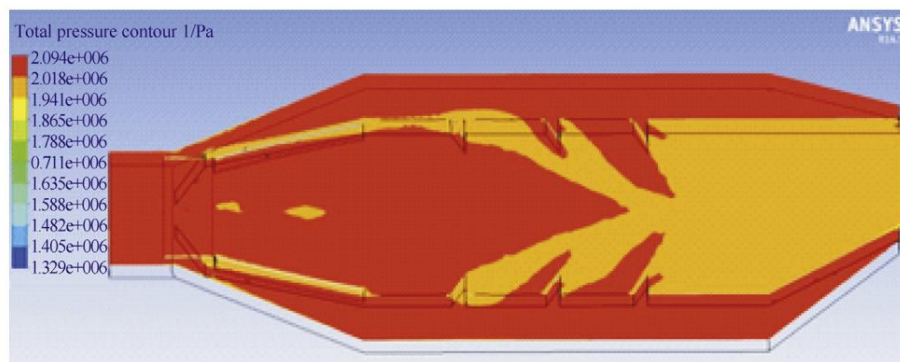


Figura 3.12-Representação da pressão absoluta na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].

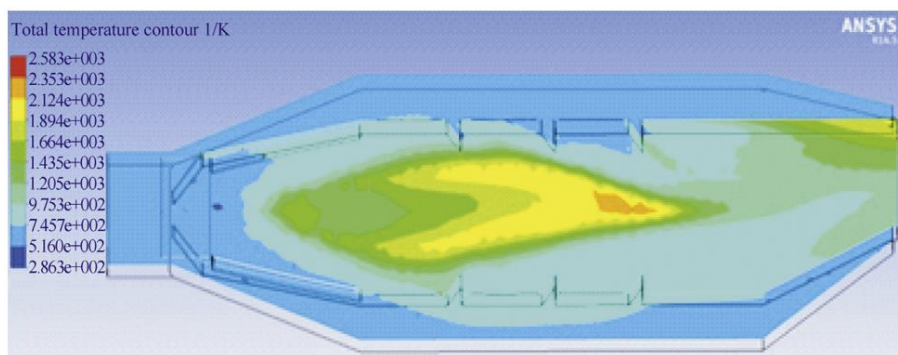


Figura 3.13-Representação da temperatura total na câmara de combustão no trabalho de Priyant e Selwyn [2].

Começando por comparar os valores de velocidade que se encontram na Figura 3.8 e Figura 3.11, observa-se que apesar da distribuição ser diferente, os valores na saída da câmara são relativamente próximos, sendo de $185 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ neste trabalho, e $173 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ no trabalho de Priyant e Selwyn [2]. Analisando agora a zona de combustão primária da Figura 3.8, verifica-se que a velocidade na região definida pela cúpula, *swirler* e abertura principal, está compreendida entre aproximadamente $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ e $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Este valor está dentro do intervalo previsto por Crocker et al e Lefebvre e Ballal [44, 12].

Ao comparar os valores de pressão absoluta presentes, na Figura 3.9 e na Figura 3.12, verifica-se que o valor máximo e mínimo de pressão obtidos neste trabalho são $2,08 \times 10^6 \text{ Pa}$ e $2,01 \times 10^6 \text{ Pa}$ respetivamente, calculando a perda de pressão no revestimento obtém-se 0,0348. De acordo com Kothari e Dharmaligan [43] a perda de pressão no revestimento representa entre 60% a 70% da perda de pressão total. Portanto considerando o pior cenário com 60%, obtém-se uma perda de pressão total de 0,058. Já no trabalho de Priyant e Selwyn [2], o valor máximo e mínimo é de $2,094 \times 10^6 \text{ Pa}$ e $1,953 \times 10^6 \text{ Pa}$ respetivamente, resultando numa perda de pressão total de 0,072. Os valores de perda de pressão total deveriam ser inferiores a 0,060, portanto, concluiu-se que houve uma melhoria neste parâmetro. Observando agora a distribuição, verifica-se que a perda de pressão ocorre na localização das entradas de ar, mas por motivos de escala essa visualização não é tão clara no trabalho de Priyant e Selwyn.

