



**Projeto e Simulação de uma Câmara de
Combustão Anelar para um Turbohélice de
Pequenas Dimensões**
(Versão final após defesa)

Maria Francisca Basílio Ferreira Abrantes Carlos

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

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

fevereiro de 2024

Declaração de Integridade

Eu, Maria Francisca Basílio Ferreira Abrantes Carlos, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição a38031 de 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 referência de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã 20 /02 /2024

A handwritten signature in blue ink that reads "Francisca Basilio Ferreira". The signature is written in a cursive, flowing style.

Agradecimentos

Os primeiros agradecimentos são dirigidos às minhas pessoas-casa por serem a minha base de amor, apoio, incentivo e suporte. Profundamente grata por toda a dedicação, pelas oportunidades ao longo da vida e pela formação como pessoa.

Aos meus pais o meu profundo agradecimento por proporcionarem sempre o melhor tanto a mim como ao meu irmão. São o maior exemplo de trabalho e resiliência para nós.

À minha avó que personifica a palavra amor e que faz questão de ser presença tão ativa em todos os momentos da minha vida.

Ao Daniel, por toda a cumplicidade ao longo dos anos e pela presença e companhia durante a escrita da dissertação.

Ao Ivo estou imensamente grata por todo o apoio, suporte e partilha de conhecimento, destacando toda a ajuda e atenção durante o desenvolvimento da dissertação. Obrigada pelo companheirismo e vivências lado a lado durante o percurso académico, mas principalmente a nível pessoal pelos momentos marcantes e tão especiais.

Aos meus tios, João e Maria João, e primos pela preocupação e motivação ao longo da vida.

Expresso o meu agradecimento ao Professor Francisco Brójo pelo contributo, disponibilidade e sugestões de melhoria que possibilitaram a realização da presente dissertação. Grata ainda pela disponibilização do computador, no qual foram efetuadas as simulações.

À Mariana por todos os momentos vividos ao longo dos anos académicos e pela cumplicidade crescente na vida pessoal.

Ao Pedro, Maria, Andreia, Henrique e Mafalda pela amizade ao longo de todos estes anos.

À Cláudia por ter aparecido numa fase inicial em que tudo eram questionamentos e dúvidas e, sem se aperceber, foi uma força e incentivo extra e marcou mesmo uma viragem na forma de encarar este percurso.

A toda a equipa de Engenharia de Manufatura Fabricação de Compósitos da Aernnova Évora pela prontidão e disponibilidade, em especial à Joana pela motivação e por reunir sempre as condições para conciliar o trabalho com a conclusão da dissertação. Ao Fonseca por toda a preocupação e motivação.

A todos os que contribuíram para que a realização deste trabalho fosse possível, o meu sincero agradecimento.

Resumo

O presente trabalho foca-se no projeto de uma câmara de combustão para um motor turbohélice de reduzidas dimensões para ser aplicado num UAV capaz de operar com a missão de vigilância, bem como na simulação do desempenho da respetiva câmara. Dados os requisitos propostos, a configuração adequada para atender aos requisitos de tamanho é a câmara de combustão anelar. No projeto de câmaras de combustão destaca-se a análise de vários parâmetros, nomeadamente o diâmetro de referência, os comprimentos das zonas primárias, secundária e de diluição, da distribuição de ar nessas zonas, o dimensionamento do difusor, *swirler* e orifícios de admissão de ar. Para a obtenção destes cálculos teve-se em consideração as condições iniciais de projeto. Neste sentido, desenvolveu-se um modelo numérico para calcular as dimensões geométricas da câmara de combustão com auxílio de um programa em MATLAB. Após a geometria da câmara ficar definida, construiu-se um modelo tridimensional da câmara de combustão utilizando o software SOLIDWORKS, de modo a ser possível efetuar posterior análise do desempenho da câmara de combustão com base na Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD). A modelação via CFD possibilita a análise do escoamento ao longo da câmara de combustão tendo em conta os efeitos da viscosidade e turbulência, recorrendo-se a modelos de turbulência. O software utilizado foi o ANSYS Fluent 2020 R2, para resolver numericamente o escoamento turbulento optando-se por utilizar o método RANS, e como modelo de turbulência optou-se pelo $k - \varepsilon$ standard. O combustível utilizado foi o *kerosene* ($C_{10}H_{22}$), sendo que os parâmetros analisados nas simulações numéricas foram o perfil de temperaturas ao longo da câmara e à saída da câmara de combustão, a distribuição da fração mássica do combustível, CO_2 , NO_x e CO . Os resultados obtidos demonstram concordância com a literatura, nomeadamente a nível da distribuição de temperaturas ao longo da câmara com destaque para a temperatura máxima na câmara se verificar na zona primária atingindo cerca de 2086 K e registando-se um decréscimo da temperatura ao longo da câmara, sendo a temperatura à saída da câmara de aproximadamente 1400 K . Relativamente às emissões produzidas pela câmara de combustão projetada, a formação dos poluentes decorreu dentro das zonas estipuladas para existir uma redução dos poluentes emitidos. Tal, denota a possibilidade de compreender o comportamento do escoamento dentro da câmara de combustão, bem como a viabilidade da câmara de combustão projetada ser aplicada em UAVs.

Palavras-chave

Projeto; Turbohélice; Câmara de combustão anelar; CFD; ANSYS Fluent; Emissões

Abstract

The present work focuses on a combustion chamber design for a small turboprop engine to be implemented in a UAV capable of operating with a surveillance mission, besides simulating the performance of the respective chamber. Considering the proposed requirements, an annular combustion chamber is the appropriate configuration to meet the size requirements. The combustion chamber design involves analysing various parameters, including the reference diameter, the lengths of the primary, secondary and dilution zones, the distribution of air in these zones, the sizing of the diffuser, swirler and air intake holes. The initial design conditions were considered when making these calculations. A numerical model was developed to calculate the geometric dimensions of the combustion chamber using MATLAB. After defining the geometry of the combustion chamber, a three-dimensional model of the combustion chamber was created using SOLIDWORKS, to subsequently analyse the performance of the combustion chamber using Computational Fluid Dynamics (CFD). CFD modelling enables analysing the flow through the combustion chamber, considering the effects of viscosity and turbulence, using turbulence models. The software used to solve the turbulent flow numerically was ANSYS Fluent 2020 R2, using the RANS method and the standard k- ϵ turbulence model. The fuel used was kerosene ($C_{10}H_{22}$), and the parameters analysed in the numerical simulations were the temperature profile along the chamber, temperature at the exit of the combustion chamber, the distribution of the fuel mass fraction, CO_2 , NO_x and CO . The results obtained are in accordance with the published literature, in terms of the distribution of temperatures throughout the chamber, with the maximum temperature in the chamber being in the primary zone, reaching around 2086 K, and with a decrease in temperature throughout the chamber, with the temperature at the exit of the chamber being approximately 1400 K. Regarding the emissions produced by the designed combustion chamber, the formation of pollutants happened within the zones stipulated for there to be a reduction in the emissions of pollutants. This result shows that it is possible to understand the behaviour of the flow inside the combustion chamber, as well as the feasibility of the designed combustion chamber applying to UAVs.

Keywords

Design; Turboprop; Annular Combustion Chamber; CFD; ANSYS Fluent; Emissions

Índice

Capítulo 1	1
1.1 Enquadramento e Motivação	1
1.2 Objetivos da Dissertação	5
1.3 Organização da Dissertação	5
Capítulo 2	7
2.1 Turbinas a Gás	7
2.1.1 Constituição dos Motores Turbohélice	8
2.1.1.1 Hélice	8
2.1.1.2 Caixa redutora	8
2.1.1.3 Compressor	9
2.1.1.4 Câmara de Combustão	9
2.1.1.5 Turbina	9
2.1.1.6 Bocal	9
2.2 Câmaras de Combustão	10
2.2.1 Classificação das Câmaras de Combustão	10
2.2.2 Componentes de uma câmara de combustão	12
2.2.3 Zonas da Câmara de Combustão	13
2.2.3.1 Zona Primária	13
2.2.3.2 Zona Secundária	14
2.2.3.3 Zona de Diluição	14
2.3 Ciclo de Brayton – Funcionamento de Turbinas a Gás	14
2.3.1 Análise Teórica do Ciclo de Brayton	15
2.3.1.1 Análise dos Gráficos P-v e T-s	17
2.3.1.2 Análise Termodinâmica do Ciclo de Brayton	18
2.4 Combustão	20
2.4.1 Razão Estequiométrica	21
2.4.2 Entalpia de formação	22
2.4.3 Entalpia absoluta	23
2.4.4 Entalpia de reação e entalpia de combustão	23
2.4.5 Poder calorífico	24
2.4.6 Temperatura Adiabática de Chama	24
2.4.7 Tipos de chama	26
2.4.8 Emissões	26
2.4.8.1 Métodos de Controlo de Poluentes	27

2.4.8.2	Formação de CO	28
2.4.8.3	Formação de NO _x	28
Capítulo 3		31
3.1	Dimensionamento da Câmara de Combustão Anelar	31
3.1.1	Área de Referência	33
3.1.2	Área do <i>Liner</i>	34
3.1.2	Área Anelar	34
3.1.3	Diâmetro do <i>liner</i> e de referência	34
3.1.4	Área <i>Snout</i>	35
3.1.5	Área do <i>Swirler</i>	35
3.1.6	Dimensões do difusor	36
3.1.7	Comprimento do <i>Liner</i>	37
3.1.8	Dimensões da Zona Primária	38
3.1.9	Dimensões da Zona Secundária	38
3.1.10.	Dimensões da Zona de Diluição	38
3.1.11	Dimensões da Zona de Recirculação	40
3.1.12	Dimensões dos Orifícios	40
3.1.13	Distribuição do escoamento de ar	41
3.2	Desenho Técnico da Câmara de Combustão	42
Capítulo 4		45
4.1	Dinâmica de Fluidos Computacional	45
4.1.1	Equações de Governo	46
4.1.2	Métodos de simulação de escoamentos turbulentos	47
4.1.2.1	Simulação numérica direta	47
4.1.2.2	Simulações de Grande Escalas	48
4.1.2.3	Reynolds Average Navier-Stokes	48
4.1.3	Modelos de turbulência	50
4.1.3.1	Modelo k- ϵ	50
4.1.3.2	Modelo k- ω	51
4.1.4	Geração da Malha Numérica	52
4.2	Configuração do Problema	53
4.2.1	Modelos	53
4.2.2	Condições de Fronteira	54
4.2.3	Métodos de solução	55
4.2.4	Controlos de Solução	55
4.2.5	Monitores	56
4.2.6	Inicialização e Cálculo da Solução	56

Capítulo 5	57
5.1 Convergência	57
5.1.1. Análise y^+	58
5.2 Distribuição da Temperatura na Câmara de Combustão	59
5.3 Distribuição da Pressão e Velocidade na Câmara de Combustão	61
5.4 Distribuição do Escoamento do Ar	62
5.5 Análise das emissões	62
5.5.1. Dióxido de Carbono	63
5.5.2 Monóxido de Carbono	64
5.5.3 Óxidos de Azoto	64
5.6 Sumário	65
Capítulo 6	67
6.1 Conclusões	67
6.2 Trabalhos Futuros	68
Bibliografia	69
Anexos	73

Lista de Figuras

Figura 1. 1. Esquema de um Sistema Aéreo Não Tripulado (adpatado de (Granshaw, 2018)).	2
Figura 1. 2. Perfil de Missão: Cruzeiro Simples.	4
Figura 1. 3. Perfil de Missão: Cruzeiro e Vigilância.	5
Figura 2. 1. Constituintes de um motor turbohélice (El-Sayed, 2017).	8
Figura 2. 2. Ilustração dos três tipos principais de câmaras de combustão (tubular, tubo-anelar e anelar) (Lefebvre & Ballal, 2010).	11
Figura 2. 3. Principais componentes de uma câmara de combustão (Lefebvre & Ballal, 2010).	12
Figura 2. 4. Métodos de recirculação na zona primária: (a) Jatos opostos; (b) <i>Swirl</i> ; (c) Combinação de <i>swirl</i> e jatos opostos (Coelho & Costa, 2012).	13
Figura 2. 5. Funcionamento da turbina a gás – Ciclo de Baryton Aberto (adaptado de Borgnakke & Sonntag, 2014).	15
Figura 2. 6. Ciclo de Brayton Fechado	16
Figura 2. 7. Gráficos $P - v$ e $T - s$ relativos ao ciclo teórico de turbinas a gás – Ciclo Brayton (Borgnakke & Sonntag, 2014).	17
Figura 2. 8. Rendimento do ciclo em função da razão de pressão (Batista, 2011).	20
Figura 2. 9. Curva de inflamabilidade relativa ao <i>kerosene</i> nas condições de 460 K e 400 000 Pa .	26
Figura 3. 1. Geometria de uma câmara de combustão anelar (adaptado de (Dharmalingam & Kothari, 2021))	31
Figura 3. 2. Metodologia desenvolvida para o projeto da câmara de combustão anelar.	32
Figura 3. 3. Comprimentos de referência para uma câmara de combustão anelar (Mark & Selwyn, 2016).	35
Figura 3. 4. Gráfico do desempenho da mistura na zona de diluição (Paula, 2016).	39
Figura 3. 5. Modelo 3D da câmara de combustão projetada.	43
Figura 3. 6. Dimensões da Câmara de Combustão projetada.	43
Figura 4. 1. Representação esquemática da decomposição de Reynolds (Lima, 2013).	49
Figura 4. 2. Vista global do domínio da malha.	53

Figura 5. 1. Resíduos da simulação numérica.	58
Figura 5. 2. Valores de Y^+ obtidos na simulação numérica para a câmara projetada.	59
Figura 5. 3. Distribuição de temperaturas na camara de combustão projetada.	59
Figura 5. 4. Gráfico da distribuição da temperatura ao longo da câmara de combustão.	60
Figura 5. 5. Perfil de temperatura à saída da câmara de combustão.	61
Figura 5. 6. Contornos da magnitude da velocidade ao longo da câmara de combustão.	61
Figura 5. 7. Contornos da pressão total ao longo da câmara de combustão.	62
Figura 5. 8. Distribuição da fração mássica do combustível no interior da câmara de combustão.	63
Figura 5. 9. Distribuição da fração mássica de CO_2 ao longo da câmara de combustão.	63
Figura 5. 10. Distribuição da fração mássica de CO ao longo da câmara de combustão.	64
Figura 5. 11. Distribuição da fração mássica de NO_x ao longo da câmara de combustão.	65

Lista de Tabelas

Tabela 1. 1. Valores de requisitos por definição relativos ao alcance e autonomia.	2
Tabela 1. 2. Valores de requisitos por definição relativos à altitude e velocidade.	2
Tabela 1. 3. Dados de UAVs com missão de vigilância.	3
Tabela 1. 4. Parâmetros definidos para o desempenho de missão proposto.	4
Tabela 2. 1. Processos do Ciclo de Brayton (adaptado de (Borgnakke & Sonntag, 2014)).	18
Tabela 3. 1. Quedas de pressão para as diversas tipologias de Câmaras de Combustão (Lefebvre & Ballal, 2010).	33
Tabela 3. 2. Curvas de desempenho de mistura na zona de diluição (Paula, 2016).	39
Tabela 3. 3. Distribuição do caudal mássico do ar nas diferentes zonas da câmara de combustão (Mark & Selwyn, 2016).	41
Tabela 3. 4. Condições iniciais para dimensionamento da câmara de combustão (adaptado de (Shehata et al., 2019)).	42
Tabela 3. 5. Dimensões obtidas para a câmara de combustão.	42
Tabela 4. 1. Parâmetros para gerar a malha.	52
Tabela 4. 2. Espectro Métrica Espectro Métrica da Malha – <i>Skewness</i> (Gok et al., 2017).	53
Tabela 4. 3. Espectro Métrica da Malha – <i>Orthogonal quality</i> (Gok et al., 2017).	53
Tabela 4. 4. Valores dos fatores de relaxamento (URF).	56
Tabela 5. 1. Mass Imbalance da simulação realizada no presente trabalho.	58
Tabela 5. 2 Tabela comparativa da Temperatura à Saída e Temperatura Máxima com a literatura.	60
Tabela A. 1. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas à Observação da Terra.	73
Tabela A. 2. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas ao Ordenamento Territorial e Gestão Comercial.	74
Tabela A. 3. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas ao Segurança Interna.	75

Lista de Acrónimos

AIAA	American Institute of Aeronautics and Astronautics
APV	Automatically Piloted Vehicle
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computacional Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
DNS	Direct Numerical Simulation
EVM	Eddy Viscosity Models
GPS	Global Positioning System
LES	Large Eddy Simulation
PDF	Probability Density Function
PF	<i>Pattern Factor</i>
Presto!	PREssure STaggering Option
PTP	Estado de referência padrão (Pressão e Temperatura Padrão)
RAM	Random Access Memory
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RNG	Renormalization-group
RPV	Remotely Piloted Vehicle
RSM	Reynold Stress Model
SIMPLE	Semi- Implicit Method for Pressure Linked Equations
SIMPLEC	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent
SST	Shear-Stress Transport
UAS	Unmanned Aerial Systems
UAV	Unmanned Aerial Vehicle
UBI	Universidade da Beira Interior

Lista de Símbolos

A	Área	m^2
A_0	Área do <i>Snout</i>	m^2
A_{an}	Área do Liner	m^2
A_{ref}	Área de Referência	m^2
A_{sw}	Área do <i>Swirler</i>	m^2
C_F	Coefficiente de Tração	–
C_p	Calor específico a pressão constante	$J kg^{-1} K^{-1}$
C_V	Calor específico a volume constante	$J kg^{-1} K^{-1}$
C_μ	Constante do modelo $k - \varepsilon$	–
C_1, C_2	Constantes de modelo $k - \varepsilon$	–
D	Diâmetro	m
D_L	Diâmetro do Liner	m
D_{ref}	Diâmetro de referência	m
D_{sw}	Diâmetro do <i>Swirler</i>	m
g	Aceleração da gravidade	$m s^{-2}$
h	Entalpia específica	$J kg^{-1}$
h_f	Entalpia de formação de uma dada substância	$J kg^{-1}$
h_f^0	Entalpia de formação padrão	$J kg^{-1}$
\bar{h}_f	Entalpia de formação de uma mole de substância	$J kmol^{-1}$
H	Entalpia	J
k	Condutividade térmica	$W m^{-1} K^{-1}$
k	Energia cinética turbulenta	$m^2 s^{-2}$
L_{dif}	Comprimento do difusor	m
L_{DZ}	Comprimento da Zona de Diluição	m
L_L	Comprimento do Liner	m
L_{PZ}	Comprimento da Zona Primária	m
L_{RZ}	Comprimento da Zona de Recirculação	m
L_{SZ}	Comprimento da Zona Secundária	m
M	Massa Molar	$kg mol^{-1}$
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico	$kg s^{-1}$

\dot{m}_{an}	Caudal mássico anelar	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{cool}	Caudal mássico do ar de arrefecimento	$kg\ s^{-1}$
$\dot{m}_{D\ cool}$	Caudal mássico da cúpula de arrefecimento	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{DZ}	Caudal mássico da zona de diluição	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{PZ}	Caudal mássico da zona primária	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{RZ}	Caudal mássico de recirculação	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{SW}	Caudal mássico do <i>swirler</i>	$kg\ s^{-1}$
\dot{m}_{SZ}	Caudal mássico da zona secundária	$kg\ s^{-1}$
n	Número de moles	mol
n_i	Número de moles da espécie i	mol
P	Pressão	Pa
PF	Fator Padrão	–
p_i	Pressão parcial da espécie i	Pa
p_{ref}	Pressão de referência	atm / Pa
p^0	Pressão atmosférica	atm / Pa
Q	Poder calorífico	$J\ kg^{-1}$
Q	Quantidade de calor	$J\ kg^{-1}$
Q_F	Calor fornecido à fonte fria	–
Q_Q	Calor fornecido pela fonte quente	–
R	Constante Universal do gás	$J\ kmol^{-1}\ K^{-1}$
R	Constante específica do gás	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
r	Razão	–
r_p	Razão de pressões	–
Re	Número de Reynolds	–
s	Entropia	$J\ K^{-1}$
T	Temperatura	K
T_{ad}	Temperatura adiabática de chama	K
T_{ref}	Temperatura de referência	K
T_F	Fonte térmica fria	–
T_Q	Fonte térmica quente	–
U	Energia interna	J
u	Energia Interna específica	$J\ kg^{-1}$
v	Velocidade	$m\ s^{-1}$
v_i	Velocidade instantânea segundo a direção i	$m\ s^{-1}$
\bar{v}_i	Velocidade média segundo a direção i	$m\ s^{-1}$

v_i'	Velocidade flutuante segundo a direção i	$m s^{-1}$
v_f	Velocidade local do fluido	$m s^{-1}$
war	Water-air-ratio	–
$W_{útil}$	Trabalho útil	J
x	Fração molar	–
x_i	Fração molar da espécie i	–
y	Fração mássica	–
y_i	Fração mássica da espécie i	–

Letras Gregas

α	Condutividade térmica	$W m^{-1} K^{-1}$
α_{eff}	Condutividade térmica efetiva	$W m^{-1} K^{-1}$
α_t	Condutividade térmica turbulenta	$W m^{-1} K^{-1}$
γ	Razão entre os calores específicos a pressão e volume constantes	–
δ_{ij}	Delta de Kronecker	–
Δh_R	Entalpia (específica) de combustão	$J kg^{-1}$
Δh_s	Varição de entalpia sensível	$J kg^{-1}$
ΔH_R	Entalpia total de combustão	J
ΔU	Varição de energia interna	J
ε	<i>Eddy viscosity</i>	$m^2 s^{-1}$
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	$m^2 s^{-3}$
η	Rendimento	–
θ	Ângulo	<i>rad</i>
λ	Coefficiente de excesso de ar	–
μ	Viscosidade dinâmica	$kg m^{-1} s^{-1}$
μ_T	Viscosidade turbulenta	$kg m^{-1} s^{-1}$
ν	Viscosidade cinemática	$m^2 s^{-1}$
ρ	Densidade / massa específica	$kg m^{-3}$
τ	Tensor	$Pa kg^{-1}$
τ_{ij}	Tensor das tensões viscosas	$Pa kg^{-1}$
Φ	Variável genética	–
$\bar{\Phi}$	Variável genética média	–
Φ'	Variável genética flutuante	–
φ	Ângulo do difusor	<i>rad</i>
ϕ	Razão de equivalência	–

ω

Taxa de dissipação específica

s^{-1}

Capítulo 1

Introdução

Primeiramente, neste capítulo será apresentado um enquadramento relativo a veículos não tripulados e o perfil de missão desejado para os mesmos, o que permitirá o projeto da câmara de combustão de reduzidas dimensões. Posteriormente, são apresentados os principais objetivos do presente trabalho e a respetiva organização da dissertação.

1.1 Enquadramento e Motivação

O termo drone surge recorrentemente no dia a dia como uma definição generalizada relativa a um tipo de sistema de aeronave não tripulada. Contudo, há uma variedade de conceitos, nomeadamente UAS (*Unmanned Aerial System*), UAV (*Unmanned Aerial Vehicle*), RPV (*Remotely Piloted Vehicle*) e APV (*Automatically Piloted Vehicle*), entre outros que auxiliam na compreensão e promoção adequada desta tecnologia.

O sistema de aeronave não tripulada, UAS, abrange tudo o que é necessário para operar o sistema, isto é, inclui o próprio veículo não tripulado, acompanhado do equipamento necessário para o controlar à distância (unidade de controlo). Deste modo, engloba a estação de controlo terrestre (ou estação piloto remoto), o GPS (*Global Positioning System*), os sistemas de transmissão, a câmara e todo o *software*. Este equipamento é controlado pelo piloto remoto, que é a pessoa no solo que opera o mencionado veículo à distância com a competência adequada, podendo ele próprio ser um operador de UAS singular ou operar no seio de um operador de UAS coletivo.

Por sua vez, e, de acordo com o Departamento da Defesa e Comité da AIAA (*American Institute of Aeronautics and Astronautics*) (Cox et al., 2006), o veículo aéreo não tripulado, UAV, é definido como sendo um veículo aéreo monitorizado que é projetado ou modificado para não transportar um operador/piloto humano, utiliza forças aerodinâmicas para fornecer sustentação à aeronave, pode voar autonomamente ou ser pilotado remotamente, pode ser dispensável ou recuperável e pode transportar uma ou várias cargas úteis.

Deste modo, o termo UAV inclui veículos aéreos não tripulados que são tanto pilotados à distância (RPV) como automaticamente pilotados (APV). O Veículo Pilotado à Distância (RPV) corresponde a um veículo aéreo não tripulado controlado por uma pessoa a partir de um local distante através de uma ligação de comunicações, sendo normalmente concebido para ser recuperável. Por outro lado, o Veículo Pilotado Autonomamente (APV) é um veículo aéreo controlado por instruções armazenadas a bordo do veículo e executado automaticamente (Granshaw, 2018).

A Figura 1. 1 resume as várias ligações entre as definições apresentadas anteriormente.

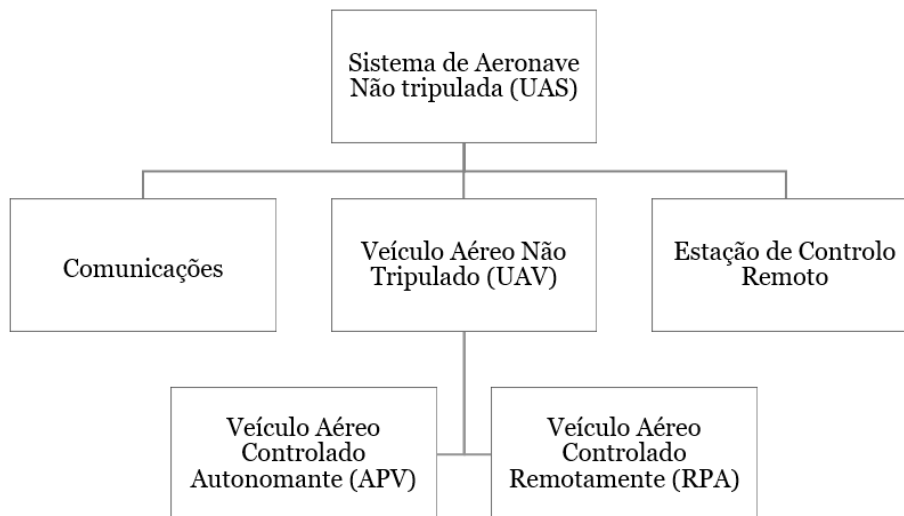


Figura 1. 1. Esquema de um Sistema Aéreo Não Tripulado (adpatado de (Granshaw, 2018)).

Inicialmente os UAVs foram projetados para aplicações militares. À medida que esta tecnologia foi desenvolvida surgiram novas aplicações, tais como fotografia aérea, vigilância e reconhecimento de terrenos, entre outros. Neste momento, o potencial da expansão de mercado visa ser mais amplo para aplicações civis. Contudo, as principais limitações são a falta de uma autoridade central e a ausência de legislação e regulamentos para voo seguro no espaço aéreo integrado.

Neste sentido e, segundo a avaliação da capacidade do UAV civil realizada pela NASA, os UAV com aplicações civis são categorizados em três aplicações: Observação da Terra, Ordenamento Territorial e Gestão Comercial, e Segurança Interna.

Para cada aplicação de UAV, Marcellan (Marcellan, 2015) definiu valores para o alcance e a autonomia em quatro classificações (curto, médio, longo e extra longo). Por outro lado, para a altitude e a velocidade definiu três classificações (baixa, média e alta), como se pode observar Tabela 1. 1. e Tabela 1. 2.

Tabela 1. 1. Valores de requisitos por definição relativos ao alcance e autonomia.

	Alcance [km]	Autonomia [horas]
Curto	0 - 70	0 - 3
Médio	70 - 500	3 - 12
Longo	500 - 20 000	12 - 48
Extra longo	≥ 20 000	≥ 48

Tabela 1. 2. Valores de requisitos por definição relativos à altitude e velocidade.

	Altitude [metros]	Velocidade [km/h]
Baixa	0 - 3 000	0 - 100
Média	3 000 - 5 000	100 - 350
Alta	5 000 - 20 000	≥ 350

Tendo em conta a classificação definida anteriormente, Marcellan apresentou para as várias aplicações civis, os requisitos necessários que os UAVs necessitam para desempenhar a missão desejada. Tal é evidenciado nas tabelas que se encontram no Anexo A (Tabela A. 1, Tabela A. 2, Tabela A. 3).

Os parâmetros para a configuração da microturbina têm de ser escolhidos baseados na missão desempenhada pelo UAV. No presente trabalho, as aplicações civis consideradas para o UAV serão de vigilância, pelo que foi efetuada uma recolha de dados relativa a UAVs com este tipo de missão (Tabela 1.3).

Tabela 1. 3. Dados de UAVs com missão de vigilância.

UAV	Autonomia [h]	Alcance [km]	Altitude Máxima [m]	Carga Útil [kg]	Massa [kg]	Aplicação
AEROSONDE	14	140	46	9,1	--	Reconhecimento do Terreno Fotografia Aérea
Penguin C UAS	20	100	5 000	5,3	23	Vigilância, Mapeamento, Agricultura, Inspeção, Busca e Salvamento
AR-3000 RPAS		20	--	7,5	9,5	Vigilância
FT-ALTEA	5	--	--	--	80	Vigilância
Condor	4	--	5 182	15	37,5	Vigilância, Fotografia, Mapeamento, Transporte de Carga
FALCON	10,8	10	5 000	20	--	Vigilância, Fotografia, Mapeamento
GREYHOUND	20	--	6 096	30	60	Vigilância
Bayraktar TB2	27	150	8 229,6	150	700	Vigilância, Reconhecimento do Terreno
Orbiter 2	4	100	--	1,5	10,3	Vigilância, Reconhecimento do Terreno
LUNA NG	12	100	5 000	--	90	Vigilância, Reconhecimento do Terreno
EADS Harfang	24	1 000	7 625	250	1 250	Missões da Força Aérea Francesa

Assim, efetuando uma comparação entre a classificação estabelecida por (Marcellan, 2015) (Tabela 1. 1 e Tabela 1. 2) e os dados recolhidos (Tabela 1. 3) é possível afirmar que o UAV, cujo propósito é vigilância, terá de ter um alcance curto a médio (0 – 500 *km*), uma autonomia média a longa (3 – 48 *h*), uma altitude baixa a média (0 – 5000 *m*) e uma velocidade reduzida (0 – 100 *km/h*).

Analisando os parâmetros necessários para o desempenho das missões de vigilância, os parâmetros escolhidos, no presente trabalho, são os indicados na Tabela 1. 4.

Tabela 1. 4. Parâmetros definidos para o desempenho de missão proposto.

Parâmetros	Valor definido	Unidades
Alcance	100	km
Velocidade de cruzeiro	100	km/h
Altitude	5 000	m
Payload	5 – 25	kg

Dado que se trata de um UAV com o objetivo de vigilância, o perfil de missão pode ser desempenhado em duas formas. Relativamente ao perfil da missão de cruzeiro simples (Figura 1. 2), este tem como objetivo atingir e permanecer ao longo do tempo de vigilância na altitude de cruzeiro, quando o desempenho da missão é possível nesta altitude.

Por sua vez, quando não é possível desempenhar a missão na altitude de cruzeiro, o perfil de missão terá de ser como é mostrado na Figura 1. 3. Este consiste em realizar o cruzeiro até ao local desejado e, posteriormente, baixar para a altitude necessária para o correto desempenho da missão.

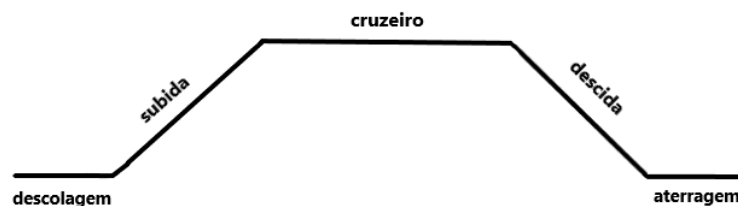


Figura 1. 2. Perfil de Missão: Cruzeiro Simples.

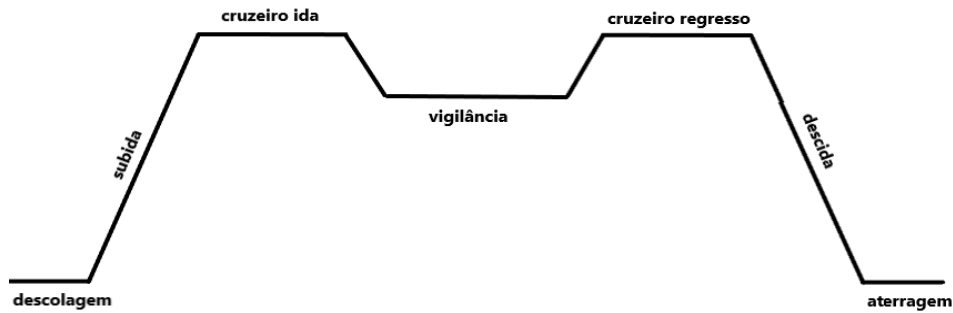


Figura 1. 3. Perfil de Missão: Cruzeiro e Vigilância.

1.2 Objetivos da Dissertação

O objetivo primário do presente trabalho é projetar e estimar o desempenho de uma câmara de combustão para um motor turbohélice de reduzidas dimensões para ser aplicado num UAV. Para atingir o objetivo primário, os seguintes objetivos secundários são propostos:

1. Compreender o funcionamento de motores turbohélice e de câmaras de combustão anelares;
2. Selecionar a variante do motor turbohélice e da câmara de combustão, realizar o projeto da câmara de combustão;
3. Simular o desempenho da câmara de combustão e estimar os valores de temperatura e emissões.

1.3 Organização da Dissertação

O trabalho apresentado nesta dissertação encontra-se dividido em 6 capítulos. O **Capítulo 1** apresenta a motivação e os objetivos da dissertação e adicionalmente providencia um enquadramento relativo a aeronaves não tripuladas e as suas aplicações, bem como o perfil de missão definido para o projeto da câmara de combustão.

O **Capítulo 2** providencia o estado de arte relativo aos motores turbohélice e os componentes que os constituem. Posteriormente são apresentadas as diversas câmaras de combustão existentes e as suas particularidades.

O **Capítulo 3** descreve a metodologia utilizada para o dimensionamento da câmara de combustão. Em primeiro lugar, é apresentado o modelo desenvolvido para o cálculo das dimensões da câmara de combustão. E, de seguida, são apresentadas as medidas obtidas, bem como os respetivos desenhos técnicos.

O **Capítulo 4** providencia os fundamentos teóricos necessários para a formulação e compreensão dos modelos numéricos associados ao estudo de câmaras de combustão.

O **Capítulo 5** apresenta os resultados e a discussão.

Finalmente, o **Capítulo 6** providencia as observações finais mostrando o que foi alcançado com o presente trabalho. A par disso, são apresentados os trabalhos futuros.

Capítulo 2

Estado de Arte

O presente capítulo é focalizado na revisão bibliográfica de turbinas a gás, mais concretamente nos motores turbohélice. Neste sentido, são indicados os diversos constituintes deste tipo de motores, destacando-se principalmente o estudo de câmaras de combustão anelares. Posteriormente, recorre-se à termodinâmica de modo a facilitar a compreensão e análise do funcionamento de uma turbina a gás. Por fim, apresentam-se conceitos relativos à combustão, bem como os principais processos de formação de poluentes.

2.1 Turbinas a Gás

A turbina a gás é o motor indicado quando os pontos fulcrais são o tempo do desenvolvimento do motor, custos de manutenção e de combustível. Os custos de manutenção e capital das turbinas a gás são dos mais reduzidos dentro das principais categorias de motores. A sua maior desvantagem prende-se pelas elevadas perdas térmicas, contudo este problema vem sendo ultrapassado pelas novas gerações de motores (Boyce, 2011).

Logo após os turbojatos estarem operacionais e serem utilizados na aviação civil, foram desenvolvidos os motores turbohélice. Estes são constituídos principalmente por duas partes, o motor principal e a hélice. O funcionamento baseia-se na turbina a gás que aciona a hélice. O motor turbohélice produz tração através da hélice e dos gases de escape. A propulsão desenvolvida pela hélice acumula quase 85 % da tração total, ao passo que os restantes 15 % são produzidos pelos gases de escape. A caixa redutora permite que a turbina acione a hélice a uma velocidade reduzida para evitar possíveis ondas de choque e separação do escoamento na ponta da hélice. Os motores turbohélice são mais eficientes do que outros motores quando voam a altitudes inferiores a 9000 metros e a velocidades inferiores a 650 – 725 *km/h*.

As principais vantagens dos motores turbohélices são:

- i. Os motores turbohélice têm uma eficiência de combustível elevada, maior até que os motores Turbofan para velocidades mais baixas. Este facto deve-se à diminuta quantidade de combustível que é queimada dentro do motor. Como tal, estes motores podem criar uma quantidade elevada de tração com um consumo reduzido de combustível.
- ii. Os motores turbohélice podem ser aplicados em descolagens e aterragens verticais.
- iii. Os motores supracitados têm uma elevada tração à descolagem que possibilita que a aeronave descole em pistas curtas.
- iv. Em voos com velocidades até 650 *km/h* estes motores possuem uma elevada eficiência propulsiva, quando comparados com motores turbojato e turbofan.

No entanto, acresce indicar as desvantagens relativas aos motores turbohélice, nomeadamente:

- i. O ruído e a vibração produzida pela hélice são um inconveniente significativo.
- ii. Os motores turbohélice são limitados a voos subsónicos (até 650 km/h) e a baixas altitudes (abaixo de 9100 m)
- iii. A hélice, a caixa redutora e o mecanismo de passo variável contribuem para um aumento do peso do motor, portanto os motores turbohélice podem ser 1,5 vezes mais pesados que os motores turbojato convencionais com as mesmas dimensões.

2.1.1 Constituição dos Motores Turbohélice

Os motores turbohélices são constituídos por diversos componentes, tais como hélice, caixa redutora, compressor, câmara de combustão e bocal. A Figura 2. 1 mostra esquematicamente os componentes anteriormente mencionados. De seguida, será abordado cada componente individualmente.

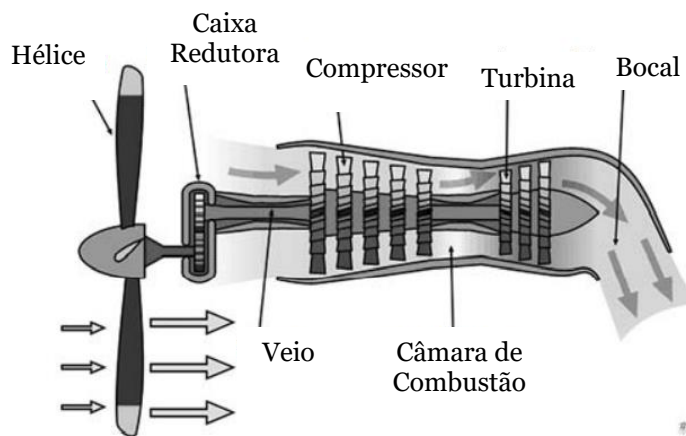


Figura 2. 1. Constituintes de um motor turbohélice (adaptado de El-Sayed, 2017).

2.1.1.1 Hélice

Diversas aeronaves utilizam hélices para produzir tração. No caso dos motores a pistão, a hélice produz 100% da tração, enquanto nos motores turbohélice esta é responsável por 80 – 90% da tração, sendo que a restante tração é proveniente dos gases de escape. Deste modo, a hélice produz tração convertendo o movimento rotativo do motor em tração. As hélices podem ser classificadas como passo fixo ou passo variável (El-Sayed, 2017).

2.1.1.2 Caixa redutora

A caixa redutora pode estar instalada entre o compressor e a hélice, à semelhança do que se pode observar na Figura 2. 2, ao passo que noutras tipologias de motor turbohélice esta pode encontrar-se instalada entre a turbina e a hélice. A caixa redutora é responsável por reduzir a velocidade de rotação da hélice. Destacam-se duas razões pelas quais esta redução de velocidade é necessária. Um dos motivos prende-se com o facto de durante a rotação das pás da hélice

surgir uma elevada força centrífuga. Estas pás estão fixas ao cubo da hélice numa configuração de ponta fixa em cantiléver. Consequentemente, a força centrífuga gera uma elevada tensão de tração na raiz da lâmina. As limitações de tensão exigem que a hélice gire a uma velocidade reduzida comparada com a velocidade da turbina. Nenhuma hélice consegue resistir à força de tração, quando esta gira à mesma velocidade da turbina. O segundo motivo a mencionar é que devido à rotação da hélice, a velocidade relativa na ponta da hélice pode aproximar-se da velocidade do som. O efeito de compressibilidade quando se aproxima da velocidade do som limita o projeto das hélices. A velocidades no máximo de 770 km/h em regime subsónico ($M > 0,7$), as pontas das hélices podem aproximar-se das velocidades supersónicas. Caso isto aconteça, o escoamento pode separar-se e podem formar-se ondas de choque. Consequentemente, o desempenho do motor turbohélice deteriora-se devido à diminuição da eficiência da hélice e do caudal de ar para o motor (El-Sayed, 2017).

2.1.1.3 Compressor

O compressor tem a função de comprimir o ar precedente da hélice, em áreas gradualmente menores, resultando um aumento de temperatura e pressão (Oliveira, 2016). Existem dois tipos de compressores que podem ser utilizados em turbinas a gás, nomeadamente os compressores axiais e os centrífugos. O compressor centrífugo direciona o escoamento radialmente relativamente ao eixo longitudinal, enquanto o compressor axial conduz o escoamento paralelamente ao eixo rotacional (Fontes, 2020). Em função das características exigidas para o dimensionamento do motor, existem várias configurações que podem ser aplicadas, tais como combinação de um compressor axial com um compressor centrífugo.

2.1.1.4 Câmara de Combustão

O objetivo da câmara de combustão é converter a energia química proveniente do combustível em energia cinética. Esta energia cinética é utilizada pela turbina para produzir a energia necessária para acionar o compressor e a hélice. Sendo a câmara de combustão um ponto fulcral no presente trabalho, este será aprofundado na **Secção 2.2**.

2.1.1.5 Turbina

A função da turbina é fornecer a potência para acionar o compressor e a hélice. Esta potência é gerada através dos gases quentes resultantes do processo de combustão, sendo que estes aceleram até próximo da velocidade do som, devido aos difusores da câmara de combustão. Simultaneamente, o escoamento proveniente da câmara de combustão é direcionado no sentido da rotação das pás da turbina. Durante a expansão dos gases, a energia é absorvida pelas pás originando a rotação da turbina, fornecendo assim a potência necessária para acionar o compressor e a hélice.

2.1.1.6 Bocal

A principal função de um bocal é emitir os gases quentes para a atmosfera e proporcionar tração. No caso dos motores turbohélices, a tração produzida pelo bocal é bastante reduzida,

uma vez que a maior parte da potência é absorvida pela turbina para acionar a hélice e o compressor.

2.2 Câmaras de Combustão

As câmaras de combustão de turbinas a gás têm de satisfazer determinados requisitos, cuja importância relativa varia de acordo com a especificidade da aplicação que lhe for empregue. Assim, destacam-se os seguintes requisitos transversais (Lefebvre & Ballal, 2010):

- i. Eficiência de combustão elevada;
- ii. Ignição fiável em condições adversas;
- iii. Estabilidade de chama considerável;
- iv. Reduzidas quedas de pressão;
- v. Distribuição radial uniforme da temperatura à saída da câmara de combustão, de forma a maximizar a vida das pás da turbina;
- vi. Reduzidas emissões de partículas e outros poluentes;
- vii. Variações de pressão limitadas e instabilidades resultantes do processo de combustão;
- viii. Tamanho e formato compatíveis com o restante projeto da turbina;
- ix. Custo reduzido e facilidade de produção;
- x. Durabilidade;
- xi. Fácil manutenção;
- xii. Capacidade de operar com vários combustíveis.

Os requisitos de maior relevância são o reduzido consumo de combustível e emissões de poluentes. Contudo, acresce indicar que dependendo da área de aplicações de turbinas, há determinados requisitos que possuem maior importância que outros. No caso particular dos motores de aeronaves, o tamanho e o peso são fatores de relevo a acrescer aos fatores anteriores. Por sua vez, nos motores industriais, fatores como a vida útil e a versatilidade nos combustíveis a serem utilizados ganham maior destaque (Lefebvre & Ballal, 2010).

2.2.1 Classificação das Câmaras de Combustão

De modo geral, as câmaras de combustão são classificadas de acordo com a sua geometria. Os três principais modelos são: câmara anelar, tubular e tubo-anelar. A escolha do tipo de câmara varia de acordo com os parâmetros do projeto do motor e depende da eficiência do aproveitamento do espaço disponível (Lefebvre & Ballal, 2010). As câmaras de combustão mais comuns são do tipo tubular e anelar.

Uma câmara tubular (*can*) é composta por um *liner* cilíndrico montado concentricamente dentro de um revestimento (*casing*) cilíndrico externo. O motor pode ser constituído por várias câmaras tubulares distribuídas em torno do eixo da turbina. Este tipo de câmara de combustão foi utilizado nos primeiros motores a jato, podendo conter entre 6 a 16 câmaras (Lefebvre &

Ballal, 2010). Como vantagens realçam-se o custo e tempo reduzidos para a sua conceção, assim como uma integridade estrutural superior comparativamente às restantes configurações. Contudo, esta configuração tem uma aplicabilidade limitada no ramo aeronáutico, devido ao comprimento e peso elevado deste tipo de motor, pelo que é utilizada em aplicações industriais (Nascimento, 2015).

As câmaras anelares são constituídas por um *liner* anelar disposto concentricamente dentro de um *casing* anelar. Esta configuração pode ser considerada a forma ideal de câmara em relação às restantes configurações, uma vez que o seu *layout* resulta numa unidade compacta, isto é, de menor dimensão, e cujas perdas de pressão são reduzidas. Todavia, apresenta elevados esforços de flexão no *casing*, bem como uma elevada complexidade de desenvolvimento, o que conduz a custos mais elevados (Lefebvre & Ballal, 2010).

Por sua vez, a câmara tubo-anelar (*can-anelar*) apresenta-se como uma configuração intermédia das duas configurações anteriores, uma vez que combina características de ambas as câmaras. A sua geometria contém um conjunto de *liners* tubulares dispostos em torno do eixo da turbina de modo equidistante, dentro de um único *casing* anelar. Deste modo, combina as principais vantagens de ambas as câmaras, tais como o tamanho reduzido conforme a câmara anelar e a resistência mecânica da câmara tubular (Lefebvre & Ballal, 2010). No entanto, esta configuração tem desvantagens, nomeadamente a dificuldade em criar um perfil de escoamento de ar satisfatório e consistente, bem como requerer interligações de modo a iniciar a chama nos *liners*, à semelhança das câmaras tubulares (Nascimento, 2015). A Figura 2. 2 ilustra os três tipos principais de câmaras de combustão.

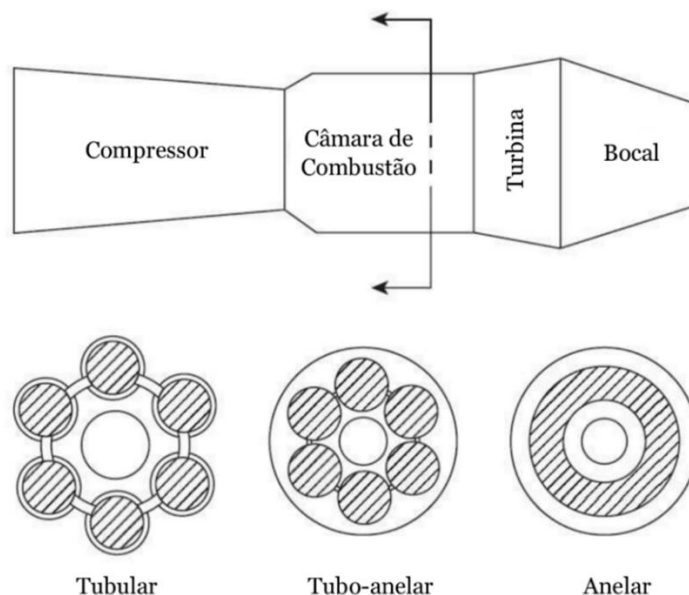


Figura 2. 2. Ilustração dos três tipos principais de câmaras de combustão (tubular, tubo-anelar e anelar) (adaptado de Lefebvre & Ballal, 2010).

Tendo em conta os requisitos propostos no presente trabalho, a configuração que é mais adequada é a câmara de combustão anelar, visto que permite ter um tamanho reduzido, condição fundamental para ser possível aplicar-se num motor turbohélice de reduzidas dimensões.