O último resultado a ser analisado são os valores de temperatura total presentes na Figura 3.10 e na Figura 3.13. Tendo em conta, mais uma vez, que a distribuição de temperatura é diferente observa-se que neste trabalho o valor mínimo é de 753 K , o valor máximo é de 2534 K , e o valor na saída da câmara é aproximadamente 1600 K . No trabalho de Priyant e Selwyn [2] o valor mínimo é de 286 K , o valor máximo é de 2583 K , e o valor máximo na saída da câmara é de aproximadamente 1600 K . Conclui-se, portanto, que à exceção do valor mínimo, os restantes valores de interesse são muito próximos. Em relação à discrepância de valores mínimos pensa-se que possa ser um problema do software, uma vez que no gráfico de temperatura estática o valor mínimo é de 300 K , que corresponde à temperatura de entrada do combustível. Como se pode verificar pela Figura 3.8 a velocidade na região de entrada do combustível é reduzida, pelo que a temperatura total deverá ser um valor próximo de 300 K .

De uma maneira geral, as diferenças na distribuição de velocidade, pressão absoluta e temperatura absoluta podem ser explicadas devido à utilização completa da secção transversal câmara, diferente localização das entradas de ar, ao seu formato e número, bem como o facto de análise realizada por Priyant e Sewlwy [2] não ter sido axissimétrica.

Capítulo 4

Conclusões e trabalhos futuros

4.1 Conclusões

A realização deste trabalho teve como objetivo o projeto de uma câmara de combustão anelar para um motor turbofan. O ponto de partida foram as condições de pressão, temperatura e caudal na saída do compressor. Além do projeto teórico, pretendeu-se validar a configuração proposta através de uma simulação 2D utilizando o Ansys Fluent. Este trabalho inspirou-se na configuração proposta por Priyant e Selwyn [2], e procurou-se melhorá-la com o objetivo de reduzir a sua perda de pressão.

No estado da arte apresentou-se os fundamentos de um motor turbofan e uma breve descrição dos seus componentes, explorando de forma mais aprofundada os tipos e as propriedades das câmaras de combustão. Em seguida expôs-se a informação sobre os difusores e a metodologia aerodinâmica para dimensionar a geometria da câmara, bem como o *swirler* e as aberturas. Para além do que já foi referido, foram feitas breves referências a alguns modelos de combustão e à emissão de gases poluentes.

No caso de estudo implementou-se a metodologia descrita por Lefebvre e Ballal [12] e Kothari e Dharmalingam [43], calculando todas as dimensões necessárias para construir o modelo tridimensional da câmara de combustão. Para a construção do modelo, definiu-se a espessura do desnível para as entradas de ar como sendo 0,5 mm e considerou-se que as zonas de arrefecimento continham uma fila dupla de aberturas.

Para validar a configuração obtida realizou-se uma simulação 2D contendo apenas a parte interior da câmara, devido a problemas em conseguir simular a câmara na sua totalidade, e obteve-se a distribuição de velocidade, pressão absoluta e temperatura total. Em seguida comparou-se esses resultados com o obtido por Priyant e Selwyn [2] e concluiu-se que houve uma melhoria significativa na perda de pressão total, que é de 0,058. Para além da perda de pressão total, os valores de velocidade na saída e temperatura total na saída estavam dentro do esperado, sendo $185 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ e 1600 K , respetivamente. Com base na simulação realizada é possível concluir que a configuração proposta apresenta resultados promissores, existindo ainda a possibilidade de a perda de pressão total ser inferior ao obtido. Isto acontece caso a perda de pressão nas outras secções da câmara represente menos de 40% da perda de pressão total, valor que foi assumido.