2.2.2 Componentes de uma câmara de combustão

Uma câmara de combustão anelar é constituída por diversos componentes com funções específicas. O procedimento de projeto e dimensionamento desses componentes são o alvo do presente trabalho. As dimensões e condições dos componentes variam de câmara para câmara, por forma a cumprir os requisitos definidos. No entanto, independentemente do projeto ou aplicação da câmara de combustão, há componentes transversais a todas as turbinas, nomeadamente o *liner*, o *casing*, o difusor e o injetor de combustível. A Figura 2. 3 mostra um esquema dos componentes de uma câmara de combustão.

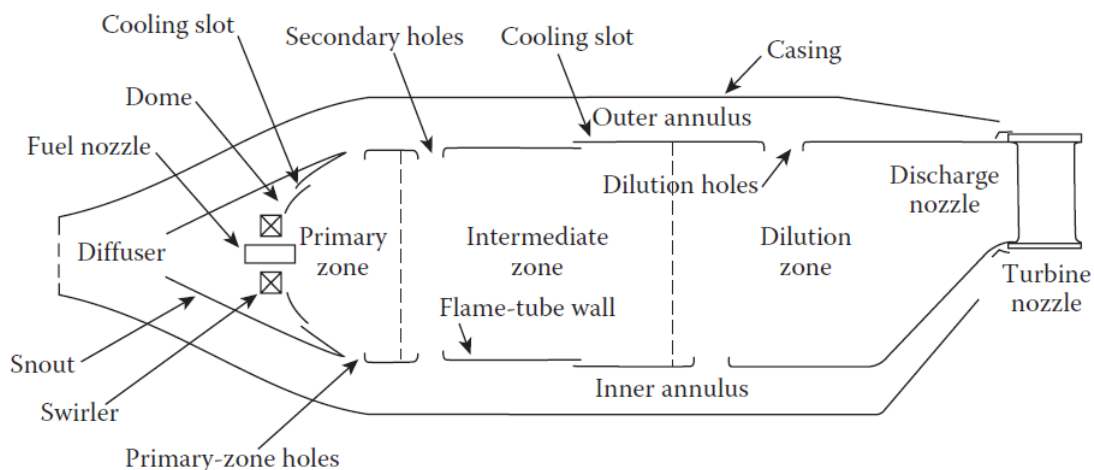


Figura 2. 3. Principais componentes de uma câmara de combustão (Lefebvre & Ballal, 2010).

A entrada do escoamento de ar na câmara de combustão inicia-se no difusor. O difusor possibilita que a velocidade do escoamento diminua, de modo a reduzir as perdas de pressão ao longo da câmara da combustão, visando, assim, uma combustão mais eficiente e estável. Na saída do difusor, o ar é direcionado para a zona entre a entrada principal da zona primária e a conduta, delimitada pelo *liner* e o *casing*, facultando, deste modo, ar à zona intermédia e à zona de diluição. O *liner* corresponde ao local onde ocorre a combustão propriamente dita. O *swirler* atua na formação de turbulência e zona de recirculação, preservando a alta eficiência e estabilidade da combustão. As fendas na *flame wall* são responsáveis por admitir ar, de modo a criar um fino filme ao longo da parte interna da parede do *liner*. Através dos orifícios de admissão de ar, o escoamento de ar é distribuído pelas zonas primária, secundária e de diluição, de acordo com os diferentes estágios da combustão. Em condições ideais, a razão ar/combustível na zona primária de combustão deve ser cerca de 18 kg de ar por kg de

combustível. Contudo, esta razão pode alcançar valores superiores dependendo da estabilidade da chama (Nascimento, 2015).

2.2.3 Zonas da Câmara de Combustão

Para atingir uma elevada eficiência de combustão, reduzida emissão de poluentes e estabilidade da chama, o processo de combustão na câmara possui uma diversidade de processos. As três principais zonas da câmara de combustão são a zona primária, zona secundária e zona de diluição. As subsecções seguintes apresentam as particularidades das diversas zonas existentes numa câmara de combustão.

2.2.3.1 Zona Primária

A zona primária é o local onde se inicia a reação de combustão. Primeiramente, ocorre a injeção de combustível, seguido pela sua vaporização e difusão no ar, originando uma mistura rica. A mistura ar-combustível inflama devido à riqueza da mistura e à recirculação de gases na zona. A função da zona principal é alojar a chama e fornecer tempo, temperatura e turbulência suficientes, a fim de atingir a combustão essencialmente completa da mistura ar-combustível. Para garantir que as condições favoráveis estão reunidas, a zona de combustão tem que assegurar um campo de velocidades reduzidas e temperaturas suficientemente elevadas (Nascimento, 2015).

Realça-se que a zona primária contém uma subzona denominada zona de recirculação, onde uma percentagem dos gases já queimados são recirculados junto ao injetor de combustível e, deste modo, garante-se uma fonte de ignição contínua dos reagentes. Esse processo é necessário para a manutenção da chama, favorecendo a estabilidade da mesma em todas as condições de operação. Por norma, a zona de recirculação obtém-se pela combinação de escoamentos provenientes do *swirler* e dos orifícios de admissão de ar (Paula, 2016).

A referida recirculação pode ser alcançada de modos distintos (Figura 2. 4), sendo eles a injeção de ar através de orifícios na parede do *liner* na extremidade (a), a recirculação obtida por *swirl* do escoamento de ar (b) ou pela junção dos métodos indicados (c).

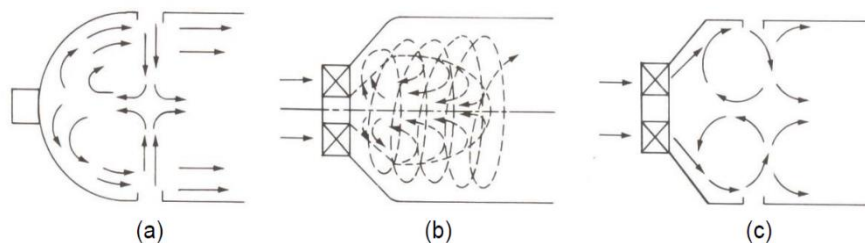


Figura 2. 4. Métodos de recirculação na zona primária: (a) Jatos opostos; (b) *Swirl*; (c) Combinação de *swirl* e jatos opostos (Coelho & Costa, 2012).

2.2.3.2 Zona Secundária

A zona primária pode atingir temperaturas superiores a 2000 K, o que conduz ao aparecimento de monóxido de carbono, CO , e hidrogénio, H_2 , devido a reações de dissociação. A função da zona secundária é diminuir gradualmente a temperatura dos gases provenientes da zona primária, a fim de, por um lado, impedir que estas espécies químicas congelem na zona de diluição, devido ao arrefecimento brusco decorrente das quantidades elevadas de ar fornecidas à mesma e, por outro, possibilitar a queima completa de monóxido de carbono e restantes hidrocarbonetos não queimados. Neste sentido, é adicionado ar aos produtos de combustão de forma moderada ao longo de toda a zona secundária (Lefebvre & Ballal, 2010).

Deste modo, a zona secundária contribui para o aumento da eficiência de combustão, bem como evita que poluentes oriundos da zona primária sejam libertados para a atmosfera. Posteriormente à distribuição do ar da conduta formada pelo *liner* e o *casing* entre a zona primária e secundária da câmara, o restante ar terá de ser admitido a jusante da zona de combustão, misturando-se com os produtos de combustão.

2.2.3.3 Zona de Diluição

A zona de diluição possui a função de receber o restante ar, sendo que o escoamento de ar disponível para a diluição é entre 20 a 40% do escoamento total da câmara de combustão. O escoamento de ar é admitido na corrente de gás quente através de pelo menos uma fila de orifícios presentes nas paredes do *liner*, sendo que a escolha do tamanho e forma dos referidos orifícios visa otimizar a penetração dos jatos de ar e promover a mistura do ar com os produtos de combustão.

Por outro lado, esta zona deve proporcionar um escoamento de ar cuja distribuição de temperatura seja apropriada às pás da turbina. A referida distribuição de temperatura é descrita através do *Pattern Factor* (Fator Padrão). Para temperaturas de entrada da turbina elevadas, o Fator Padrão ideal será aquele que proporciona uma temperatura mínima na raiz da pá da turbina, onde as tensões são mais elevadas, e na extremidade da pá, de modo a proteger os materiais de vedação. A obtenção do perfil de temperatura desejado é primordial, uma vez que este fator tem grande impacto na temperatura média máxima admissível na entrada da turbina, bem como na durabilidade da secção quente (Lefebvre & Ballal, 2010).

2.3 Ciclo de Brayton – Funcionamento de Turbinas a Gás

As turbinas a gás funcionam com base no Ciclo de Brayton (Figura 2.). Este ciclo consiste em dois processos isobáricos (isto é, uma transformação termodinâmica na qual a pressão permanece constante) e dois processos isentrópicos (ou seja, uma transformação termodinâmica em que a entropia permanece constante). Os processos isobáricos são relativos à adição (por meio da combustão) e dissipação de calor, ao passo que os dois processos isentrópicos correspondem à compressão e à expansão do gás. A Figura 2. 5 é uma

representação do Ciclo de Brayton aberto, no qual há um escoamento constante de entrada de ar e saída dos gases provenientes da combustão.

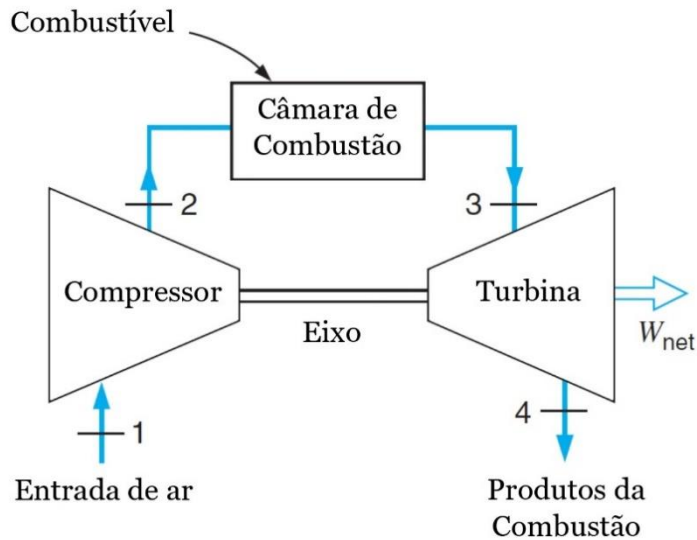


Figura 2. 5. Funcionamento da turbina a gás – Ciclo de Baryton Aberto (adaptado de Borgnakke & Sonntag, 2014).

Num primeiro momento, o ar é comprimido através de um compressor (processo isentrópico $1 \rightarrow 2$). Ao passar pela câmara de combustão, o ar é expandido pela queima da mistura ar-combustível, a pressão constante, dado que a construção da câmara deve ter pouca ou nenhuma oposição à passagem do escoamento ($2 \rightarrow 3$). É de referir que os produtos provenientes da combustão possuem uma elevada temperatura e pressão. Posteriormente, os referidos produtos movimentam a turbina, onde ocorre a conversão em trabalho mecânico e a consequente diminuição da temperatura e pressão dos produtos da combustão (processo isentrópico $3 \rightarrow 4$). Dado que o compressor e a turbina são construídos no mesmo eixo, parte do trabalho produzido na turbina é direcionado para movimentar o compressor, ao passo que o restante produz potência mecânica (Batista, 2011). A última etapa é relativa à emissão dos gases (exaustão dos gases) para o meio envolvente.

Para facilitar a análise dos processos inerentes a este ciclo, há uma série de simplificações que são tidas em conta e que serão analisadas nas subsecções que se seguem. Neste sentido, toda a análise será feita de maneira teórica.

2.3.1 Análise Teórica do Ciclo de Brayton

Os vários processos que constituem o ciclo relativo ao funcionamento do motor – admissão, compressão, fornecimento de calor e expansão – são analisados com recurso à termodinâmica. O fluido operante, quando passa através do motor, é sujeito a uma sucessão de transformações químicas e físicas que constituem o ciclo do motor. Apesar de existirem diferenças do ciclo real,

recorre-se à análise teórica, dado que esta se mune de aproximações que contribuem para uma fácil compreensão dos vários processos em particular e do ciclo de um modo geral.

Uma maneira de simplificar a análise é a utilização das hipóteses para ar padrão, nomeadamente (Martins, 2016):

- i. O fluido operante possui as propriedades do ar;
- ii. O fluido operante é considerado sempre um gás perfeito;
- iii. O processo de combustão é substituído pela adição de calor a partir de uma fonte externa;
- iv. O processo de escape é substituído por uma rejeição de calor, que devolve o fluido operante ao seu estado inicial.

Acresce indicar uma outra condição utilizada na análise que se prende com o facto de os calores específicos do ar serem considerados constantes e à temperatura ambiente (25 °C). Deste modo, todas as condições anteriormente inumeradas conduzem a uma simplificação considerável na análise sem a introdução de erros significativos, uma vez que a quantidade de combustível que se adiciona ao ar é relativamente baixa, sendo na ordem dos 7% (Martins, 2016). Assim, esta análise simplificada possibilita o estudo qualitativo da influência dos parâmetros principais no desempenho dos motores reais.

De forma teórica, o Ciclo de Brayton presente na Figura 2. dever-se-ia fechar ($4 \rightarrow 1$) por uma rejeição de calor isobárica a pressão atmosférica. Contudo, o que ocorre é a substituição dos gases queimados por ar fresco à mesma pressão (Martins, 2016). A Figura 2. 6 representa o Ciclo de Brayton Fechado, no qual há recirculação do fluido operante.

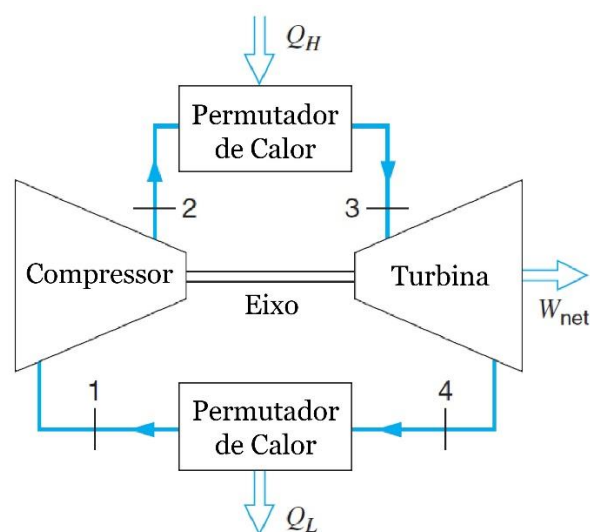


Figura 2. 6. Ciclo de Brayton Fechado (adaptado de Borgnakke & Sonntag, 2014).

2.3.1.1 Análise dos Gráficos $P - v$ e $T - s$

Na presente subsecção é demonstrada a análise dos gráficos pressão – volume específico, $P - v$, e temperatura – entalpia, $T - s$ (Figura 2. 7) relativos ao ciclo teórico de Brayton. O primeiro processo trata-se de uma compressão isentrópica ($1 \rightarrow 2$), o que faz com que ocorra um ligeiro aumento da temperatura e diminuição do volume específico. De seguida, sucede um processo de adição de calor isobárico ($2 \rightarrow 3$), pelo que se verifica, como expectável, um aumento da temperatura, bem como um ligeiro aumento do volume. Posteriormente, segue-se um processo de expansão isentrópica ($3 \rightarrow 4$), onde se constata uma diminuição da temperatura e, tratando-se de uma expansão, o volume aumenta. Por fim, sucede o processo de rejeição de calor isobárico, pelo que a temperatura diminui, à semelhança do volume. Devido ao permutador de calor, ocorre o arrefecimento do ar a pressão constante, regressando ao seu estado inicial ($4 \rightarrow 1$).

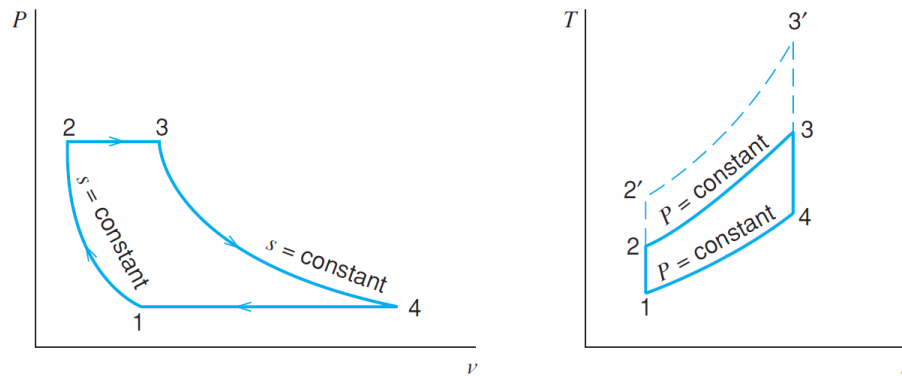


Figura 2. 7. Gráficos $P - v$ e $T - s$ relativos ao ciclo teórico de turbinas a gás – Ciclo Brayton (Borgnakke & Sonntag, 2014).

A Tabela 2. 1 apresenta de forma sintetizada as equações relativas aos vários processos que constituem o Ciclo de Brayton. À semelhança do que foi indicado anteriormente, para a análise do Ciclo de Brayton ideal, o ar é considerado um gás perfeito, pelo que o calor específico tem um valor constante, sendo que o calor específico a pressão constante, C_p , é $1,003 \text{ kJ /kg K}$, ao passo que a razão entre os calores específicos a pressão e volume constantes, $\gamma = C_p/C_v$, assume o valor de 1,4.

Acresce referir que qualquer valor negativo da interação térmica é relativo ao calor rejeitado pelo sistema, enquanto o valor positivo indica calor adicionado ao sistema. Por outro lado, o valor positivo da interação de trabalho refere-se ao trabalho realizado pelo sistema e o valor negativo é do trabalho realizado no sistema.

Tabela 2. 1. Processos do Ciclo de Brayton (adaptado de (Borgnakke & Sonntag, 2014)).

	Processo		ΔU	W	Q
1 → 2	Adiabático	$q = 0$	$C_V(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1$	0
	Isentrópico	$s_1 = s_2$			
2 → 3	Isobárico	$P_3 = P_2$	$C_V(T_3 - T_2)$	0	$h_3 - h_2$
3 → 4	Adiabático	$q = 0$	$C_V(T_4 - T_3)$	$h_3 - h_4$	0
	Isentrópico	$s_3 = s_4$			
4 → 1	Isobárico	$P_4 = P_1$	$C_V(T_1 - T_4)$	0	$h_4 - h_1$

2.3.1.2 Análise Termodinâmica do Ciclo de Brayton

O rendimento do ciclo de Brayton pode ser obtido de diversas formas. Para efetuar a determinação do rendimento, há necessidade de recorrer às leis da termodinâmica.

Pela Primeira Lei da Termodinâmica tem-se que as integrais cíclicas de calor e trabalho relacionam-se entre si de forma diretamente proporcional, tal como indica a equação (2.1) (Borgnakke & Sonntag, 2014).

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2.1)$$

Num ciclo termodinâmico, a diferença dos termos indicados define a propriedade de estado Energia Interna, sendo que esta pode traduzir-se através da igualdade matemática (2.2) (Borgnakke & Sonntag, 2014).

$$\delta Q - \delta W = dU \Rightarrow Q - W = \Delta U \quad (2.2)$$

Relacionando as duas equações anteriores conclui-se que a variação da energia interna é nula, equação (2.3).

$$\Delta U = 0 \quad (2.3)$$

Por sua vez, a segunda lei da termodinâmica indica que para se produzir trabalho tem que ocorrer uma permuta de calor entre duas fontes térmicas, uma quente (T_Q) e outra fria (T_F), não sendo possível transformar todo o calor da fonte quente em trabalho. Neste sentido, o rendimento de uma máquina térmica que funcione reversivelmente entre essas duas fontes será dado pela equação (2.4) (Martins, 2016).

$$\eta = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (2.4)$$

Para o caso concreto deste ciclo, o rendimento ideal é dado pela equação (2.5), onde T_1 é a temperatura de entrada do compressor, e T_2 é a temperatura de saída do compressor.

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.5)$$

Por outro lado, e com base na primeira lei da termodinâmica, tem-se que o trabalho útil do ciclo é dado pela diferença relativa à troca de calor entre as referidas fontes térmicas, ou seja, entre o calor fornecido pela fonte quente (combustão), Q_Q , e o calor fornecido à fonte fria (a atmosfera), Q_F (Martins, 2016). Deste modo, o trabalho útil é indicado na equação (2.6).

$$W_{\text{útil}} = Q_Q - Q_F \quad (2.6)$$

Uma outra forma de determinar o rendimento, é através do quociente entre o trabalho do motor (trabalho útil) e a energia química potencial do combustível, tal como indica a equação (2.7).

$$\eta = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_Q} \quad (2.7)$$

Com base na equação (2.7) e substituindo pelos parâmetros correspondentes presentes na Tabela 2. 1 , obtém-se a seguinte igualdade, demonstrada na equação (2.8).

$$\eta = \frac{Q_{2 \rightarrow 3} - Q_{4 \rightarrow 1}}{Q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2.8)$$

Do ciclo ideal sabe-se que o aumento da pressão no compressor é igual à diminuição da pressão na turbina, pelo que a razão de pressões, r_p , é dada pela igualdade matemática (2.9) (Borgnakke & Sonntag, 2014).

$$r_p = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.9)$$

Por sua vez, a partir dos dois processos isentrópicos obtém-se a relação indicada (2.10) (Borgnakke & Sonntag, 2014).

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right) = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.10)$$

Correlacionando a equação (2.5) com a relação estabelecida em (2.10), obtém-se que a eficiência do ciclo de Brayton é uma função da razão de pressão isentrópica (2.11) (Borgnakke & Sonntag, 2014).

$$\eta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - r_p^{-\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (2.11)$$

No gráfico $T - s$ (Figura 2.) é perceptível que a eficiência do ciclo aumenta à medida que a razão de pressão aumenta. Considerando os ciclos $1 - 2 - 3 - 4 - 1$ e $1 - 2' - 3' - 4 - 1$, verifica-se que o processo $4 - 1$ é coincidente para ambos, pelo que a rejeição de calor isobárico é igual para os dois casos. Contudo, o $2' - 3'$ possui um maior fornecimento de calor relativamente a $2 - 3$, pelo que a razão entre as pressões será maior e, conseqüentemente, o ciclo $1 - 2' - 3' - 4 - 1$ vai apresentar uma maior eficiência. Neste sentido, a Figura 2. 8 ilustra a relação entre o rendimento do ciclo e a razão de pressão, sendo que os valores habituais de razão de pressão encontram-se no intervalo 5 a 20 (Martins, 2016).

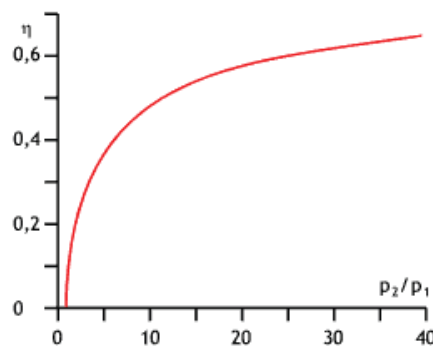


Figura 2. 8. Rendimento do ciclo em função da razão de pressão (Batista, 2011).

2.4 Combustão

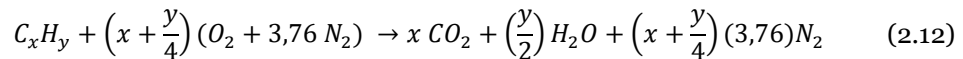
Nesta secção são indicados alguns conceitos de termoquímica que têm relevância no estudo da combustão. Destaca-se a caracterização da composição química do combustível, respetiva equação estequiométrica, bem como a razão estequiométrica e de equivalência. Posteriormente são apresentados conceitos relativos à entalpia, nomeadamente entalpia absoluta, de reação e de combustão. Outros aspetos mencionados são o poder calorífico a pressão constante, a temperatura adiabática de chama e os tipos de chama.

2.4.1 Razão Estequiométrica

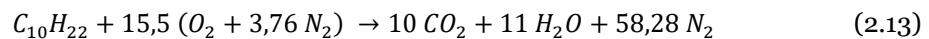
Um processo de combustão requer a existência de uma mistura composta por, pelo menos, duas espécies químicas: um combustível e um oxidante. Os reagentes correspondem às espécies químicas que compõem a mistura no início do processo de combustão, ao passo que os produtos são as espécies químicas que constituem a mistura no final da combustão. Apesar da composição química da mistura reativa variar ao longo do tempo, o número total de átomos de cada elemento permanece constante.

O combustível é um hidrocarboneto, cuja fórmula química geral é C_xH_y . Por sua vez, o oxidante mais comum é o ar, que idealmente, a nível volumétrico, é composto por 21% de O_2 e 79% de N_2 , ou seja, a mistura contém $79/21 = 3,76$ moles de N_2 por cada mole de O_2 .

Uma mistura reativa é considerada estequiométrica quando a quantidade de oxidante nessa mistura é teoricamente suficiente para queimar completamente todo o combustível num processo de combustão ideal. Um processo de combustão ideal pressupõe a formação de espécies químicas completamente oxidadas nos produtos da combustão. No caso de se tratar da combustão de um hidrocarboneto, as espécies químicas que se originam são o CO_2 e H_2O , pelo que a equação estequiométrica é dada pela equação (2.12) (Coelho & Costa, 2012).



No presente trabalho, o combustível analisado é o *kerosene*, cuja fórmula química é $C_{10}H_{22}$. A combustão do referido combustível, em condições estequiométricas é dada pela equação (2.13).



A razão estequiométrica ar/combustível para um hidrocarboneto pode ser determinada a partir da equação (2.14).

$$\left(\frac{m_{ar}}{m_{fu}}\right)_{esteq} = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) (M_{O_2} + 3,76 M_{N_2})}{M_{fuel}} \quad (2.14)$$

A razão estequiométrica ar/combustível relativa ao *kerosene*, $C_{12}H_{24}$, indica que é necessário aproximadamente 15 kg de ar para a queima de 1 kg de combustível.

$$\left(\frac{m_{ar}}{m_{fu}}\right)_{esteq} = \frac{\left(10 + \frac{22}{4}\right) (32 + 3,76 \times 28,014)}{142,276} = 14,961 \text{ kg de ar/kg de } C_{12}H_{24}$$

Em condições reais, para uma mistura de um hidrocarboneto e ar em proporções estequiométricas, não se verifica a combustão completa, havendo a formação de espécies químicas, tais como o monóxido de carbono. A reação química (2.12) corresponde a um processo de combustão ideal que é uma aproximação de um processo de combustão real. Neste sentido, para garantir a combustão completa do combustível, a maioria dos equipamentos de combustão opera com excesso de ar. A razão de equivalência, ϕ , indica a proporção de oxidante e de combustível numa mistura arbitrária relativamente a uma mistura estequiométrica, tal como se observa na equação (2.15) (Coelho & Costa, 2012).

$$\phi = \frac{\frac{m_{fu}}{m_{ox}}}{\left(\frac{m_{fu}}{m_{ox}}\right)_{esteq}} \quad (2.15)$$

Quando o valor da razão de equivalência é 1, a mistura é estequiométrica. Por sua vez, quando é menor que 1, a quantidade de oxidante é maior do que a teoricamente necessária para atingir uma combustão completa, pelo que se denomina por mistura pobre. Por contraste, caso a razão de equivalência seja maior que 1, a quantidade de oxidante é inferior à requerida para queimar todo o combustível, pelo que se designa por mistura rica. A grandeza excesso de ar, λ , é inversamente proporcional à razão de equivalência, como se demonstra na equação (2.16).

$$\lambda = \frac{1}{\phi} = \frac{\frac{m_{ar}}{m_{fu}}}{\left(\frac{m_{ar}}{m_{fu}}\right)_{esteq}} \quad (2.16)$$

2.4.2 Entalpia de formação

Todas as reações químicas são acompanhadas pela absorção ou libertação de energia. A entalpia de formação corresponde à energia associada à reação de formação quer de uma unidade de massa de uma dada substância, h_f [J/kg], quer de uma mole de uma substância, \bar{h}_f [J/kmol], a partir dos seus elementos no estado natural. O estado natural de um elemento é o estado mais estável desse elemento, isto é, o estado em que ele geralmente se encontra na natureza (Coelho & Costa, 2012).

A entalpia de formação relativamente ao estado de referência padrão, que se caracteriza por uma temperatura de referência, T_{ref} , de 25°C (298,15 K) e por uma pressão de referência, $p_{ref} = p^0$ de 1 atm (101 325 Pa), denominado por condições de pressão e temperatura padrão (PTP), representa-se por $h_f^0(T_{ref})$ ou $\bar{h}_f^0(T_{ref})$.¹

¹ O símbolo p^0 representa a pressão atmosférica.

A entalpia de formação dos elementos químicos no estado natural é nula. A entalpia de formação de uma substância é negativa quando a reação de formação dessa substância a partir dos seus elementos no estado natural liberta energia. Por outro lado, a entalpia de formação de uma substância é positiva quando a reação de formação é acompanhada de absorção de energia.

2.4.3 Entalpia absoluta

A entalpia absoluta de uma substância a uma dada temperatura T define-se como a soma da entalpia de formação no estado de referência com a variação da entalpia sensível, Δh_s , entre a temperatura de referência e a temperatura T . Deste modo, a entalpia específica de uma espécie química i pode ser determinada a partir da equação (2.17). A entalpia absoluta de uma substância em condições PTP coincide com a entalpia de formação dessa substância (Coelho & Costa, 2012).

$$h_i(T) = h_{f,i}^0(T_{ref}) + \Delta h_{s,i}(T) \quad (2.17)$$

2.4.4 Entalpia de reação e entalpia de combustão

A temperatura de reação de combustão é um fator relevante em variadas aplicações, nas quais se utiliza o processo de combustão como fonte de energia. A eficiência dos motores de combustão está estreitamente relacionada com a temperatura que uma reação de combustão atinge. No processo de combustão, os gases provenientes da reação podem atingir diversos valores de temperatura, dependendo da pressão, temperatura inicial e quantidade de ar e combustível (Paula, 2016).

Num processo a pressão contante, a energia libertada ou absorvida numa reação química é igual à variação de entalpia da mistura. A entalpia de reação é definida como a energia libertada ou absorvida na reação química, quando os reagentes e os produtos estão no mesmo estado de referência, isto é, à mesma pressão e temperatura. No caso de se tratarem de reações de combustão, a entalpia de reação é designada por entalpia de combustão. Uma vez que as reações de combustão são exotérmicas, a entalpia de combustão é sempre negativa. Acresce indicar que em condições de pressão ou volume constante, a variação de energia resultante de uma reação química depende apenas do estado inicial e do estado final, sendo independente do caminho percorrido pelo sistema desde o estado inicial até ao estado final (Coelho & Costa, 2012).

A entalpia de combustão por unidade de massa de mistura, ou entalpia específica, Δh_R [J/kg] é dada pela equação (2.18).

$$\Delta h_R(T) = h_{prod}(T) - h_{reag}(T) \quad (2.18)$$

Caso se trate de entalpia de combustão molar, $\Delta \bar{h}_R$ [J/kmol], esta pode ser determinada a partir da equação (2.19).

$$\Delta \bar{h}_R(T) = \bar{h}_{prod}(T) - \bar{h}_{reag}(T) \quad (2.19)$$

A entalpia total da combustão, $\Delta H_R [J]$, pode ser exprimida pela equação (2.20).

$$\Delta H_R(T) = H_{prod}(T) - H_{reag}(T) \quad (2.20)$$

Para determinar variações de energia em evolução, a pressão constante, são utilizados os conceitos de entalpia de formação, entalpia de reação e entalpia de combustão. As evoluções, a pressão constante, descrevem de forma adequada os processos de combustão nas câmaras de combustão de turbinas a gás. Caso o número de moles nos produtos de combustão seja igual ao número de moles nos reagentes, a entalpia de combustão é igual à energia interna de combustão (Coelho & Costa, 2012).

A libertação de energia de uma reação de combustão é quantificada com base na entalpia de combustão ou na energia interna de combustão, as quais são depois relacionadas com o poder calorífico do combustível.

2.4.5 Poder calorífico

O poder calorífico corresponde à energia libertada como calor quando um composto sofre uma combustão completa com oxigénio e é definido como o simétrico da entalpia ou da energia interna de combustão, pelo que é sempre um valor positivo. Destacam-se dois tipos de poder calorífico: o poder calorífico inferior a pressão constante e o poder calorífico superior a pressão constante. O primeiro caso é quando nos produtos de combustão está presente vapor de água. O segundo caso é quando os produtos de combustão possuem água no estado líquido (Coelho & Costa, 2012).

2.4.6 Temperatura Adiabática de Chama

Num processo de combustão adiabático, em que não exista trabalho fornecido nem cedido pelo sistema reativo e, no qual a variação de energia cinética e potencial seja desprezável, a temperatura dos produtos de combustão é designada por temperatura adiabática de chama, que corresponde à temperatura máxima que pode ocorrer num processo de combustão. Contudo, a temperatura dos produtos de combustão é por norma inferior à temperatura adiabática de chama, derivado das perdas de calor por condução, convecção ou radiação para o exterior do sistema reativo (Coelho & Costa, 2012).

Para o caso de uma evolução a pressão constante, em que os reagentes estejam a uma dada temperatura T , a temperatura adiabática pode ser determinada através da equação (2.21), igualando a entalpia dos produtos para a temperatura adiabática de chama, T_{ad} , à entalpia dos reagentes.

$$H_{prod}(T_{ad}) = H_{reag}(T) \quad (2.21)$$

A temperatura adiabática de chama, para além de ser função da temperatura dos reagentes, depende também da razão de equivalência. Neste sentido, a temperatura adiabática de chama pode ser controlada pelo excesso de ar usado na combustão. Na ausência de dissociação, a temperatura adiabática de chama é máxima para uma mistura estequiométrica. Para uma mistura rica, a energia libertada na combustão é a mesma que para uma mistura estequiométrica com a mesma massa de oxidante, no entanto, parte dessa energia é utilizada para aquecer o combustível não queimado. Neste sentido, a temperatura atingida pelos produtos da mistura rica, em condições adiabáticas é inferior à de uma mistura estequiométrica. Por outro lado, no caso de se tratar de uma mistura pobre, a energia libertada na reação é a mesma que para uma mistura estequiométrica com a mesma massa de combustível, contudo, parte dessa energia é utilizada para aquecer o ar em excesso. Consequentemente, a temperatura adiabática de chama é menor do que no caso de uma mistura estequiométrica (Coelho & Costa, 2012).

Para analisar a temperatura adiabática de chama, pode recorrer-se às curvas de inflamabilidade. Estas curvas permitem conhecer o comportamento de um determinado combustível consoante a variação da razão combustível-ar, temperatura dos reagentes e pressão (Paula, 2016). A Figura 2.9 apresenta a curva de inflamabilidade obtida a partir da temperatura adiabática de chama em função da razão de equivalência do *kerosene* para as condições de 460 K e 400 000 Pa. Para obter a referida curva de inflamabilidade recorreu-se ao programa CANTERA (Goodwin et al., 2023), que consiste numa biblioteca baseada na cinética química e nos mecanismos detalhados de reação para o processo de combustão de diferentes tipos de combustíveis, possuindo diferentes interfaces, nomeadamente C++, FORTRAN 90, MATLAB e Python, sendo esta última a vertente utilizada.

Relativamente à maioria dos combustíveis hidrocarbonetos gasosos cujo oxidante é o ar, a temperatura limite mínima para manter uma chama acesa é 1 600 K (Sawyer & Japikse, 1985). A curva de inflamabilidade para a referida temperatura de 1 600 K, corresponde à razão de equivalência de 0,47 e 2,25. Deste modo, a razão de equivalência de 0,47 estabelece o valor de limite pobre, ao passo que a razão de equivalência de 2,25 estabelece o limite rico.

Os limites de inflamabilidade podem ser alterados devido a diversos fatores, tais como temperatura, pressão, turbulência, concentração de oxigénio, energia de ignição, direção de propagação da chama e razão de equivalência.

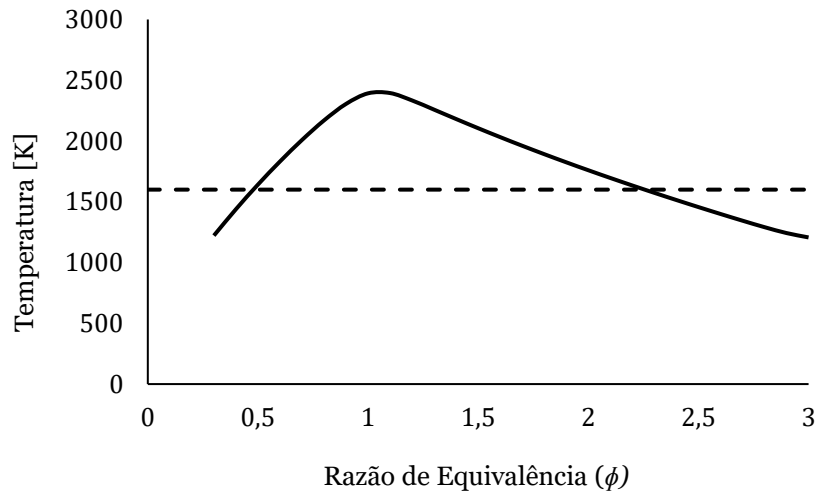


Figura 2. 9. Curva de inflamabilidade relativa ao *kerosene* nas condições de 460 K e 400 000 Pa .

2.4.7 Tipos de chama

Uma reação de combustão pode ser categorizada através do tipo de chama, nomeadamente a uma chama pré-misturada ou uma chama não pré-misturada. A principal distinção entre estes dois tipos de chama é relativa à mistura dos reagentes, isto é, o combustível e o oxidante. No caso da chama pré-misturada, os reagentes são misturados antes de ocorrer a reação, a nível molecular. Por contraste, no caso da chama não pré-misturada, os reagentes são inicialmente separados, e a reação ocorre apenas na interface entre o combustível e o oxidante (Oliveira, 2016). Um exemplo característico deste tipo de chama é a chama de difusão, que será analisada posteriormente no presente trabalho.

2.4.8 Emissões

O impacto ambiental da aviação está fundamentalmente dividido em efeitos relacionados com o ruído das aeronaves, bem como com as emissões de gases de escape. Os diferentes poluentes emitidos pelos motores das aeronaves têm um impacto na qualidade do ar local e na atmosfera global. As principais emissões emitidas pelos motores de aeronaves são dióxido de carbono (CO_2), óxidos de azoto (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x), hidrocarbonetos não queimados (HC), monóxido de carbono (CO), partículas (PM) (também denominado *smoke*), e vapor de água (H_2O).

As emissões dos motores das aeronaves afetam o equilíbrio radiativo da atmosfera. As emissões diretas de dióxido de carbono (CO_2), cuja vida útil na atmosfera é longa, desempenha um papel importante nas alterações climáticas. O dióxido de carbono causa o chamado Efeito Estufa, cujas consequências sobre o clima se fazem sentir, e pode atingir proporções dramáticas, caso as atuais políticas energéticas não forem alteradas. Como consequências diretas destaca-se o aumento do nível médio da água do mar devido ao degelo das calotas polares e às mudanças na precipitação. O dióxido de carbono é considerado o gás com efeito de estufa mais prejudicial

emitido pelas aeronaves, uma vez que a aviação é responsável por 2,4% das emissões globais de CO_2 devido ao consumo de combustíveis fósseis (Abrantes et al., 2021).

2.4.8.1 Métodos de Controlo de Poluentes

Devido à consciencialização dos efeitos ambientais causados pelos poluentes emitidos durante a combustão, têm vindo a ser implementadas regulamentações de emissões de poluentes, tanto a nível nacional como internacional, de modo a minimizar as emissões atmosféricas. As reduções de emissões de HC e CO são bem aceites pela indústria, dado que as reduções implicam uma melhor eficiência de combustão e, por sua vez, permitem economizar gastos de combustível. Por outro lado, a diminuição das emissões de NO_x (com vista a minorar os efeitos poluentes) não tem qualquer valor acrescentado. As emissões de NO_x , convencionalmente, são associadas ao aumento de temperatura durante a combustão devido ao mecanismo térmico. Por outro lado, as emissões de CO e HC em condições pobres (regime de turbina a gás), tendem a diminuir consoante um aumento de temperatura. Devido à natureza contrária das emissões, as restrições de NO_x , involuntariamente têm um preço nas emissões de CO e HC (Nascimento, 2015).

Destacam-se algumas formas de diminuir a emissão de hidrocarbonetos não queimados (HC) e monóxido de carbono (CO) em turbinas a gás, tais como (Nascimento, 2015):

- i. Redistribuição correta de ar entre as zonas de combustão, de modo a manter a temperatura suficiente na zona primária de combustão;
- ii. Aumento do volume e/ou tempo de residência na zona de combustão;
- iii. Redução de ar de arrefecimento nas paredes do *liner* na zona primária de combustão, de modo a prevenir o congelamento das reações de espécies intervenientes na combustão;
- iv. Melhor atomização do combustível, aquando do uso de combustíveis líquidos.

Nas turbinas a gás existem uma série de métodos, comuns e em desenvolvimento, que visam o controlo de emissões de NO_x , nomeadamente (Nascimento, 2015):

- i. Câmaras de combustão de pré-mistura pobre;
- ii. Recirculação (externa) dos produtos de combustão (RPC);
- iii. Injeção de água ou vapor de água;
- iv. Câmaras de combustão com geometria variável;
- v. Câmaras de combustão com estagiamento de combustível;
- vi. Câmaras de combustão RQL (*Rich-Burn, Quick-Quench, Lean-Burn*);
- vii. Câmaras de combustão catalíticas;
- viii. Redução catalítica seletiva.
- ix. Redistribuição correta de ar entre as zonas de combustão, de modo a manter a temperatura suficiente na zona primária de combustão;

2.4.8.2 Formação de CO

O monóxido de carbono, CO, é uma espécie intermédia na oxidação de combustíveis hidrocarbonetos para a formação de CO₂ e H₂O. Nas misturas ricas, os níveis de CO são elevados porque não há oxigénio suficiente para uma combustão completa. Assim, o CO só pode ser oxidado quando uma quantidade suficiente de ar é misturada com os gases quentes. A medida em que o CO é efetivamente oxidado depende da cinética das reações de oxidação e da forma de arrefecimento. As quatro equações seguintes descrevem a oxidação de CO.



A equação (2.22 a) é o início da sequência, mas não contribui significativamente para a formação de CO₂, uma vez que se trata de uma reação lenta. A equação (2.22 c) é igualmente uma cadeia de iniciação, mas é a reação principal no esquema geral, pois produz átomos de hidrogénio, H, que reagem com O₂ para formar OH e O (2.22 d). Estes radicais reagem com CO e H₂O, através das reações (2.22 c) e (2.22 b), respetivamente.

2.4.8.3 Formação de NO_x

Nas câmaras de combustão de turbinas a gás existem dois mecanismos responsáveis pela formação de NO_x, nomeadamente o NO_x térmico e o NO_x imediato. O NO_x térmico é originado pela oxidação de azoto atmosférico, ao passo que o NO_x imediato forma-se pelas reações de azoto atmosférico com radicais hidrocarbonetos em regiões de chamas ricas em combustível. A formação NO_x térmico envolve a oxidação de azoto atmosférico a elevadas temperaturas (superiores a 1300 °C) em ambientes com pouco combustível e depende principalmente da temperatura. Este processo denomina-se mecanismo de 2 passos de Zeldovich, tal como demonstram as equações (2.23 a) e (2.23 b). É acrescentada uma outra reação presente na equação (2.23 c), de modo a precaver a subestimação de NO_x pelo mecanismo convencional de Zeldovich. O conjunto destas equações perfaz o mecanismo estendido de Zeldovich (Rodrigues, 2020). As referidas reações ocorrem em frações de microssegundos e são bastante dependentes da temperatura, tempo de residência e concentrações de oxigénio atómico. Quanto maior for o tempo de residência do azoto a estas temperaturas, maior será a formação de NO_x (Oliveira, 2016).



A quantidade NO_x que pode ser produzido de acordo com o mecanismo de Zeldovich, pode ser estimado através da concentração de equilíbrio de O_2 na zona pós chama, através da equação (2.24).

$$\frac{d[NO]}{dt} = 6 \times 10^{16} T_{eq}^{-0,5} \exp\left(\frac{-69,090}{T_{eq}}\right) [O_2]_{eq}^{0,5} [N_2]_{eq} \left[\frac{\text{moles}}{\text{cm}^3 \text{ s}}\right] \quad (2.24)$$

As emissões são geralmente expressas como índice de emissões, EI , definido como gramas de emissões por quilograma de combustível (g/kg combustível), para uma determinada configuração de potência. Para câmaras de combustão anelares o índice de emissão do NO_x , EI_{NO_x} , pode ser calculada através da equação (2.25), onde S_{NO_x} define o parâmetro de severidade de NO_x , que pode ser determinado pela equação (2.26), sendo que war corresponde ao parâmetro de humidade (Joachim Kurzke, 2018).

$$EI \approx 32 S_{NO_x} \quad (2.25)$$

$$S_{NO_x} = \left(\frac{P_3}{2965000}\right)^{0,4} e^{\left(\frac{T_3-826}{194} + \frac{6,29-100 \text{ war}}{53,2}\right)} \quad (2.26)$$

Capítulo 3

Projeto da Câmara de Combustão

O presente capítulo apresenta a metodologia desenvolvida e utilizada para projetar e dimensionar uma câmara de combustão anelar de reduzidas dimensões, de forma a ser empregue num UAV com aplicações civis. No início do capítulo é apresentado o algoritmo desenvolvido para o cálculo das dimensões da câmara tendo em conta os requisitos definidos, posteriormente são demonstradas as dimensões obtidas e os desenhos técnicos da câmara de combustão projetada.

3.1 Dimensionamento da Câmara de Combustão Anelar

Nesta secção é descrito todo o processo de dimensionamento da câmara de combustão, sendo que para tal são apresentadas as equações e etapas para os cálculos da mesma. Acresce indicar que, uma vez que se trata de uma câmara anelar, as referidas equações e parâmetros são referentes apenas a esse tipo de câmara. O dimensionamento da câmara de combustão envolve um processo iterativo, e, portanto, não existe um processo sistemático disponível para o projeto de uma câmara de combustão de reduzidas dimensões. No presente trabalho foi criado um modelo numérico para ser possível calcular as dimensões geométricas da câmara de combustão.

A Figura 3. 1 ilustra as características que devem ser tomadas em conta e calculadas num projeto de uma câmara de combustão anelar.

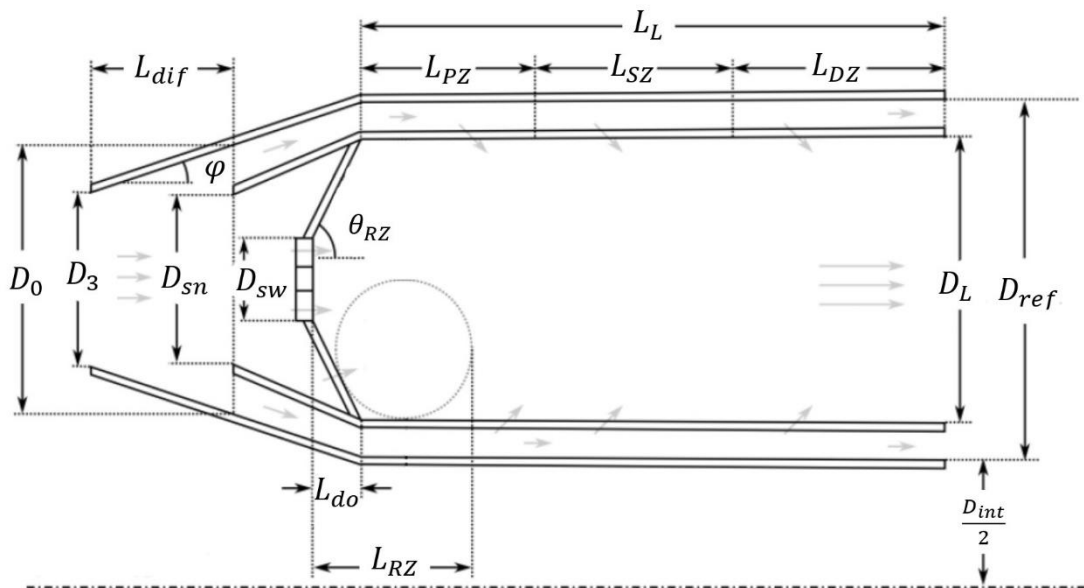


Figura 3. 1. Geometria de uma câmara de combustão anelar (adaptado de (Dharmalingam & Kothari, 2021))

De forma a dimensionar a câmara de combustão tendo em conta os requisitos apresentados no Capítulo 1, teve de ser desenvolvida uma metodologia por forma a calcular/dimensionar todos os parâmetros da câmara de combustão. Conforme se pode observar na Figura 3. 2, a metodologia é composta por diversos passos interligados que irão ser expostos e descritos nas seguintes subsecções.