4.2 Trabalhos futuros

Como trabalho futuro propõe-se o dimensionamento dos desníveis das entradas de ar, de forma que se conseguia admitir o caudal de ar pretendido. Uma vez dimensionados os desníveis, será possível simular a câmara completa em 2D e posteriormente em 3D. Para além da parte aerodinâmica é também necessário estudar a câmara do ponto de vista da combustão, nomeadamente a emissão de gases poluentes e a eficiência da combustão. Por último, seria necessário estudar do ponto de vista estrutural, com o dimensionamento da espessura e a escolha dos materiais adequados para suportar as tensões e os efeitos térmicos resultantes da combustão. Este é um passo importante para garantir a durabilidade e integridade da câmara ao longo do tempo de operação.

Bibliografia

- [1] desconhecido, “Powerweb,” [Online]. Available: <http://www.fi-powerweb.com/Aviation-Gas-Turbines.html>. [Acedido em 06 04 2023].
- [2] M. C. Priyant e A. Selwyn, “Desing and analysis of annular combustiion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft,” *Journal of Propulsion and power*, vol. 5, n^o 2, pp. 97-107, 2016.
- [3] K. Hünecke, *Jet Engines, Fundamentals of theory design and operation*, Motorbooks & Wholesalers , 2003.
- [4] desconhecido, “Szellemi Tulajdon Nemzeti Hivatala,” 16 Maio 2016. [Online]. Available: <https://www.sztnh.gov.hu/hu/magyar-feltalalok-es-talalmanyai/jendrassik-gyorgy>. [Acedido em 15 Fevereiro 2023].
- [5] P. G. e. A. Roland, *Atmospheric Flight in the Twentieth Century*, Springer Science+Business media, 2000.
- [6] A. F. El-Sayed, *Aircraft Propulsion and gas turbine engines*, CRC Press, 2017.
- [7] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Elsevier, 2006.
- [8] T. W. Wild e M. J. Kroes, *Aircraft PowerPlants*, McGraw-Hill, 2014.
- [9] J. L. Kerrebrock, *Aircraft Engines and Gas Turbines*, 1992.
- [10] Rolls-Royce, *The jet engine*, 1996.
- [11] W. T. Olson, “Combustion Chamber Development,” em *Design and Performance of Gas Turbines Power Plants*, Princeton University, 1960, pp. 289-350.
- [12] A. H. Lefebvre e R. D. Ballal, *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*, CRC Press, 2010.
- [13] I. Glassman e A. R. Yetter, *Combustion*, Elsevier, 2008.

- [14] S. R. Turns, *An Introduction to Combustion Concepts and Applications*, McGraw-Hill, 2012.
- [15] G. Sovran e E. D. Klomp, “Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross Section,” *elsevier*, pp. 270-319, 1967.
- [16] S. J. Stevens, S. P. Harasgama e P. Wray, “The Influence of Blade Wakes on the Performance of Combustor Shortened Prediffusers,” *Journal of Aircraft*, vol. 21, n° 9, pp. 641-648, 1984.
- [17] R. P. Lohmann, S. J. Markowski e E. T. Brookman, “Swirling Flow Through Annular Diffusers With Conical Walls,” *Journal of Fluid Engineering*, vol. 101, pp. 224-229, 1979.
- [18] J. A. Hoffmann, “Effects of Free-Stream Turbulence on Diffuser Performance,” *Journal of Fluids Engineering*, vol. 103, pp. 385-390, 1981.
- [19] S. J. Stevens e G. J. Williams, “The Influence of Inlet Conditions on the Performance of Annular Diffusers,” *Journal of Fluids Engineering*, vol. 102, pp. 357-363, 1980.
- [20] A. Klein, “Characteristics of Combustor Diffusers,” *Progress in Aerospace Science*, vol. 31, pp. 171-271, 1995.
- [21] C. R. Fishenden e S. J. Stevens, “Performance of Annular Combustor-Dump Diffusers,” *Journal of Aircraft*, vol. 14, n° 1, pp. 60-67, 1976.
- [22] R. Hestermann, S. Kim, A. Ben Khaled e S. Wittig, “Flow Field and Performance Characteristics of Combustor Diffusers: A Basic Study,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 117, pp. 686-694, 1995.
- [23] J. F. Carrotte, D. W. Bailey e C. W. Frodsham, “Detailed Measurements on a Detailed Measurements on a Diffuser System,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 117, pp. 678-685, 1995.
- [24] R. Srinivasan, G. Freeman, J. Grahmann e E. Coleman, “Parametric Evaluation of the Aerodynamic Performance of an Annular Combustor-Diffuser System,” em *AIAA 26th Joint Propulsion Conference*, Orlando, FL, 1990.