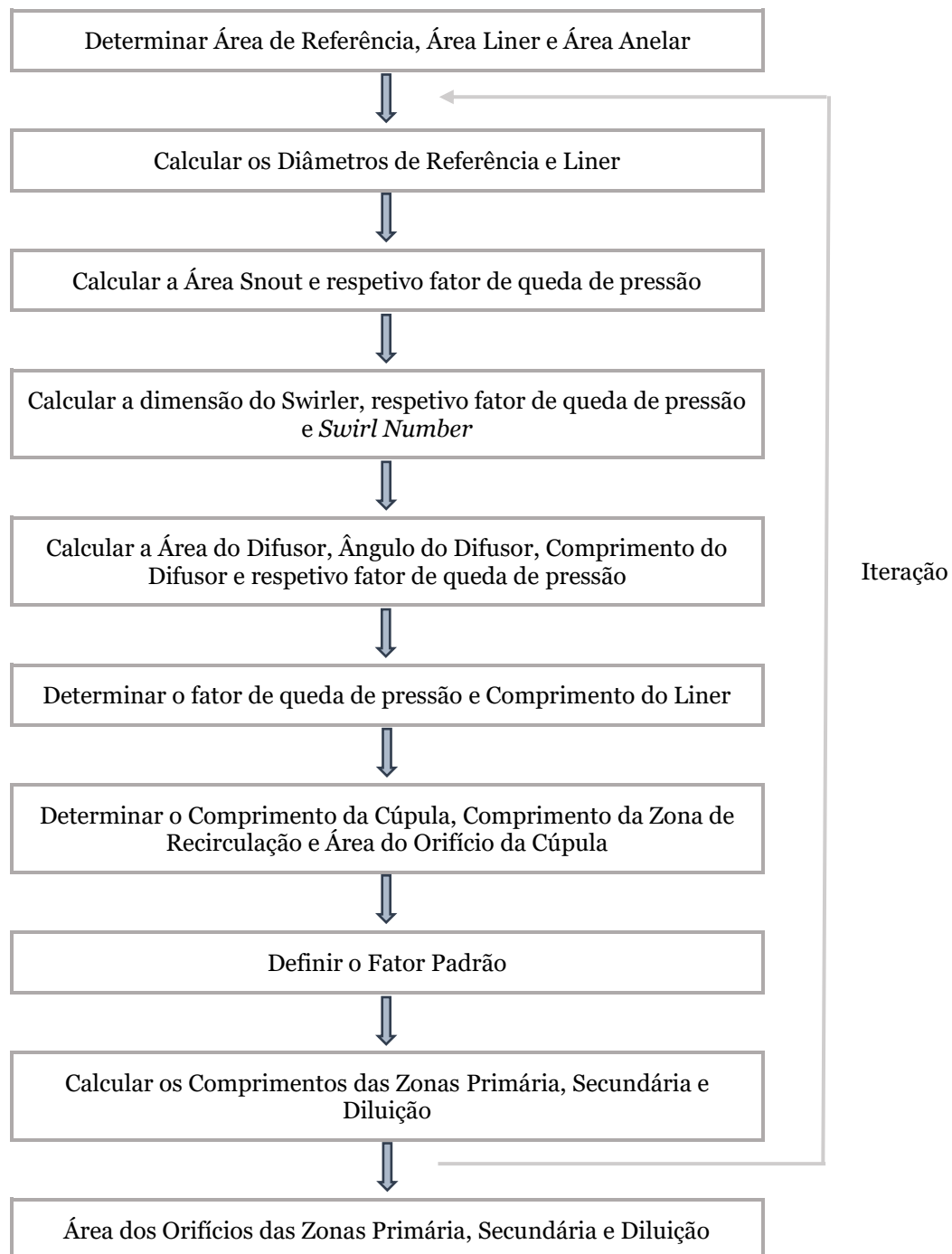


Figura 3. 2. Metodologia desenvolvida para o projeto da câmara de combustão anelar.

3.1.1 Área de Referência

A área de referência necessita de ser dimensionada para níveis aceitáveis de perda de pressão na câmara de combustão. Destacam-se dois parâmetros de perda de pressão adimensionais que são importantes no projeto da câmara de combustão: razão entre a queda de pressão total na câmara de combustão e a pressão total de entrada ($\Delta P_{3-4}/P_3$), e a razão entre a queda de pressão total através da câmara e a pressão dinâmica de referência ($\Delta P_{3-4}/q_{ref}$). Os dois parâmetros referidos anteriormente relacionam-se através da equação (3.1) (Lefebvre & Ballal, 2010). Acresce indicar que os parâmetros \dot{m}_3 , T_3 , P_3 correspondem ao caudal mássico de ar, temperatura e pressão à entrada da câmara de combustão, respetivamente.

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{A_{ref} P_3} \right)^2 \quad (3.1)$$

A expressão $\Delta P_{3-4}/P_3$ denomina-se, por norma, de perda global de pressão (*overall pressure loss*) e é dada em percentagem, sendo que os valores variam entre 4 a 8%. Esta percentagem não tem em consideração a hot loss, isto é, a perda fundamental de pressão devido à combustão. Acresce indicar que este valor depende das condições de operação. A partir da equação indicada anteriormente é possível obter a expressão que permite o cálculo da área de referência, A_{ref} , tal como se pode observar na equação (3.2) (Lefebvre & Ballal, 2010).

$$A_{ref} = \left[\frac{R}{2} \left(\frac{\dot{m}_3 T_3^{0,5}}{P_3} \right)^2 \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} \left(\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3} \right)^{-1} \right]^{0,5} \quad (3.2)$$

O termo R assume o valor de 286,9 J/kg K e os restantes parâmetros são definidos pelas condições de operação. A Tabela 3. 1 apresenta os valores relativos às quedas de pressão para as diversas tipologias de câmaras de combustão. Dado que o presente trabalho é relativo ao dimensionamento de uma câmara de combustão anelar, os valores de interesse são os que se encontram assinalados na tabela.

Tabela 3. 1. Quedas de pressão para as diversas tipologias de câmaras de combustão (Lefebvre & Ballal, 2010).

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

3.1.2 Área do Liner

A razão entre a área de referência e do *liner* para câmaras anelares deve assumir um valor entre 0,65 e 0,67 (Sawyer & Japikse, 1985), pelo que adotando um valor médio, chega-se à relação para a área do liner. Assim, a área seccional da câmara de combustão, A_L , pode ser determinada pela equação (3.3) (Mark & Selwyn, 2016).

$$A_L = 0,66 A_{ref} \quad (3.3)$$

A câmara de combustão deve ser dimensionada de modo a acomodar a reação de combustão sem ultrapassar os limites de perda de pressão estabelecidos pelo projeto. No entanto, vários valores de área de referência são determinados, referentes a cada condição de operação, bem como tendo em atenção as limitações aerodinâmicas e químicas. Os valores adotados deverão garantir que todos os requisitos são atendidos em todas as condições de operação.

3.1.2 Área Anelar

A área anelar é calculada realizando a diferença entre a área de referência e a área do liner, conforme se pode observar pela equação (3.4) (Mark & Selwyn, 2016):

$$A_{an} = A_{ref} - A_L \quad (3.4)$$

3.1.3 Diâmetro do *liner* e de referência

Os valores dos diâmetros podem ser calculados através das respetivas áreas, segundo as equações (3.5) e (3.6).

$$A_{ref} = \frac{\pi}{4} (2 D_{ref} + D_{int})^2 - \frac{\pi}{4} D_{int}^2 \quad (3.5)$$

$$A_L = \frac{\pi}{4} (2 D_L + 2 D_{an} + D_{int})^2 - \frac{\pi}{4} (2 D_{an} + D_{int})^2 \quad (3.6)$$

A Figura 3. 3 representa a vista da secção de uma câmara anelar identificando as suas principais dimensões e componentes. Identificam-se três diâmetros: o diâmetro de referência (D_{ref}), o diâmetro interno (D_{int}), que necessita de ter em atenção as limitações impostas pelo projeto da turbina em geral e, por fim, o diâmetro do liner (D_L).

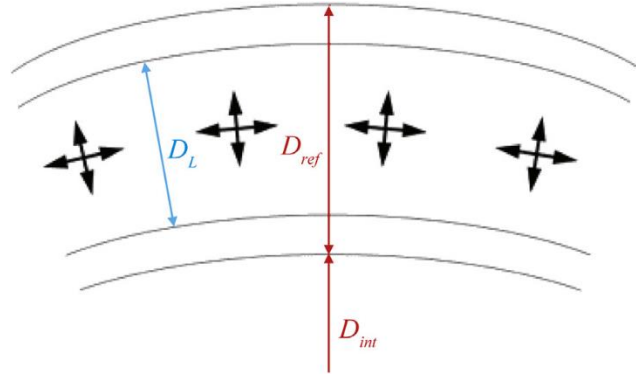


Figura 3. 3. Comprimentos de referência para uma câmara de combustão anelar (Mark & Selwyn, 2016).

3.1.4 Área Snout

A velocidade de escoamento do ar na área A_0 deve ser igual à da área A_{an} . Deste modo, a área anelar, A_{an} , pode ser encontrada pela equação (3.7) (Sawyer & Japikse, 1985).

$$\frac{A_0}{A_{an}} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{an}} \Leftrightarrow A_0 = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{an}} A_{an} \quad (3.7)$$

Dado que $\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{an}} = \frac{100}{80} = 1,25$, substituindo na equação obtém-se a relação mostrada na equação (3.8),

$$A_0 = 1,25 A_{an} \quad (3.8)$$

O fator de queda de pressão no *snout* é obtido pela equação (3.9) (Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$\frac{\Delta p_{sn}}{q_{ref}} = 0,25 \frac{q_{sn}}{q_{ref}} = 0,25 \frac{A_{ref}}{A_0} \quad (3.9)$$

O diâmetro D_0 é obtido resolvendo a equação (3.10).

$$A_0 = \frac{\pi}{4} \left[(D_{int} + D_{ref} + D_0)^2 - (D_{int} + D_{ref} - D_0)^2 \right] \quad (3.10)$$

3.1.5 Área do Swirler

A área do *swirler* é obtida através da equação (3.11) (Lefebvre & Ballal, 2010 ; Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$A_{sw} = \frac{\pi}{4} (D_{sw_3}^2 - D_{sw_2}^2) - 0,5 n_v v_t (D_{sw_3} - D_{sw_2}) \quad (3.11)$$

Indica-se que n_v corresponde ao número de pás fixas e v_t representa a espessura das pás do *swirler*. A espessura das pás assume valores entre 0,7 mm e 1,5 mm. Neste sentido, considerou-se um valor intermédio nomeadamente 1 mm. Em relação ao número de pás fixas, os valores segundo a literatura podem ser entre 8 e 10, sendo que no presente trabalho considerou-se 8 (Conrado et al., 2004).

A zona de recirculação é essencial para a estabilização da chama, mistura de ar-combustível, e a fonte de ignição contínua. Um número de *swirl* reduzido origina um tempo de residência reduzido da mistura reativa na zona primária. Por sua vez, um número de *swirl* elevado estabelece uma melhoria na mistura de ar-combustível e aumenta o tempo de residência dos produtos da combustão, originando um aumento na eficiência da combustão. No entanto, à medida que o número de *swirl* aumenta, as emissões de NO_x também aumentam. Um número de *swirl* superior a 0,6 é expectável que melhore a recirculação do escoamento e a configuração da zona central de recirculação. O número de *swirl* é calculado através da equação (3.12) (Dharmalingam & Kothari, 2021). O ângulo de deflexão do escoamento, β_{sw} , indicado na equação (3.12), pode variar entre 30° e 60°, pelo que se assumiu um valor intermédio de 45°.

$$S_N = \frac{2}{3} \tan \beta_{sw} \frac{1 - (D_{sw_2}/D_{sw_3})^3}{1 - (D_{sw_2}/D_{sw_3})^2} \quad (3.12)$$

O fator de queda de pressão no *swirler* é obtido através da equação (3.13) (Dharmalingam & Kothari, 2021). O parâmetro de desempenho do *swirl*, K_{sw} , assume valor de 1,15 para palhetas com curvatura e 1,30 para palhetas planas, sendo este último o valor assumido no presente trabalho (Saboo et al., 2016).

$$\frac{\Delta p_{sw}}{q_{ref}} = K_{sw} \left[\left(\frac{A_{ref}}{A_{sw}} \right)^2 (\sec \beta_{sw})^2 - \left(\frac{A_{ref}}{A_L} \right)^2 \right] \left(\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_3} \right)^2 \quad (3.13)$$

3.1.6 Dimensões do difusor

O fator de queda de pressão do difusor é calculado através da equação (3.14) (Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$\frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} - \frac{\Delta p_{sw}}{q_{ref}} - \frac{\Delta p_{sn}}{q_{ref}} \quad (3.14)$$

Para auxiliar o cálculo anterior, recorreu-se à expressão indicada na equação (3.15).

$$\Delta P_{dif} = \frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} q_{ref} \quad (3.15)$$

O ângulo do difusor é obtido utilizando a equação (3.16) (Mark & Selwyn, 2016).

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{\frac{\Delta P_{dif}}{P_3} A_3^2 P_3^2}{502.4 \left(1 - \frac{A_3}{A_0}\right)^2 \dot{m}_3^2 T_3} \right]^{1/1.22} \quad (3.16)$$

Posteriormente, o comprimento do difusor pode ser calculado utilizando a equação (3.17), considerando que R_0 e R_3 correspondem aos raios de A_0 e A_3 , respetivamente (Mark & Selwyn, 2016).

$$L_{dif} = \frac{(R_0 - R_3)}{\tan \varphi} \quad (3.17)$$

3.1.7 Comprimento do *Liner*

O comprimento do *liner* (L_L) representa o comprimento total das zonas, ou seja, a soma dos comprimentos da zona primária, secundária e diluição. O fator de queda de pressão através do *liner* pode ser calculado através da equação (3.18) (Lefebvre & Ballal, 2010).

$$\frac{\Delta P_{3-4}}{q_{ref}} = \frac{\Delta P_{dif}}{q_{ref}} + \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \quad (3.18)$$

Reorganizando a equação, obtém-se a equação (3.19).

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

O comprimento do *liner* pode ser calculado a partir da equação (3.20) (Mark & Selwyn, 2016).

$$L_L = \frac{-D_L}{0,05 \frac{\Delta P_L}{q_{ref}} \ln(1 - PF)} \quad (3.20)$$

Os parâmetros de temperatura mais relevantes são os que afetam a tração do motor, a longevidade e durabilidade das zonas quentes a jusante da câmara de combustão. No que diz respeito ao desempenho geral do motor, a temperatura mais importante é a da entrada na turbina, T_4 , que é a média ponderada das temperaturas do escoamento à saída. Dado que as pás do bocal são fixas em relação à câmara de combustão, estas devem ser concebidas para suportar a temperatura máxima. Portanto, o parâmetro mais importante para o projeto das pás do bocal é o fator global de distribuição de temperatura. O fator padrão (PF) providencia a distribuição de temperatura na direção radial e circunferencial à saída da câmara de combustão. O fator padrão pode ser calculado através da equação (3.21).

$$PF = \frac{T_{max} - T_4}{T_4 - T_3} = 1 - e^{\left[-0.05 \frac{L_L \Delta P_L}{D_L q_{ref}}\right]^{-1}} \quad (3.21)$$

3.1.8 Dimensões da Zona Primária

A zona primária deve possuir o comprimento adequado para propiciar uma mistura adequada de ar e combustível. Segundo Sawyer (1985), o comprimento da zona primária pode ser estimado entre 2/3 e 3/4 do diâmetro do liner. Este sugere a escolha de 3/4, uma vez que proporciona uma elevada eficiência de combustão. Deste modo, tem-se que o comprimento da zona primária é dado pela equação (3.22) (Sawyer & Japikse, 1985).

$$L_{ZP} = \frac{3}{4} D_L \quad (3.22)$$

3.1.9 Dimensões da Zona Secundária

O comprimento da zona secundária deve ser tal que possibilite a finalização da reação de combustão iniciada na zona primária, diminuindo a emissão de poluentes e aumentando a eficiência de combustão. A expressão que permite determinar o referido comprimento é dada pela equação (3.23) (Sawyer & Japikse, 1985).

$$L_{ZS} = \frac{1}{2} D_L \quad (3.23)$$

3.1.10. Dimensões da Zona de Diluição

O comprimento da zona de diluição precisa de ser dimensionado a fim de apresentar um desempenho de mistura satisfatório entre o ar quente e frio. Essa necessidade deve-se ao requerimento de um gradiente de temperatura homogêneo na entrada da turbina. No entanto, um aumento do comprimento não garante uma melhoria na homogeneidade da temperatura, uma vez que o ar adicional requerido para arrefecer reduziria o ar admitido na zona de diluição. As equações da Tabela 3. 2 são interpolações realizadas através das curvas da figura que

agilizam o processo de cálculo do comprimento da zona de diluição. A Figura 3. 4 apresenta o gráfico relativo ao desempenho da mistura na zona de diluição.

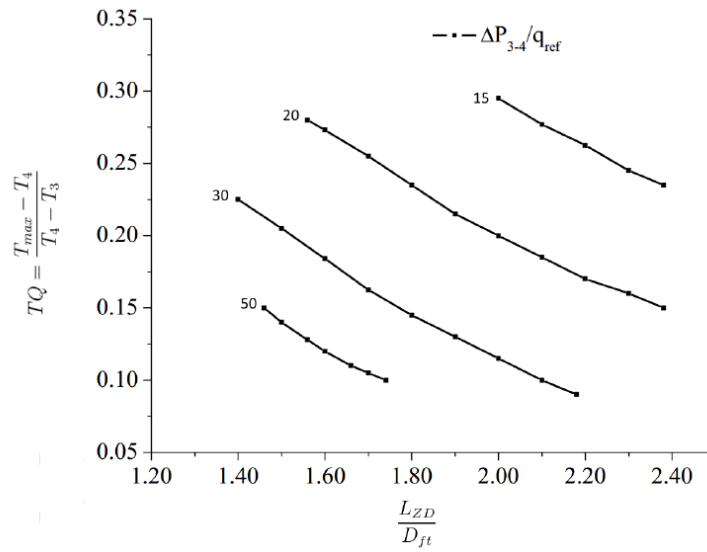


Figura 3. 4. Gráfico do desempenho da mistura na zona de diluição (Paula, 2016).

Tabela 3. 2. Curvas de desempenho de mistura na zona de diluição (Paula, 2016).

$\frac{\Delta P_{3-4}}{P_3}$	$\frac{L_{ZD}}{D_L}$
15	$3,78 - 6 PF$
20	$3,83 - 11,83 PF + 13,4 PF^2$
30	$2,96 - 9,86 PF + 13,3 PF^2$
50	$2,718 - 12,64 PF + 28,51 PF^2$

Como indicado na Tabela 3. 2, o valor corresponde a $\Delta P_{3-4}/P_3$ para uma câmara de combustão anelar é 20, pelo que o comprimento da zona de diluição é definido pela equação (3.24).

$$L_{ZD} = D_L(3,83 - 11,83 PF + 13,4 PF^2) \quad (3.24)$$

3.1.11 Dimensões da Zona de Recirculação

Todos os componentes de velocidade decaem na direção a jusante. Após o ponto de estagnação, as velocidades axiais invertidas desaparecem, e mais a jusante o pico do perfil de velocidade axial desloca-se para a linha central à medida que o efeito do vórtice diminui.

O comprimento da zona de recirculação é obtido através da equação (3.25) (Mark & Selwyn, 2016).

$$L_{ZR} = 2 D_{sw} \quad (3.25)$$

O ângulo da zona de recirculação, θ_{ZR} , é calculado usando a equação (3.26) (Mark & Selwyn, 2016).

$$\theta_{ZR} = \cos^{-1} \left[\frac{-D_L(D_L - 2 D_{sw}) - (D_L - 4 L_{ZR})\sqrt{D_L^2 - 4 D_L D_{sw} + 4 D_{sw}^2 - 8 D_L L_{ZR} + 16 L_{ZR}^2}}{2 D_L^2 - 4 D_L D_{sw} + 4 D_{sw}^2 - 8 D_L L_{ZR} + 16 L_{ZR}^2} \right] \quad (3.26)$$

O comprimento da cúpula pode ser determinado a partir da equação (3.27) (Mark & Selwyn, 2016):

$$L_{do} = \frac{D_L - D_{sw}}{2 \tan \theta_{ZR}} \quad (3.27)$$

3.1.12 Dimensões dos Orifícios

Os orifícios são responsáveis pela admissão de ar em cada zona de combustão. Estes podem ser de dois tipos, planos ou convexos. De acordo com Saweyr (1985), os orifícios planos são mais fáceis de fabricar, enquanto os orifícios convexos têm um coeficiente de descarga e penetração de jato mais elevado. Na zona primária, os orifícios devem estar posicionados após a zona de recirculação. Nas restantes zonas estes devem estar no início de cada zona.

O número de orifícios total requeridos na zona primária pode ser calculado através da equação (3.28) (Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$n_{ZP} d_{jPZ}^2 = \frac{4 \dot{m}_{ZP}}{\pi (2 \Delta p_L \rho_3)^{0,5}} = \frac{15,25 \dot{m}_{ZP}}{\left(\frac{\Delta p_L}{T_3} P_3\right)^{0,5}} \quad (3.28)$$

O número de orifícios total necessário na zona secundária pode ser determinado utilizando a equação (3.29) (Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$n_{zS} d_{jsz}^2 = \frac{4 \dot{m}_{zS}}{\pi (2 \Delta p_L \rho_3)^{0,5}} = \frac{15,25 \dot{m}_{zS}}{\left(\frac{\Delta p_L}{T_3} P_3\right)^{0,5}} \quad (3.29)$$

O número de orifícios total requerido na zona de diluição pode ser calculado através da equação (3.30) (Dharmalingam & Kothari, 2021).

$$n_{zD} d_{jdz}^2 = \frac{4 \dot{m}_{zD}}{\pi (2 \Delta p_L \rho_3)^{0,5}} = \frac{15,25 \dot{m}_{zD}}{\left(\frac{\Delta p_L}{T_3} P_3\right)^{0,5}} \quad (3.30)$$

3.1.13 Distribuição do escoamento de ar

No projeto convencional de câmaras de combustão, cerca de metade do caudal mássico do ar na zona primária é admitido através do *swirler* e a cúpula de arrefecimento. O caudal mássico do *swirler*, \dot{m}_{sw} , corresponde à soma do ar admitido na zona primária através do *swirl* com o ar admitido através dos orifícios na cúpula de arrefecimento. O caudal mássico do *swirl* deve conter uma razão de equivalência superior a 1 por forma a garantir estabilidade e ignição da chama. O restante escoamento de ar é direcionado para a zona anelar, \dot{m}_{an} . Relativamente ao arrefecimento, com base na seguinte fórmula $Ar\ de\ arrefecimento\ [\%] = 0,1 T_3 - 30$, cerca de 40% do caudal mássico total é distribuído ao longo das diferentes zonas com base na temperatura (Mark & Selwyn, 2016). A Tabela 3. 3 mostra a distribuição do caudal mássico do ar na câmara de combustão.

Tabela 3. 3. Distribuição do caudal mássico do ar nas diferentes zonas da câmara de combustão (Mark & Selwyn, 2016).

Caudal mássico do ar	Nomenclatura	Percentagem [%]
Entrada	\dot{m}_3	100
Recirculação	\dot{m}_{RZ}	20
<i>Swirler</i>	\dot{m}_{sw}	12
Cúpula de arrefecimento	$\dot{m}_{D\ cool}$	8
Anelar	\dot{m}_{an}	80
Zona Primária	\dot{m}_{pZ}	20
Zona Secundária	\dot{m}_{sZ}	10
Zona de Diluição	\dot{m}_{DZ}	10
Ar de Arrefecimento	\dot{m}_{cool}	40

3.2 Desenho Técnico da Câmara de Combustão

Considerando a metodologia demonstrada nas seções anteriores, foi desenvolvido um programa através do MATLAB, que permite automaticamente calcular as dimensões da câmara de combustão, em função das condições de operação pretendidas. Utilizando as condições iniciais apresentadas na Tabela 3. 4, obtiveram-se as dimensões apresentadas na Tabela 3. 5.

Tabela 3. 4. Condições iniciais para dimensionamento da câmara de combustão (adaptado de (Shehata et al., 2019)).

Parâmetro	Nomenclatura	Valor	Unidades
Caudal mássico de ar à entrada	\dot{m}_3	3,8	kg/s
Temperatura à entrada	T_3	460	K
Pressão à entrada	P_3	400 000	Pa
Caudal mássico de combustível	\dot{m}_f	0,01355	kg/s

Tabela 3. 5. Dimensões obtidas para a câmara de combustão.

Parâmetro	Nomenclatura	Valor	Unidades
Área de Referência	A_{ref}	0,0446	m^2
Área do Liner	A_{an}	0,0294	m^2
Área do <i>Snout</i>	A_0	0,0189	m^2
Área do <i>Swirler</i>	A_{sw}	0,002	m^2
Diâmetro de Referência	D_{ref}	0,098696	m
Diâmetro do <i>Liner</i>	D_L	0,07683	m
Diâmetro do <i>Swirler</i>	D_{sw}	0,02305	m
Ângulo do Difusor	φ	24,3324	°
Comprimento do difusor	L_{dif}	0,015078	m
Comprimento do <i>Liner</i>	L_L	0,22525	m
Comprimento da Zona Primária	L_{pZ}	0,057623	m
Comprimento da Zona Secundária	L_{sZ}	0,03815	m
Comprimento da Zona de Diluição	L_{DZ}	0,11425	m
Comprimento da Zona de Recirculação	L_{RZ}	0,100	m

No presente trabalho para construir o modelo sólido da câmara de combustão foi utilizado o programa de desenho assistido por computador SOLIDWORKS. A Figura 3. 5 apresenta o desenho técnico da câmara desenvolvida no presente trabalho, ao passo que a Figura 3. 6 mostra as dimensões detalhadas da referida câmara.

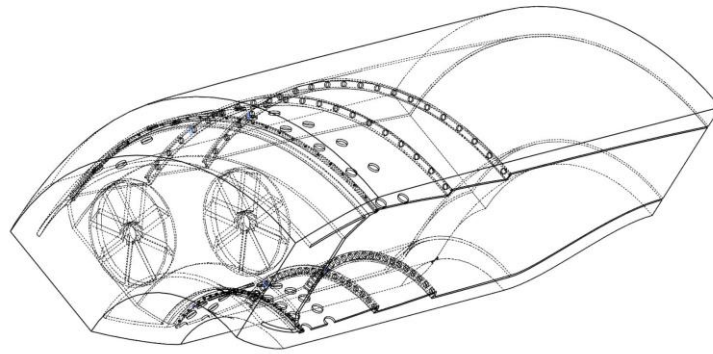


Figura 3. 5. Modelo 3D da câmara de combustão projetada.

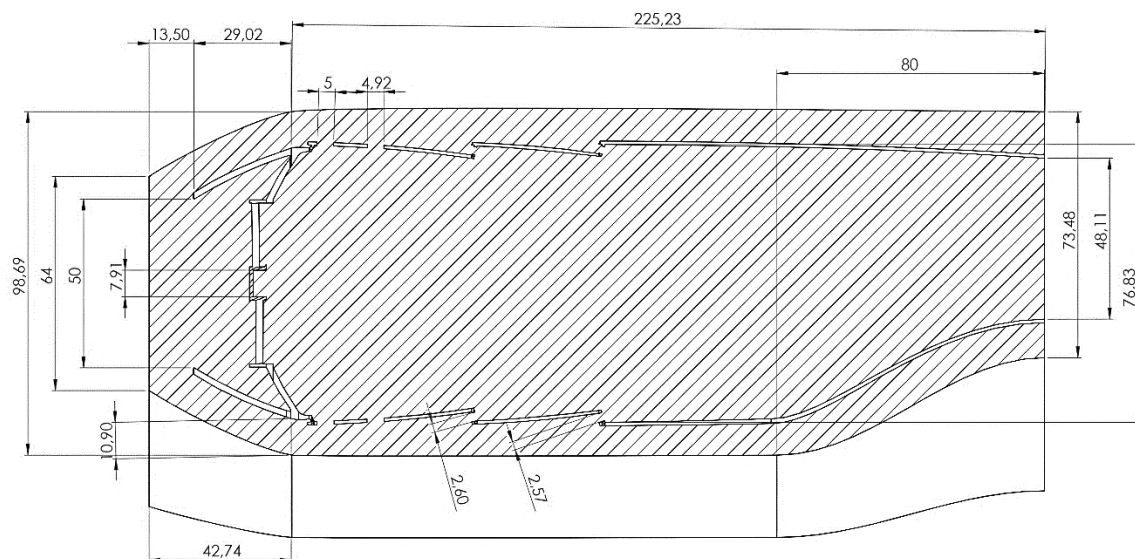


Figura 3. 6. Dimensões da Câmara de Combustão projetada.

Capítulo 4

Simulações CFD

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos necessários para a formulação e compreensão dos modelos numéricos associados ao estudo de câmaras de combustão. Primeiramente introduzem-se as equações de Navier-Stokes para escoamentos compressíveis, seguindo-se os vários métodos de simulação de escoamentos turbulentos e modelos de turbulência para representar a física da turbulência em escoamentos complexos. Posteriormente, demonstra-se como se gera a malha, bem como os passos a ser cumpridos relativamente à configuração da simulação numérica de modo a obter os resultados pretendidos.

4.1 Dinâmica de Fluidos Computacional

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*), consiste numa ferramenta de análise e simulação de vários sistemas que envolvem escoamento de fluidos, trocas térmicas e fenómenos associados, como reações químicas (Versteeg & Malalasekera, 2007). Esta ferramenta surgiu por volta de 1970 e permitiu o desenvolvimento de novos métodos para analisar os sistemas a serem desenvolvidos com um custo reduzido e maior rapidez, comparativamente a outros projetos de atividade experimental. O destaque do uso da dinâmica de fluidos computacional advém do avanço tecnológico e do desempenho computacional que possibilita armazenar uma elevada quantidade de dados.

A modelação via CFD apresenta a vantagem de permitir a análise bidimensional ou mesmo tridimensional do escoamento, neste caso, ao longo da câmara de combustão, algo que não é possível ser feito recorrendo a modelos termodinâmicos. Por outro lado, possibilita que seja feito um estudo do escoamento no interior da câmara de combustão tendo em conta os efeitos da viscosidade e turbulência, recorrendo a modelos de turbulência (Lima, 2013).

O software CFD utilizado no presente trabalho foi o ANSYS, sendo que é um conjunto de softwares cujas ferramentas destinam-se a todos os campos da engenharia que requerem a simulação no desenvolvimento de produtos e processos. O ANSYS destaca-se a nível global em simulações de engenharia, envolvendo análise estrutural, dinâmica de fluidos, eletromagnética, entre outras. A vertente utilizada é o ramo da dinâmica de fluidos que possibilita a simulação do comportamento de uma câmara de combustão. Neste sentido, o módulo *Fluent* é o adequado ao presente trabalho, uma vez que é destinado ao escoamento de fluidos e reações químicas. O *Fluent* disponibiliza um vasto número de condições de fronteira e modelos de turbulência, tais como $k - \varepsilon$, $k - \omega$, *Transition SST*, *Reynolds-stress* ou LES. O computador utilizado para realizar as simulações foi um processador 10 core CPU Intel Xeon(R) Silver 4210 CPU de 2,2 GHz e 64 gigabytes de RAM. A versão do *Fluent* utilizada no presente trabalho foi a versão de 2020 R2 para Windows.

4.1.1 Equações de Governo

Os escoamentos turbulentos são caracterizados por movimentações do fluido com variações súbitas das propriedades do fluido a nível temporal e espacial, sendo estes a maioria dos escoamentos relacionados com engenharia (Eger, 2010). Embora as equações fundamentais pudessem ser utilizadas para descrever de modo completo os escoamentos turbulentos, as limitações a nível computacional tornam a resolução numérica direta das referidas equações apenas possível para escoamentos simples e com números de Reynolds (Re) baixos, o que não ocorre na câmara de combustão em análise. Tal deve-se ao facto de, atualmente, não existir capacidade computacional suficiente para resolver a elevada extensão de escalas temporais e espaciais associadas à turbulência (Nichols, 2016).

Um dos melhores métodos para analisar escoamentos turbulentos é escrever as equações diferenciais parciais que compõem os princípios básicos da conservação nos quais se baseia a dinâmica de fluidos, tais como, a massa, a quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton) e a energia (Primeira Lei da Termodinâmica). O conjunto das referidas equações diferenciais parciais denominam-se de equações de Navier-Stokes e traduzem a relação entre as três principais variáveis na descrição de um escoamento, nomeadamente, a temperatura (T), a pressão (p) e o vetor velocidade (v) (Lima, 2013).

Para um fluido newtoniano compressível em regime transiente, a forma geral das equações de Navier-Stokes na forma cartesiana é a apresentada nas equações (4.1), (4.2) e (4.3) (Lima, 2013):

- I. Equação da conservação de massa (Continuidade)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (4.1)$$

- II. Equação da conservação da quantidade de movimento

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

onde o termo ρg_i é relativo às forças de campo devidas à aceleração da gravidade.

- III. Equação da conservação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho h v_i) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(p v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (4.3)$$

onde o termo h é relativo à entalpia e α corresponde à condutibilidade térmica do fluido.

O termo τ_{ij} , presente nas equações (4.2) e (4.3) corresponde ao tensor das tensões viscosas que é definido a partir da Lei de Newton da viscosidade tal como demonstra a equação (4.4), sendo que μ é a viscosidade dinâmica do fluido e δ_{ij} corresponde ao delta de Kroneker, que assume o valor 1 caso $i = j$ e 0 caso $i \neq j$ (Frank M. White, 1991).

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (4.4)$$

As equações diferenciais parciais de Navier-Stokes são não lineares para a maioria das situações reais, o que dificulta, e por vezes impossibilita, a obtenção de soluções analíticas. Um modo de contornar este problema é recorrer a métodos numéricos a fim de alcançar soluções aproximadas, como é o caso do método dos volumes finitos. No referido método, o escoamento do fluido é repartido em distintos volumes de controlo de tamanho infinitesimal (malha computacional) que transformam as equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integram utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controlo com as dos volumes de controlo circundantes (Lima, 2013).

4.1.2 Métodos de simulação de escoamentos turbulentos

A turbulência corresponde a um movimento tridimensional dependente do tempo no qual os estiramentos de vórtices provocam flutuações de velocidade que se estendem a todos os comprimentos de onda, entre um mínimo determinado por forças viscosas e um máximo determinado pelas condições de fronteira do escoamento (Bradshaw, 1971). Existem três métodos para resolver numericamente os escoamentos turbulentos, nomeadamente o *Direct Numerical Simulation* (DNS), o *Large Eddy Simulation* (LES) e o *Reynolds Average Navier-Stokes* (RANS). Os métodos descritos serão abordados individualmente nas seguintes subseções.

4.1.2.1 Simulação numérica direta

Para resolver diretamente todo o espectro de escalas turbulentas pode ser utilizada a abordagem conhecida como simulação numérica direta (DNS, *Direct Numerical Simulation*), na qual as equações de Navier-Stokes são resolvidas numericamente sem a necessidade de usar modelos de turbulência (“ANSYS Fluent Tutor. Guid. 18,” 2017) Na simulação numérica direta todas as escalas de turbulência são simuladas, pelo que é necessário assegurar que a resolução de malha é suficiente para alcançar as escalas de turbulência mais reduzida (Nichols, 2016). O número mínimo de elementos de malha necessário para obter uma resolução espacial correta do escoamento é proporcional a $Re^{9/4}$, pelo que, para escoamentos com um número de Reynolds elevado, usando o método DNS, a malha computacional ia conter demasiados elementos, o que se traduz num enorme esforço computacional. Neste sentido, não se torna viável para

problemas práticos de engenharia que envolvam escoamentos com elevado número de Reynolds, devido aos custos que acarreta. Como alternativa destacam-se dois métodos de simulação numérica que requerem requisitos computacionais menos exigentes, que são o LES e o RANS.

4.1.2.2 Simulações de Grande Escalas

O método LES corresponde à aplicação de uma operação de filtragem de modo a remover o efeito das escalas mais pequenas de turbulência. Assim, as grandes escalas de turbulência são resolvidas diretamente através das equações de Navier-Stokes, à semelhança da simulação numérica direta, ao passo que as escalas mais pequenas, denominadas de escalas submalha, são modeladas através de um modelo algébrico simples, designado por modelo submalha (Souza et al., 2011). Embora esta alteração se traduza num custo computacional significativamente inferior comparativamente ao DNS, este método só possibilita a simulação numérica das equações de Navier-Stokes na sua forma tridimensional e transiente. Deste modo, o método LES apresenta a necessidade de malhas muito finas, o que faz com que não seja o método mais indicado para a simulação de câmaras de combustão.

4.1.2.3 Reynolds Average Navier-Stokes

No método RANS as propriedades do escoamento são decompostas num valor médio e numa flutuação relativa à turbulência. A decomposição de todas as propriedades do escoamento origina uma equação para resolução do escoamento médio através de uma média temporal das equações de Navier-Stokes. Este método apresenta vantagens relevantes, relativamente aos restantes métodos indicados, tais como um reduzido custo computacional e não existe a necessidade de resolver os detalhes das flutuações da turbulência, pelo que somente é necessário saber as propriedades médias temporais dos escoamentos, como velocidades médias ou pressões médias.

Por forma a escolher um dos métodos supramencionados é necessário ter em conta parâmetros como as características físicas do escoamento, o nível de precisão, os recursos computacionais disponíveis, problema a resolver e a quantidade de tempo disponível para as simulações. Nesse sentido, e com base no que foi indicado anteriormente, o método RANS é o eleito para efetuar as simulações pretendidas no presente trabalho. Por outro lado, acresce indicar que o facto de as câmaras de combustão poderem ser analisadas como um problema axissimétrico faz com que não seja necessária uma malha tão pesada a nível computacional, o que reforça a escolha do método RANS (Lima, 2013).

Para se compreender de forma mais detalhada o modelo utilizado no presente trabalho, são apresentadas de seguida as equações que constituem o método escolhido. A velocidade instantânea num escoamento turbulento pode ser decomposta em duas componentes, uma componente média e uma componente de flutuação, à semelhança da representação da Figura 4. 1.

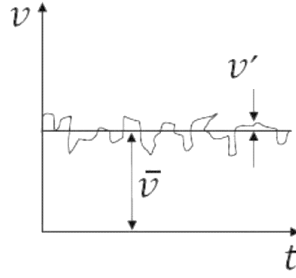


Figura 4. 1. Representação esquemática da decomposição de Reynolds (Lima, 2013).

Deste modo, a velocidade instantânea segundo a direção i é dada pela equação (4.6), na qual v_i corresponde à velocidade instantânea, \bar{v}_i é a velocidade média e v_i' representa as flutuações da velocidade.

$$v_i = \bar{v}_i + v_i' \quad (4.5)$$

Similarmente, esta decomposição pode ser efetuada para outras variáveis do escoamento, sendo a equação (4.6) relativa à decomposição de uma variável genérica, Φ .

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (4.6)$$

A expressão do operador da média é a indicada na equação (4.7).

$$\bar{\Phi} = \int \Phi dt \quad (4.7)$$

Pela própria definição, a média das flutuações é nula, tal como demonstra a equação (4.8).

$$\overline{\Phi'} = 0 \quad (4.8)$$

Aplicando esta decomposição às equações de Navier-Stokes, (4.1), (4.2) e (4.3), obtém-se as equações (4.9), (4.10) e (4.11) que constituem as equações RANS.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{v}_i) = 0 \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j) = \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j') \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\bar{v}_i(\rho h + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\alpha_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + v_i(-\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j') \right] \quad (4.11)$$

O termo α_{eff} é relativo à condutibilidade térmica efetiva e corresponde à soma da condutibilidade térmica do fluido, α , e da condutibilidade térmica turbulenta, α_t , à semelhança do que demonstra a equação (4.12) (Wilcox, 2006).

$$\alpha_{eff} = \alpha + \alpha_t \quad (4.12)$$

O tensor de Reynolds, representado pelo termo $-\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j'$, corresponde à tensão exercida no fluido pelas flutuações turbulentas e possui seis componentes independentes entre si, o que conduz a um sistema indeterminado, sendo necessárias a introdução de outras expressões, que são dadas a partir de modelos de turbulência.

4.1.3 Modelos de turbulência

Os modelos de turbulência podem ser classificados de acordo com o número de equações de transporte que utilizam para a definição de tensor de Reynolds (Eger, 2010). Os modelos de zero equações (Algébicos) usam apenas uma equação algébrica para o cálculo da viscosidade turbulenta, como é o caso de Cebeci-Smith, Baldwin-Lomax e Johnson-King. Por sua vez, nos modelos de uma equação, a viscosidade turbulenta é apresentada como um produto de uma escala de velocidade por uma escala de comprimento da turbulência, no qual a energia cinética turbulenta é utilizada para caracterizar a escala de velocidade e é obtida por meio de uma equação de transporte, ao passo que a escala de comprimento turbulenta é determinada através de uma expressão algébrica. Como exemplos dos modelos de uma equação destacam-se Baldwin-Barth, Spalart-Allmaras e Rahman-Siikonen. Por fim, nos modelos de duas equações, as escalas de velocidade e de comprimento são obtidas através da solução de duas equações de transporte, cada uma para um escalar turbulento. Realçam-se os modelos $k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$, *Realizable* $k - \varepsilon$, $k - \omega$ e SST $k - \omega$ como exemplos de modelos de duas equações.

Os modelos de duas equações foram desenvolvidos para representar melhor a física da turbulência em escoamentos complexos, sendo que a maioria das investigações no âmbito de simulações CFD em câmaras de combustão recorrem aos modelos de duas equações, que são apresentados nas seguintes subsecções.

4.1.3.1 Modelo $k - \varepsilon$

Um dos principais modelos de duas equações é o modelo $k - \varepsilon$. O primeiro modelo $k - \varepsilon$ com um número de Reynolds reduzido foi desenvolvido por Jones e Launder e, posteriormente, foi modificado por diversos investigadores. O modelo $k - \varepsilon$ resolve as equações da energia cinética

turbulenta (k) e taxa de dissipação (ε) em zonas de escoamento livre. Este modelo tem diversas vantagens, tais como, reduzido custo e precisão aceitável (Wilcox, 2006). Devido às razões apontadas anteriormente, o modelo $k - \varepsilon$ foi o selecionado para as simulações do presente trabalho.

O modelo de duas equações $k - \varepsilon$ pode ser expresso pela equação da energia cinética turbulenta, equação (4.13), e pela equação da dissipação de energia cinética turbulenta, definida pela equação (4.14).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.14)$$

O parâmetro G_k representa a energia cinética turbulenta relacionada com os gradientes de velocidade média e o parâmetro G_b refere-se à energia cinética turbulenta devido à flutuabilidade. O parâmetro Y_M corresponde à variação da dilatação na turbulência compressível. As constantes do modelo de turbulência standard (Jones e Launder, 1972), têm proporcionado uma boa concordância com os resultados experimentais para uma vasta gama de escoamentos turbulentos, os valores destas constantes são $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_{3\varepsilon} = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 0,13$. O parâmetro μ_t corresponde à viscosidade turbulenta.

O modelo *Renormalization Group Method* (RNG) $k - \varepsilon$ é um refinamento do modelo $k - \varepsilon$ standard, que deriva diretamente partir das equações de Navier-Stokes instantâneas, recorrendo a uma técnica matemática que se designa por *Renormalization Group Method*. Por fim, o modelo *Realizable* $k - \varepsilon$ é um desenvolvimento recente do modelo $k - \varepsilon$ standard, no qual a viscosidade turbulenta, μ_t , possui uma nova formulação, bem como é implementada uma nova equação de transporte para ε .

4.1.3.2 Modelo $k - \omega$

O modelo de duas equações $k - \omega$ inclui uma equação para a energia cinética turbulenta, k , e a segunda equação para a taxa de dissipação turbulenta específica (ou frequência turbulenta), ω . À semelhança do modelo $k - \varepsilon$, existem diversas versões do modelo $k - \omega$. Uma das versões deste modelo que apresenta uma maior robustez devido à adição de termos de produção às equações de k e ω é o modelo *Shear Stress Transport* $k - \omega$ (SST) (Oliveira, 2016). Este modelo utiliza a mesma equação de transporte de energia cinética turbulenta que o modelo $k - \varepsilon$, enquanto a segunda equação é dada pela equação da taxa de dissipação específica, apresentada pela equação (4.15).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (4.15)$$

4.1.4 Geração da Malha Numérica

O processo para gerar a malha é um dos aspectos mais importantes nas simulações de Dinâmica de Fluidos Computacional. O objetivo da malha é providenciar a distribuição de pontos onde a solução irá ser calculada, sendo que quanto mais refinada for a malha, melhor resolução se irá obter dos escoamentos pretendidos. Contudo, é de notar que malhas mais refinadas irão aumentar o número de elementos, o que, conseqüentemente, aumenta de modo proporcional o tempo e o custo computacional (Oliveira, 2016). A Tabela 4. 1 apresenta os principais parâmetros definidos para a gerar a malha.

Tabela 4. 1. Parâmetros para gerar a malha.

Dimensão do Elemento	0,1 mm
Dimensionamento	
Taxa de crescimento	1,2
Ângulo normal de curvatura	18 °
<i>Proximity Size Function Sources</i>	<i>Faces</i>
Qualidade da malha	
<i>Skewness Alvo</i>	0,9
<i>Smoothing</i>	Elevado
Estatística	
Nós	55 813 171
Elementos	40 898 845

Assim que o *Fluent* é inicializado, é fundamental verificar se a malha gerada se encontra dentro dos limites para se obter resultados fiáveis. O ANSYS *Fluent* tem a opção no menu geral da malha para realizar a avaliação da mesma tendo em conta os diversos parâmetros. Dos diversos parâmetros para avaliar a qualidade da malha, os mais relevantes são a *skewness* e a *orthogonal quality*. Os valores da malha gerada no presente trabalho foram de 0,22463 relativamente à *skewness*, ao passo que para a qualidade ortogonal o valor foi de 0,77433. Analisando a Tabela 4. 2 e Tabela 4. 3, verifica-se que a malha gerada se classifica como nível excelente para a *skewness* e nível muito bom para a qualidade ortogonal. A Figura 4. 2 apresenta a vista global do domínio da malha.

Tabela 4. 2. Espectro Métrica Espectro Métrica da Malha – *Skewness* (Gok et al., 2017).

Excelente	Muito Bom	Bom	Aceitável	Insuficiente	Inaceitável
0 – 0,25	0,25 – 0,50	0,50 – 0,80	0,80 – 0,94	0,95 – 0,97	0,98 – 1,00

Tabela 4. 3. Espectro Métrica da Malha – *Orthogonal quality* (Gok et al., 2017).

Inaceitável	Insuficiente	Aceitável	Bom	Muito Bom	Excelente
0 – 0,001	0,001 – 0,14	0,15 – 0,20	0,20 – 0,69	0,70 – 0,95	0,95 – 1,00

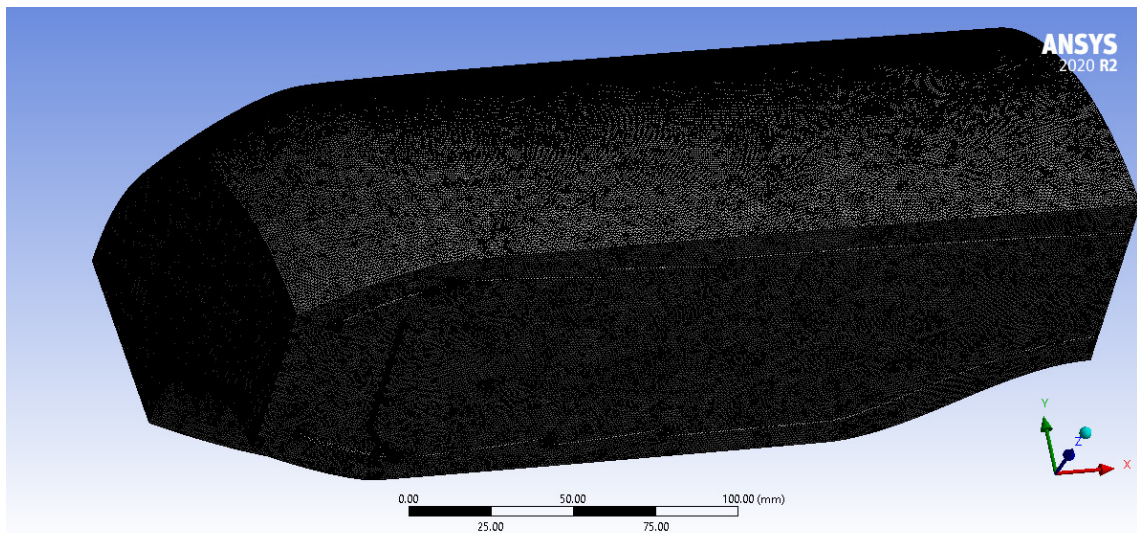


Figura 4. 2. Vista global do domínio da malha.