- [25] D. S. Milner, *Internal Flow Systems*, Cranfield: BHRA Fluid Engineering, 1978.
- [26] K. S. Kaddah, em *Discharge Coefficients and Jet Deflection Angles for Combustor* , College of Aeronautics, Cranfield, 1964.
- [27] E. R. Norster, *Jet Penetration and Mixing Studies*, Cranfield: Estudo não publicado, 1964.
- [28] K. Sridhara, “Gas Mixing in the Dilution Zone of a Combustion Chamber,” *College of Aeronautics* , Cranfield, 1967.
- [29] J. D. Holdeman, “MIXING OF MULTIPLE JETS WITH A CONFINED SUBSONIC,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 19, nº 1, pp. 31-70, 1993.
- [30] Y. Katomi e I. Greber, “Experiments on Confined Turbulent Jets in Cross,” em *AIAA 6th Fluid and Plasma Dynamics Conference*, Palm Springs, 1973.
- [31] K. Bhupendra, B. Olamilekan e S. Vishal, “Design, Evaluation and Performance Analysis of Staged Low Emission Combustors,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 136, pp. 1-11, 2014.
- [32] J. D. Holdeman e R. srinivasan , “Modeling Dilution Jet Flowfields,” *Journal of Propulsion and Power*, vol. 2, nº 1, pp. 4-10, 1986.
- [33] K. Bhupendra, L. Dong e S. Vishal, “Design and study on performance of axial swirler for annular by changing different design parameters,” *Journal of the Energy Institute*, pp. 1-11, 2014.
- [34] Z. Saboohi, F. Ommi e A. Fakhrtabatabaei , “Development of an augmented conceptual design tool for aircraft gas turbine combustors,” *International Journal of Multiphysics*, vol. 10, nº 1, pp. 53-74, 2016.
- [35] J. M. Beer e N. A. Chigier, “Combustion Aerodynamics,” *Journal of Fluid Mechanics* , vol. 54, nº 4, pp. 762-765, 1972.
- [36] E. Kilik, *The Influence of Swirler Design Parameters on the Aerodynamics*, Cranfileld Institute of Technology, 1976.

- [37] A. H. Lefebvre e V. W. Greenhough, “Some Applications of Combustion Theory To Gas Turbine,” em *Sixth Symposium (international) on Combustion*, New York, 1957.
- [38] A. H. Lefebvre e G. A. Halls, “Some Experiences in Combustion Scaling,,” em *AGARD Advanced Aero Engine Testing*, New York, 1959, pp. 177-204.
- [39] J. H. Childs, “Preliminary Correlation of Efficiency of Aircraft Gas-Turbine,” em *NACA RM E50F15*, Washington DC, NACA, 1950.
- [40] F. Omni e . M. Azimi, “Most effective combustion technologies for reducing Nox emissions in aero gas turbines,” *Journal of Multiphysics*, vol. 6, n° 4, pp. 417-423, 2012.
- [41] S. Zang, B. Ge, Y. Ji, Y. Yuan e J. Xin, “Investigation of the combustion performance in a three-nozzle RQL combustor,” em *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Seul, 2016.
- [42] S. A. Shakariyants, “GENERIC GEOMETRY DEFINITION OF THE AIRCRAFT ENGINE COMBUSTION,” em *Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea and Air*, Vienna, 2004.
- [43] S. Dharmalingam e K. D. Kothari, “Design of a laboratory annular combustor,” *International Journal of Aviation, Aeronautics and Aerospace*, vol. 8, n° 4, pp. 1-18, 2021.
- [44] D. S. Crocker, D. Nickolaus e C. E. Smith , “CFD Modeling of a Gas Turbine Combustor From Compressor Exit to Turbine Inlet,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 121, pp. 89-95, 1999.