4.2 Configuração do Problema

Para iniciar as simulações numéricas existem diversas fases que têm de ser cumpridas para se obterem os resultados desejáveis. Inicialmente têm de ser definidos que tipos de modelos vão ser aplicados em cada simulação, as condições de fronteira e os métodos de solução. Nas seguintes subsecções vão ser abordados estes pontos, de forma a demonstrar o método utilizado para a realização das simulações numéricas no presente trabalho.

4.2.1 Modelos

O software ANSYS *Fluent* tem a capacidade de escolher diversos modelos, tendo em conta as necessidades de cada simulação. No presente trabalho, foram utilizados os seguintes modelos:

- I. Modelo de Energia – modelo ativado para calcular a mudança de temperatura no processo de combustão;
- II. Modelo de Viscosidade – através deste modelo podem ser estudados escoamentos invíscidos, laminares e turbulentos. No presente trabalho, o modelo utilizado foi o $k - \varepsilon$ assumindo as constantes standards fornecidas pelo ANSYS *Fluent*. Este modelo, à semelhança do mencionado anteriormente, é um dos principais modelos de turbulência em aplicações de engenharia.
- III. Modelo de espécies – este modelo permite modelar a mistura, transporte e combustão de espécies químicas. De modo a descrever o sistema da câmara de combustão do presente trabalho foi selecionada a combustão sem pré mistura.

Em relação ao modelo de espécies é importante realçar as seguintes condições utilizadas nas simulações desenvolvidas no trabalho vigente. A espécie de combustível definida foi $C_{10}H_{22}$ com a temperatura de 300 K. As espécies de oxidantes e concentração, à semelhança da temperatura, foram definidas. O oxidante utilizado é composto por azoto e oxigénio com as concentrações molares de 0,78992 e 0,21008, respetivamente. Após serem definidas estas condições, é necessário calcular a tabela *probably density function* (PDF). Os parâmetros da tabela são os predefinidos, e é utilizado o refinamento da grelha automático. Assim, obtém-se a tabela PDF.

O último passo na configuração do modelo de espécies é a ativação do módulo de NO_x , caso contrário o ANSYS *Fluent* não irá exibir informação sobre a formação de NO_x quando se iniciar a simulação. Os passos desta etapa são selecionar o NO_x Térmico e o NO_x Imediato, bem como as espécies químicas presentes no combustível. O equilíbrio parcial deve ser escolhido, uma vez que este prevê a concentração do radical O necessário para a previsão do NO_x térmico (Oliveira, 2016). A espécie química do combustível, bem como a razão de equivalência têm de ser introduzidos. Por fim, a temperatura deve ser selecionada no modo PDF, para permitir a interação entre as reações químicas e a turbulência (*Fluent 6.3 Documentation*, 2006).

4.2.2 Condições de Fronteira

Um dos passos mais importante na fase da configuração do problema é a definição das condições de fronteira, uma vez que afeta a convergência e os resultados das simulações numéricas. Para tal foram definidas três condições de fronteira:

- I. **Mass-flow inlet** – Para a entrada de ar e injetores, a condição de fronteira utilizada foi o *mass-flow inlet*, assumindo as condições iniciais de projeto indicadas na secção 3.2.
- II. **Pressure-outlet** – A saída da câmara de combustão foi definido como *pressure-outlet*, considerando que o sistema de pressão à saída corresponde à pressão de operação da câmara de combustão. Tal significa que não existe queda de pressão dentro da câmara, o que em termos de engenharia é o que se pretende.

- III. **Walls** – Todas as faces da câmara de combustão projetada foram definidas como parede, considerando os parâmetros predefinidos.

É de frisar que os valores relativos aos caudais de ar à entrada da câmara de combustão e de combustível introduzidos nas condições de fronteira foram os determinados na fase de projeto da câmara de combustão, no Capítulo 3.

4.2.3 Métodos de solução

Nesta subsecção são descritos os métodos estabelecidos para as simulações, de modo a obter resultados precisos, diminuir o tempo de simulação e alcançar a convergência. Foram testados diferentes métodos de simulação de modo a verificar qual o método que se adequava melhor à simulação que estava a ser realizada. Inicialmente, nas simulações executadas foram utilizados os esquemas de solução predefinidos, contudo estes não permitiam obter uma convergência suave da solução. Posteriormente, o esquema de solução foi alterado para todos os métodos serem de *Second Order Upwind*. Esta alteração permitiu obter a convergência da solução com resultados bastantes precisos, contudo o tempo de simulação aumentou consideravelmente. Sendo assim o esquema de métodos utilizado foi o Coupled para o *Pressure-Velocity Coupling*, o *Least Squares Cell Based* para *gradient spatial discretization*, *SIMPLE* para pressão e *Second Order Upwind* para os restantes parâmetros.

4.2.4 Controlos de Solução

Nesta subsecção são apresentados os fatores de relaxamento (URF) e os limites da solução definidos de modo a controlar a solução. Os URF controlam a influência do resultado da variável anterior sobre a nova variável em cada iteração. Os valores podem variar entre 0 e 1, sendo que o valor 0 não tem influência na iteração seguinte e 1 corresponde à influência máxima na iteração seguinte. Embora muitas simulações possam não exigir modificações aos valores por defeito do URF nos controlos da solução, a alteração destes valores pode ajudar a acelerar a convergência ou melhorar a estabilidade de simulações mais complexas, como é o caso do presente trabalho. Se a solução de uma variável manifestar comportamentos instáveis ou divergência, a variação dos valores URF pode ser a solução para o problema. No presente trabalho, os valores predefinidos tiveram de ser alterados de forma iterativa até se obter os valores que permitiram estabilizar a solução. Os fatores de relaxamento utilizados estão mostrados na Tabela 4. 4.

Tabela 4. 4. Valores dos fatores de relaxamento (URF).

URF	
Pressão	0,3
Massa volúmica	1
Forças do Corpo	1
Quantidade de Movimento	0,5
Energia Cinética Turbulenta	0,65
Taxa de Dissipação Turbulenta	0,65
Viscosidade Turbulenta	0,8
Espécies	0,5
Energia	0,6

4.2.5 Monitores

O objetivo dos monitores é avaliar a convergência da solução para cada variável durante a simulação numérica. Os vários critérios de convergência podem ser selecionados na caixa de diálogo dos monitores residuais. Os resíduos idealmente deveriam ir para zero à medida que a solução converge. No entanto, os resíduos decaem para um pequeno valor ("arredondamento") e depois estabilizam ("nivelamento"). Os resíduos podem cair até seis ordens de grandeza antes de atingir o arredondamento e, para a maioria dos problemas, o critério de convergência predefinido no *Fluent* é suficiente ("ANSYS Fluent Tutor. Guid. 18," 2017). No presente trabalho, como critério de convergência todas as variáveis, incluindo as espécies, foram definidas para convergir quando os resíduos atingirem 10^{-6} .

4.2.6 Inicialização e Cálculo da Solução

Uma vez que o método de cálculo baseado em pressão, considera as médias, sendo necessário uma estimativa inicial para cada variável. Na prática, o utilizador deve definir os valores iniciais de como o escoamento se comporta. No presente trabalho optou-se por utilizar a inicialização híbrida e selecionar, para início dos cálculos, a zona de entrada de ar da câmara de combustão com as condições iniciais apresentadas na Secção 3.2 na Tabela 3. 4.

Relativamente à configuração do cálculo, deve verificar-se primeiro o caso através da funcionalidade *check case* do ANSYS antes de iniciar o processo de cálculo, uma vez que garante que não existem erros no caso e que o modelo está pronto a ser calculado. De seguida, a solução pode ser iniciada definindo o número de iterações pretendidas. No presente trabalho, optou-se por cada simulação ter 2 000 iterações.

Capítulo 5

Resultados

Este capítulo apresenta os resultados das simulações numéricas realizadas para a câmara de combustão anelar projetada. Inicialmente, é apresentada a independência de malha, demonstrando assim a qualidade da simulação numérica. Posteriormente, demonstra-se a avaliação realizada do y^+ para verificar se se encontra dentro dos parâmetros. Na Secção 5.2 são apresentados os resultados da temperatura à saída da câmara e o perfil de temperaturas, fator extremamente relevante no presente trabalho. Na Secção 5.3 é demonstrada a influência da distribuição de ar na câmara de combustão e apresentados os resultados para diferentes condições iniciais. Por fim, na Secção 5.4 é realizada a análise em termos de emissões de poluentes, onde se relatam as emissões produzidas pela câmara de combustão, nomeadamente, de dióxido de carbono, monóxido de carbono e óxidos de azoto.

Para obter os resultados do presente trabalho foi utilizado um computador com 10 cores, Intel® Xeon® Silver 4210 @ 2.20 GHz e 64Gb de RAM. Cada solução a ser obtida em média teve uma duração de 168 horas. Os resultados e contornos obtidos e apresentados no presente capítulo foram obtidos utilizando o ANSYS *Fluent*.

5.1 Convergência

A convergência é um parâmetro de extrema importância, pois só deste modo é que é possível obter uma solução correta. A solução pode ser considerada convergente, quando se verifica que cada equação está a convergir para o valor definido para cada parâmetro. O critério de convergência utilizado foi 10^{-6} , para garantir que o processo de convergência ocorresse sem problemas.

A Figura 5. 1 apresenta os resíduos da simulação numérica ao fim de 2150 iterações. Observa-se que após uma diminuição inicial, os resíduos oscilam em torno de um valor médio constante, devido ao efeito da instabilidade do escoamento turbulento. O esquema “*Second order upwind*” explicado na Secção 4.2.3, providenciou resultados mais precisos comparativamente com os outros métodos, sendo por isso o método definido para obter os resultados do presente trabalho. A simulação não atingiu concretamente os valores dos resíduos estipulados, como se observa na Figura 5. 1, mas a partir da iteração 150 permaneceu estável. Apesar de se efetuar uma pesquisa em termos de métodos de solução, os resíduos aproximaram-se sempre de 10^{-4} devido aos efeitos da instabilidade do escoamento.

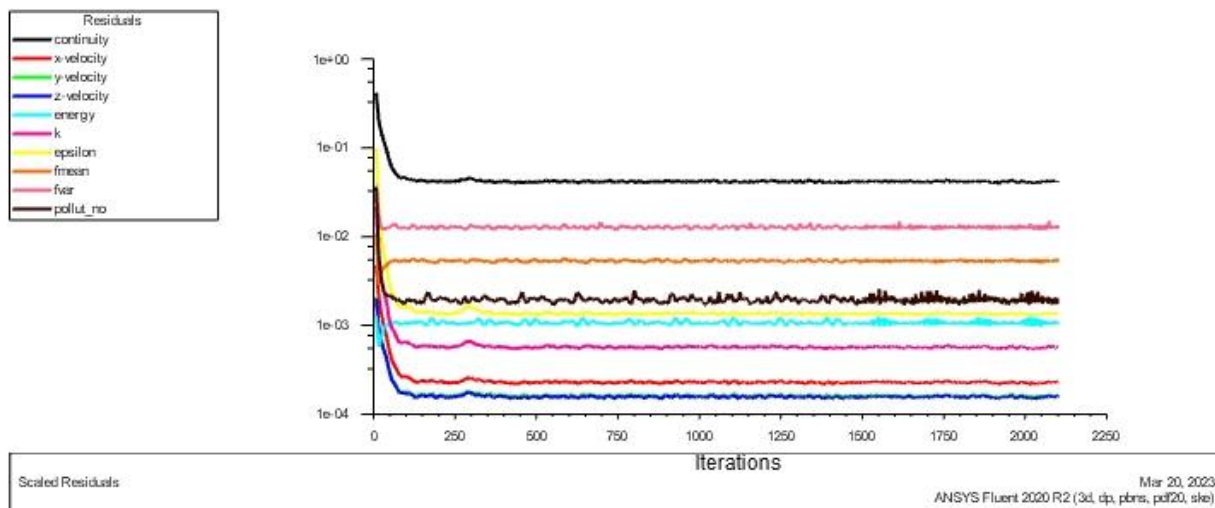


Figura 5. 1. Resíduos da simulação numérica.

A solução pode convergir e mesmo assim encontrar-se errada, caso os resíduos de tolerância assumam um valor elevado. Uma forma de verificar se os resíduos de tolerância definidos estão corretos, e se a solução convergiu completamente é através do *mass imbalance*. O ANSYS define que o *net mass imbalance* deve ser menor que 0,5 % do escoamento total do sistema, por exemplo numa solução convergente, o escoamento que entra no sistema deve ser igual ao que sai (Oliveira, 2016). No presente trabalho, o *mass imbalance* estava na ordem de $10^{-4} \%$, o que demonstra que a solução convergiu completamente e que está correta, conforme se pode observar na Tabela 5. 1.

Tabela 5. 1. *Mass Imbalance* da simulação realizada no presente trabalho.

Residuals – Mass Imbalance	
Min [<i>kg/s</i>]	– 0,000 435 221
Max [<i>kg/s</i>]	0,000 335 734 5
0,5 % do escoamento total [<i>kg/s</i>]	0,004 75

5.1.1. Análise y^+

A análise de y^+ não é relevante para o presente trabalho, dado que a transferência de calor através das paredes não é considerada. Contudo, é de realçar que os valores de y^+ devem estar entre 30 e 300. A Figura 5. 2 apresenta os valores do y^+ para as diferentes zonas da câmara de combustão anelar. Analisando a Figura 5. 2, observa-se que apesar de, no geral, todas as zonas da câmara de combustão assumirem valores de y^+ dentro dos parâmetros, existem certas zonas onde o y^+ tem um valor elevado. Nas zonas referencias cujo valor de y^+ é mais elevado, a malha podia ser mais refinada, contudo levaria a uma malha mais pesada e, por isso, a um aumento do custo computacional. Dado ter sido atingida a independência de malha para os resultados desejados, estas zonas da malha mantiveram-se iguais.

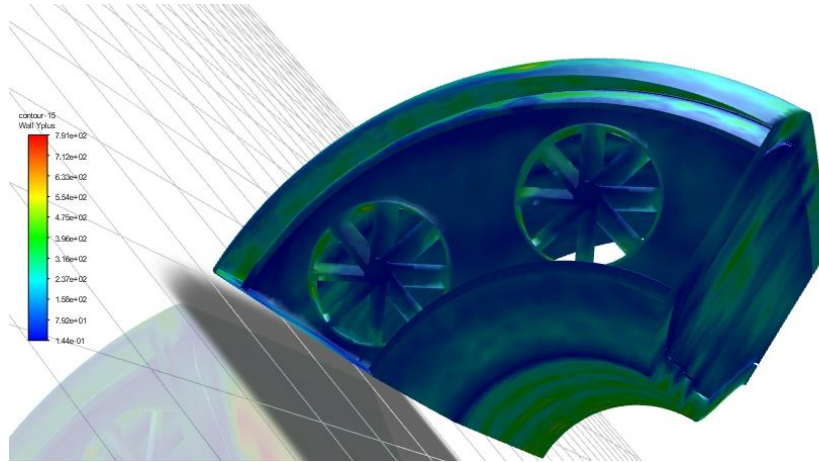


Figura 5. 2. Valores de y^+ obtidos na simulação numérica para a câmara projetada.

O ANSYS possibilita determinar a média ponderada em função da área do y^+ , sendo que o valor obtido foi de 187,8, pelo que se encontra dentro do limite estipulado de 30 e 300 para um valor de y^+ aceitável, à semelhança do que foi indicado anteriormente.

5.2 Distribuição da Temperatura na Câmara de Combustão

Os contornos para a temperatura da câmara de combustão projetada utilizando o *jet fuel* como combustível estão apresentados na Figura 5. 3. Analisando os resultados obtidos, verifica-se que a temperatura começa a aumentar junto ao injetor e atinge uma temperatura de aproximadamente 1400 K. Na zona primária é onde se verifica a temperatura máxima na câmara, atingindo cerca de 2086 K. Por outro lado, na zona secundária observa-se a finalização da reação de combustão iniciada na zona primária, diminuindo a emissão de poluentes e aumentando a eficiência da combustão. Na zona de diluição, verifica-se que existe um decréscimo da temperatura até à saída, sendo a temperatura à saída da câmara de aproximadamente 1400 K.

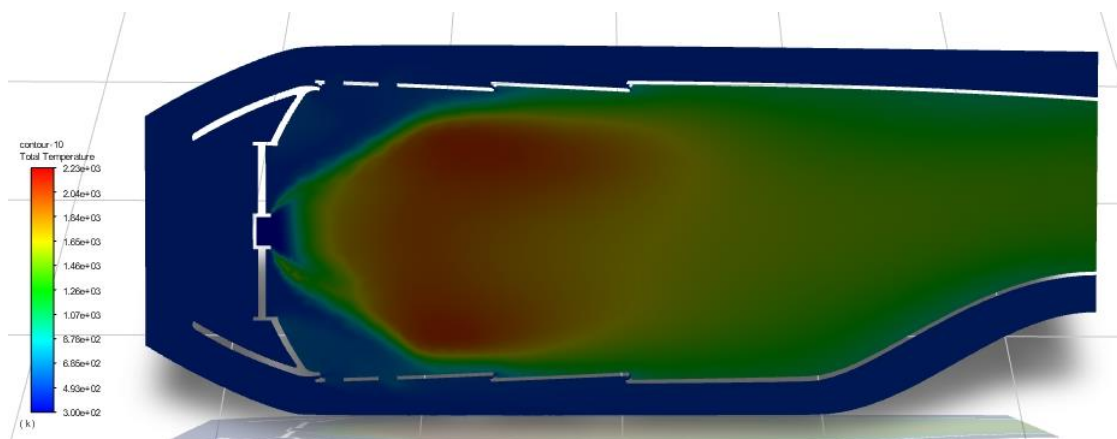


Figura 5. 3. Distribuição de temperaturas na camara de combustão projetada.

A Figura 5. 4 ilustra o gráfico que representa o perfil de temperaturas ao longo da câmara de combustão na seção transversal do injetor de combustível. Os resultados obtidos no presente trabalho estão de acordo com os apresentados por (Enache et al., 2017), sendo que este apresentou uma temperatura máxima de 2000 K e uma temperatura à saída da câmara de combustão de 1500 K.

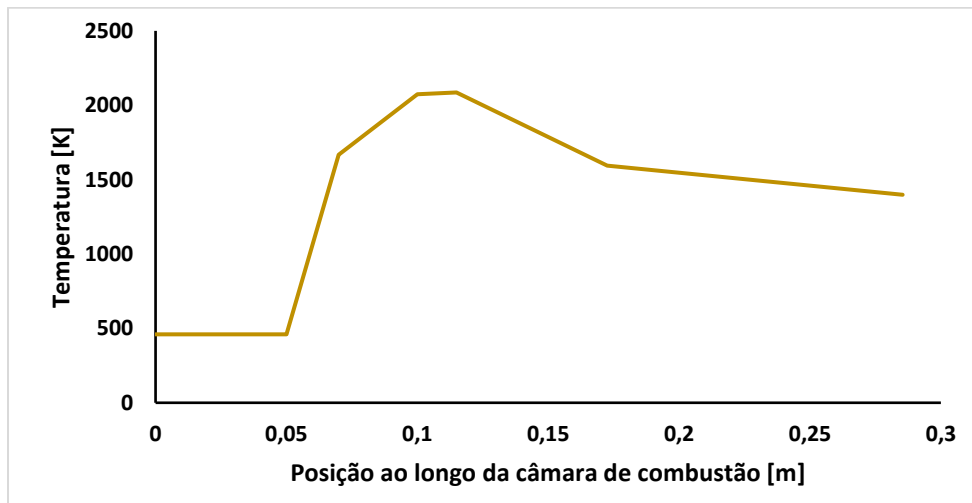


Figura 5. 4. Gráfico da distribuição da temperatura ao longo da câmara de combustão.

Outro fator relevante de analisar no presente trabalho é a temperatura à saída da câmara de combustão. Os valores de referência utilizados para comparar com os resultados obtidos, estão apresentados na Tabela 5. 2. No presente trabalho, a análise da temperatura é de extrema importância para verificar as condições de fronteira para o ar de arrefecimento. Os resultados obtidos através das simulações foram os pretendidos tendo-se obtido uma temperatura à saída de 1400 K. Dos resultados apresentados na Tabela 5. 2 é de realçar os obtidos por (Enache et al., 2017), uma vez que a temperatura à saída da câmara de combustão é de 1500 K, o que se aproxima dos resultados obtidos no presente trabalho.

Tabela 5. 2 Tabela comparativa da Temperatura à Saída e Temperatura Máxima com a literatura.

	Temperatura à Saída [K]	Temperatura Máxima [K]
Presente Trabalho	1400	2086
Enache et al., 2017	1500	2200
Petcu et al., 2013	1200	2100

A Figura 5. 5 ilustra o perfil de temperaturas à saída da câmara de combustão. O perfil no geral é uniforme, com as temperaturas a variarem entre 1000 K e 1500 K. O filme de arrefecimento

poderia ser melhorado através do *pattern factor*, para diminuir o aparecimento de *hotspots* como se observa na parte interna da câmara de combustão. Acresce indicar que o *hotspot* mostrado na figura se encontra no eixo do injetor. No canto inferior direito da câmara de combustão verifica-se uma zona com temperatura reduzida, visto que essa face foi considerada como parede, dado que apenas foi simulada $\frac{1}{4}$ da câmara de combustão.

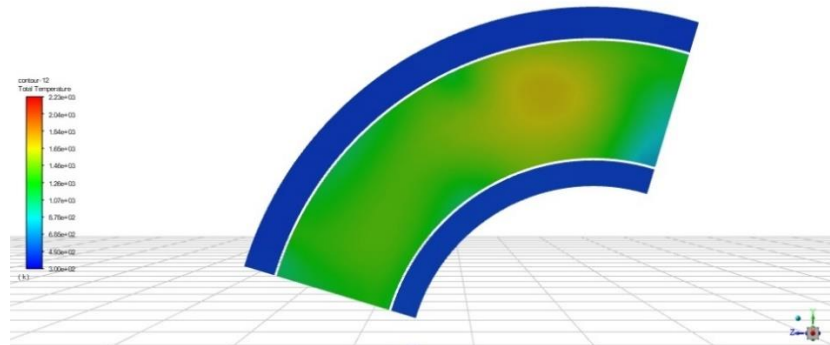


Figura 5. 5. Perfil de temperatura à saída da câmara de combustão.

5.3 Distribuição da Pressão e Velocidade na Câmara de Combustão

Para compreender o escoamento no interior da câmara de combustão é necessário analisar a distribuição da velocidade apresentada na Figura 5. 6. Na referida figura são apresentados os contornos de velocidade ao longo da câmara num plano simétrico com vista de corte. Observa-se que o escoamento na zona da entrada é dividido para a zona anelar e para o swirler, sendo que a diminuição da zona anelar, proporciona um aumento da velocidade. No swirler, o aumento da velocidade do escoamento só ocorre após passar pelo mesmo, o que por sua vez favorece um acréscimo à turbulência do ar no interior da câmara de combustão. A magnitude de velocidade de ar à saída da câmara de combustão é de aproximadamente 190 m/s .

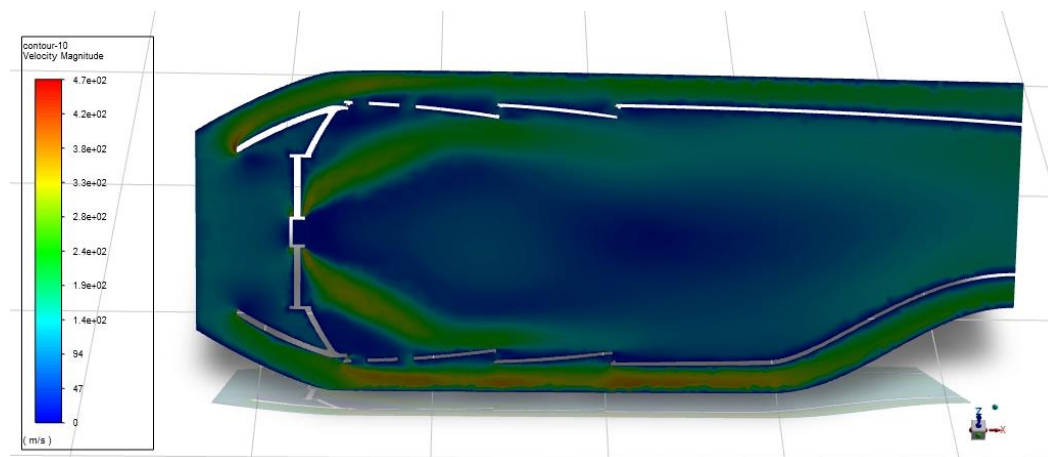


Figura 5. 6. Contornos da magnitude da velocidade ao longo da câmara de combustão.

A Figura 5. 7 apresenta os contornos da pressão total da câmara de combustão. Como se pode observar, a zona de pressão mais elevada situa-se à entrada da câmara de combustão, uma vez que o ar se desloca em direção à zona de saída com condições de pressão mais baixas. Nas zonas onde existe turbulência também se observam zonas de baixa pressão, uma vez que o combustível será absorvido e misturado nessas zonas devido ao diferencial de pressão. A turbulência também ocorre na parede da câmara de combustão, com o objetivo de reduzir a temperatura do revestimento, tal como, (Rahim et al., 2010) demonstrou. Verifica-se também que nas zonas onde a pressão é elevada, a magnitude da velocidade é reduzida, como seria expectável.

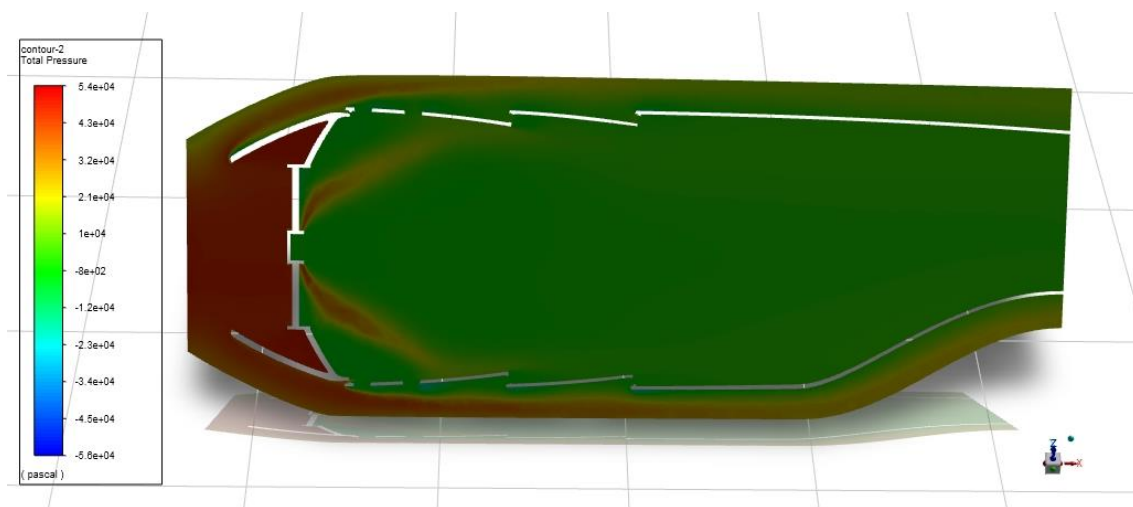


Figura 5. 7. Contornos da pressão total ao longo da câmara de combustão.

5.4 Distribuição do Escoamento do Ar

A distribuição do escoamento de ar é um dos principais problemas no projeto e desenvolvimento de uma câmara de combustão. E estudos publicados anteriormente demonstraram que a distribuição do escoamento de ar tem uma elevada influência na temperatura da parede, emissões e temperatura à saída da câmara (Mark et al., 2016). Nas simulações do presente trabalho foram realizadas algumas alterações na distribuição do escoamento de ar, de forma a verificar as alterações resultantes da variação das condições à entrada da câmara de combustão.

Analisou-se o efeito da alteração do caudal de ar utilizado na câmara de combustão. Ao alterar-se o caudal de ar, verificou-se que o parâmetro mais afetado foi a temperatura à saída da câmara de combustão.

5.5 Análise das emissões

Nesta secção são apresentados os resultados das emissões produzidas pela câmara de combustão dimensionada, nomeadamente, as emissões de CO_2 , NO_x e CO . Inicialmente é

analisada a distribuição da fração mássica do combustível, através da Figura 5.8. Observa-se que não existe vapor de combustível na zona de diluição, todo o combustível é consumido na zona primária. Pode verificar-se também que o vapor de combustível encontra-se disperso à saída do *swirler*, demonstrando a eficiência ao nível da turbulência.

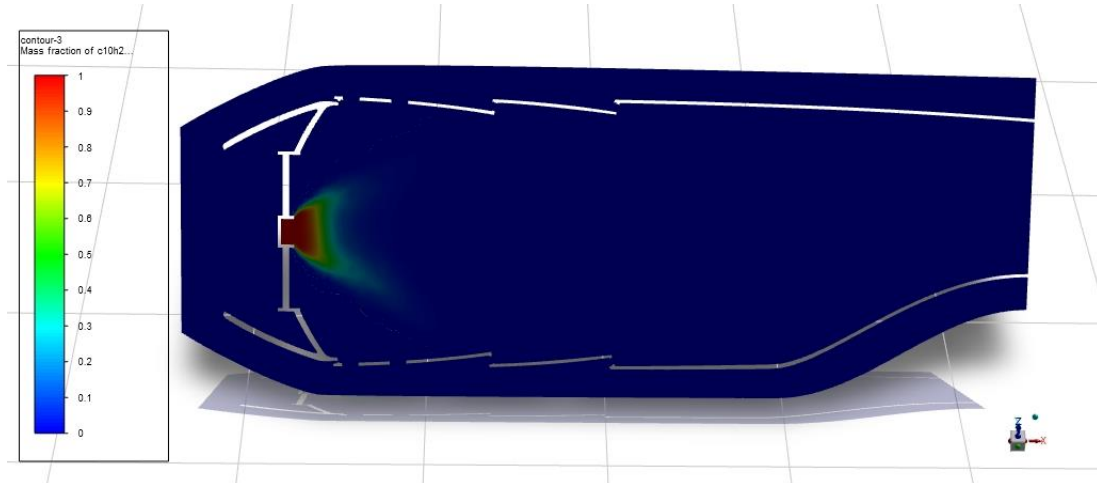


Figura 5. 8. Distribuição da fração mássica do combustível no interior da câmara de combustão.

5.5.1. Dióxido de Carbono

O CO_2 é o principal gás que contribui para o aquecimento global, dado que absorve a radiação de infravermelhos emitida pela superfície da terra e atmosfera, impedindo que esta seja irradiada para o espaço. As emissões de CO_2 resultam da combustão completa do combustível, deste modo a única solução para diminuir as emissões desta espécie é reduzir o combustível utilizado. Contudo, ao diminuir-se a utilização de combustível, a potência obtida também diminui, o que resulta num desafio enorme para o desenvolvimento de motores e câmaras de combustão. Analisando a Figura 5. 9 , observa-se que a produção de CO_2 começa logo a partir da saída do injetor e termina no início da zona de diluição. A maior produção de CO_2 verifica-se entre a zona primária e secundária da câmara de combustão, decorrente da combustão e pelo facto do combustível ser consumido maioritariamente nesta zona.

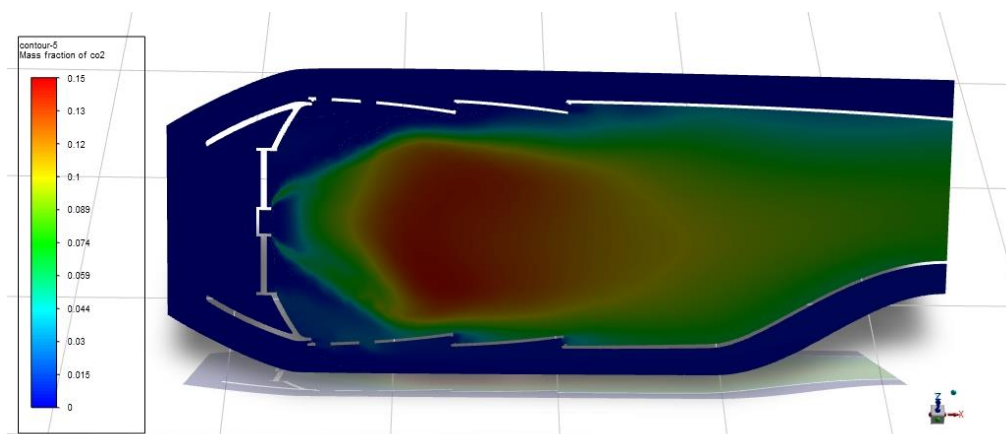


Figura 5. 9. Distribuição da fração mássica de CO_2 ao longo da câmara de combustão.

5.5.2 Monóxido de Carbono

As emissões de CO são associadas à combustão ineficiente (ou combustão incompleta do combustível). A combustão incompleta está muito relacionada com a atomização do combustível, pois quanto mais reduzidas forem as partículas do combustível, mais facilmente se misturam com o ar, o que permite aumentar a eficiência da combustão. As emissões de CO são geralmente resultantes da falta de oxigénio para completar a reação para CO_2 , e a partir da dissociação do CO_2 caso a mistura presente na zona de combustão for estequiométrica. Estas condições verificam-se na zona primária (Quaresma, 2010).

De acordo com a Figura 5. 10, observa-se, como espectável, que a maior concentração de CO ocorre na zona primária. Isto deve-se ao facto referido anteriormente, em que a formação do CO prende-se com a existência de zonas no interior da câmara de combustão com mistura rica e com O_2 insuficiente para completar a reação de oxidação. Com o aumento da temperatura na zona primária e secundária, verifica-se uma redução substancial de CO , resultante do aumento das taxas de reação.

Por outro lado, a concentração da fração molar de CO ao longo da câmara deve-se ao escoamento do combustível originado pelo *swirl*. À saída da câmara de combustão verifica-se que não existe formação de CO , significando que ocorreu uma combustão completa.

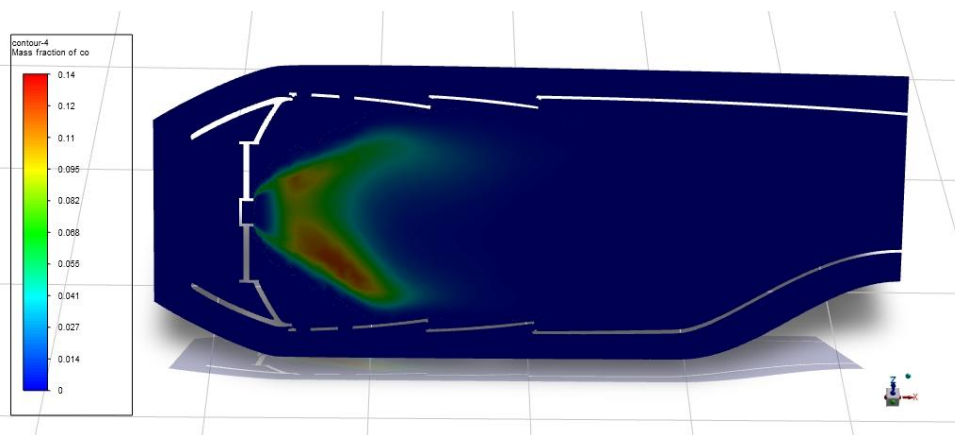


Figura 5. 10. Distribuição da fração mássica de CO ao longo da câmara de combustão.

5.5.3 Óxidos de Azoto

A investigação do impacto das emissões de NO_x tem vindo a aumentar, devido aos danos causados por este poluente. Como explicado anteriormente na secção 2.4.8.3, a formação de NO_x é governada pelo mecanismo de Zeldovich e, segundo esta teoria, o NO_x é formado através do azoto a temperaturas extremamente elevadas. Este pico de temperatura no presente trabalho verifica-se na zona primária, no entanto, a oxidação ocorre principalmente depois da área da chama, na qual se verifica uma concentração de O e OH suficiente para ocorrer o processo de

formação. Esta afirmação pode ser comprovada analisando a Figura 5.11, onde se verifica que a maior concentração de NO_x está localizada depois da chama.

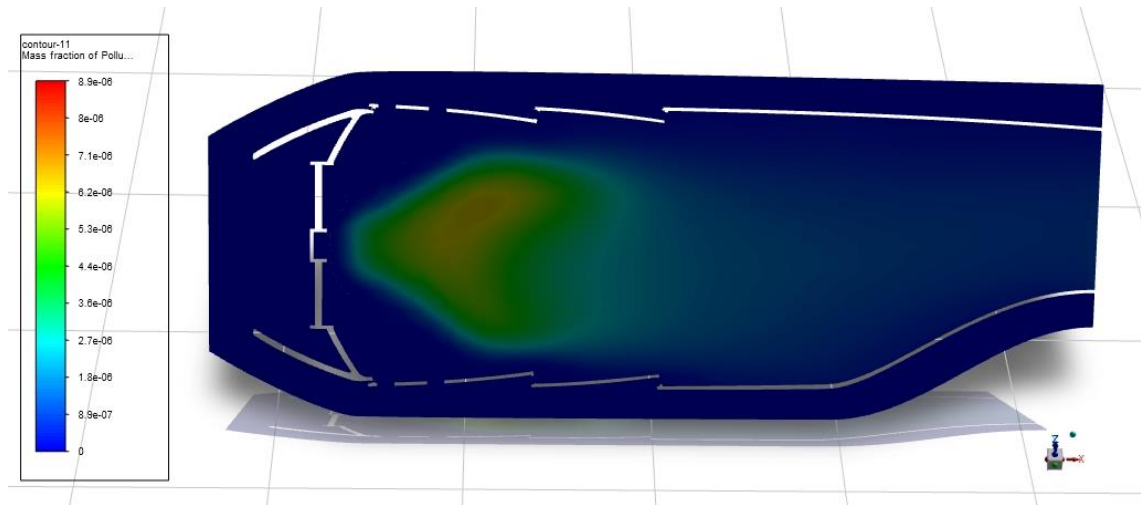


Figura 5. 11. Distribuição da fração mássica de NO_x ao longo da câmara de combustão.

5.6 Sumário

A análise da câmara de combustão projetada utilizando o *jet fuel* como combustível apresentou resultados satisfatórios em relação à temperatura à saída da câmara e às emissões produzidas. Através da análise realizada, foram identificados diversos fatores que influenciam diretamente na eficiência e no desempenho da câmara de combustão. Com base nisso, é possível realizar melhorias e otimizações na câmara de combustão projetada, visando aumentar a sua eficiência e diminuir as emissões produzidas.

No geral podem observar-se diversos factos interessantes com os resultados obtidos. Primeiramente, em termos do perfil de temperaturas ao longo da câmara, os resultados obtidos demonstram que a câmara projetada cumpre os requisitos a nível de temperatura e distribuição do escoamento de ar, obtendo temperaturas máximas e temperaturas à saída dentro dos valores publicados na literatura. Em relação às emissões produzidas pela câmara de combustão projetada, a formação dos poluentes decorreu dentro das zonas estipuladas para existir uma redução dos poluentes emitidos.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalho Futuro

Na presente dissertação é projetada uma câmara de combustão para um motor turbohélice de reduzidas dimensões para ser aplicado num UAV e simulado o desempenho da respetiva câmara. Primeiramente é realizado o projeto da câmara de combustão utilizando o algoritmo desenvolvido no presente trabalho, seguindo-se a implementação do desenho num sistema de CAD para ser possível a simulação CFD. Este capítulo resume as principais conclusões desta investigação, e apresenta recomendações para trabalhos futuros.

6.1 Conclusões

A presente dissertação visa, portanto, fornecer uma contribuição científica para os esforços em curso na área de propulsão dos UAVs. Deste modo, o objetivo principal foi desenvolver um método para o dimensionamento de uma câmara de combustão anelar de reduzidas dimensões e posteriormente realizar a simulação numérica para avaliar o desempenho da mesma.

Para tal, a metodologia desenvolvida no presente trabalho foi baseada no estudo de (Lefebvre & Ballal, 2010) para projetos de câmaras de combustão de turbinas a gás operando com hidrocarbonetos. Deste modo, foi desenvolvido um programa para ser possível o cálculo das dimensões da câmara de combustão tendo em conta as condições iniciais de projeto. Posteriormente a serem obtidos os valores para os diversos parâmetros, construiu-se o modelo 3D sólido da câmara de combustão utilizando o software SOLIDWORKS para ser possível realizar a avaliação do desempenho da câmara de combustão.

As simulações numéricas foram realizadas com recurso ao software ANSYS *Fluent*. Estas permitiram o estudo do escoamento no interior da câmara de combustão tendo em conta os efeitos da viscosidade, turbulência e temperatura. Relativamente aos modelos, optou-se por utilizar o modelo $k - \epsilon$ *standard* e os métodos de segunda ordem, que apesar de aumentarem o custo computacional demonstraram os melhores resultados.

Os parâmetros analisados nas simulações numéricas realizadas foram o perfil de temperaturas ao longo da câmara e à saída da câmara de combustão, a distribuição da fração mássica do combustível, do CO_2 , NO_x e CO . Os resultados obtidos no presente trabalho são muito promissores denotando a capacidade da câmara de combustão projetada ser utilizada em UAVs, com a missão de vigilância. Em primeiro lugar, em relação ao padrão de temperaturas ao longo da câmara, os resultados demonstram que a câmara projetada atende aos requisitos de temperatura e distribuição do escoamento de ar, apresentando valores máximos de temperatura e temperaturas à saída da câmara de combustão dentro dos limites publicados na literatura. No que diz respeito às emissões geradas pela câmara de combustão projetada, a formação de

poluentes ocorreu dentro das áreas estabelecidas para permitir a redução das emissões poluentes.

6.2 Trabalhos Futuros

A área explorada na presente dissertação é de extrema importância para as várias organizações e empresas responsáveis pelo setor da aeronáutica. A comunidade científica recentemente tem investido e desenvolvido pesquisas e soluções para a área de propulsão de UAVs. O presente trabalho demonstra o projeto de uma câmara de combustão anelar de reduzidas emissões para ser aplicada numa aeronave não tripulada. De modo a continuar o âmbito da investigação do presente trabalho, os seguintes estudos devem ser desenvolvidos:

- Estudo da câmara de combustão projetada em diversas condições de operação;
- Estudo da influência dos parâmetros iniciais nos poluentes emitidos;
- Otimização do perfil de temperaturas à saída da câmara de combustão;

Bibliografia

- Abrantes, I., Ferreira, A. F., Silva, A., & Costa, M. (2021). Sustainable aviation fuels and imminent technologies - CO₂ emissions evolution towards 2050. *Journal of Cleaner Production*, 313(February). <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.127937>
- ANSYS Fluent Tutorial Guide 18. (2017). In *ANSYS Fluent Tutorial Guide 18*.
- Batista, V. O. (2011). *Desenvolvimento e Construção da Câmara de Combustão de uma Microturbina a Gás*. Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- Borgnakke, C., & Sonntag, R. E. (2014). Fundamentals of Thermodynamics. In *Calorimetry* (8th Editio). Don Fowley. <https://doi.org/10.1002/9783527649365.ch03>
- Boyce, M. P. (2011). *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier.
- Bradshaw, P. (1971). *An Introduction to Turbulence and Its Measurement: Thermodynamics and Fluid Mechanics Series* (W. A. Woods (Ed.)). <https://books.google.com/books?id=ua4gBQAAQBAJ&pgis=1>
- Coelho, P., & Costa, M. (2012). *Combustão 2ª Edição Revista*.
- Cox, T. H., Somers, I., & Fratello, S. (2006). *Earth Observations and the Role of UAVs: A Capabilities Assessment, Version 1.1. Technical Report. Civil UAV Team, NASA. August, 346*. <http://www.nasa.gov/centers/dryden/research/civuav/index.html>
- Dharmalingam, S., & Kothari, K. D. (2021). International Journal of Aviation , Aeronautics , and Aerospace Design of a Laboratory Annular Combustor. *International Journal of Aviation, Aeronautics, and Aerospace*, 8(4).
- Eger, R. S. (2010). *Modelação de escoamentos Turbulentos sob a Ação de Rotação Alternada* (Issue 564). Universidade Federal de Santa Catarina.
- El-Sayed, A. F. (2017). *Ahmed F. El-Sayed - Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines (2017, CRC Press) - libgen.li*.
- Enache, M., Mangra, A., Carlanescu, R., & Florean, F. (2017). *The design of an annular combustion. October*.
- Fluent 6.3 documentation*. (2006).
- Fontes, S. M. (2020). *Conceptual Design of a Micro Two-Spool Turboprop Engine Design Point and Parametric Study Versão revista após defesa*. Universidade da Beira Interior.
- Frank M. White. (1991). *Viscous Fluid Flow (2nd Edition)*.
- Gok, K., Inal, S., Gok, A., & Gulbandilar, E. (2017). Comparison of effects of different screw materials in the triangle fixation of femoral neck fractures. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine*, 28(5), 1–7. <https://doi.org/10.1007/s10856-017-5890-y>
- Goodwin, D. G., Moffat, H. K., Schoegl, I., Speth, R. L., & Weber, B. W. (2023). *Cantera: An*

- Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes*. <https://doi.org/10.5281/zenodo.8137090>
- Granshaw, S. I. (2018). RPV, UAV, UAS, RPAS ... or just drone? *Photogrammetric Record*, 33(162), 160–170. <https://doi.org/10.1111/phor.12244>
- Joachim Kurzke. (2018). *GasTurb 13 Design and Off-Design Performance of Gas Turbines*.
- Lefebvre, A. H., & Ballal, D. R. (2010). *Arthur H. Lefebvre, Dilip R. Ballal - Gas Turbine Combustion_ Alternative Fuels and Emissions, Third Edition (2010, CRC Press)* (Vol. 141, Issue 2). <https://doi.org/10.1620/tjem.141.247>
- Lima, R. C. F. (2013). *Avaliação de modelos de turbulência na previsão do desempenho de ejetores*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Marcellan, A. (2015). *An exploration into the potential of microturbine based propulsion systems for civil Unmanned Aerial Vehicles* (Issue May). Delft University of Technology.
- Mark, C. P., & Selwyn, A. (2016). Design and analysis of annular combustion chamber of a low bypass turbofan engine in a jet trainer aircraft. *Propulsion and Power Research*, 5(2), 97–107. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2016.04.001>
- Martins, J. (2016). *Motores de Combustão Interna (Quinta Edição, revista e aumentada)* (5ª).
- Nascimento, D. C. M. (2015). *Desenvolvimento de uma Câmara de Combustão para uma Turbina a Gás Engenharia Mecânica*. Instituto Superior Técnico.
- Nichols, R. H. (2016). Turbulence Models and Their Application to Complex Flows. In *Revision 4.0*. <http://people.nas.nasa.gov/pulliam/Turbulence/>
- Oliveira, J. M. P. de. (2016). *CFD Analysis of the Combustion of Bio-Derived Fuels in the CFM56-3 Combustor*. Universidade da Beira Interior.
- Paula, F. F. De. (2016). *Projeto Preliminar de Combustores Turbo-Anulares para Turbinas a Gás Multicombustível*. Universidade Federal de Juiz de Fora.
- Petcu, A. C., Sandu, C., & Berbente, C. (2013). Numerical simulations of Jet-A combustion in a gas turbine combustion chamber. *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, 3(2), 487–491.
- Quaresma, P. M. R. (2010). *Efeito da Composição do Combustível no Desempenho de uma Câmara de Combustão com Baixas Emissões de NOx para Aplicação a Turbinas a Gás* (Issue x). Instituto Superior Técnico.
- Rahim, M. I. Bin, Asril, M. H. B., Mantari, R., & Mohd Jaafar, M. N. (2010). Development of a small gas turbine combustor. *AIP Conference Proceedings*, 1225(June 2010), 881–887. <https://doi.org/10.1063/1.3464940>
- Rodrigues, M. B. A. (2020). *Redução das emissões de NOx numa caldeira a biomassa da IKEA Industry Portugal S. A.* (Issue x). Universidade do Porto.
- Sawyer, J. W., & Japikse, D. (1985). *Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook: Theory &*

Design. Turbomachinery International Publications.
<https://books.google.pt/books?id=TnVjxAEACAAJ>

Shehata, A. M., Khalil, M. K. K., & Ashry, M. M. (2019). Modeling of micro turbojet engine. *AIAA Propulsion and Energy Forum and Exposition, 2019, August.*
<https://doi.org/10.2514/6.2019-3911>

Souza, J. F. A. de, Oliveira, L. R. de, Azevedo, J. L. L. de, Soares, I. D., & Mata, M. M. (2011). Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. *Revista Brasileira de Geofísica, 29*(1), 21–41. <https://doi.org/10.1590/S0102-261X2011000100002>

Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). An Introduction Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method. Second Edition. In *IEEE Concurrency* (Issue 4).
<https://doi.org/10.1109/mcc.1998.736434>

Wilcox, D. C. (2006). Turbulence Modelling for CFD 3rd Edition. In *Turbulence Modeling for CFD*. <http://www.dcwindustries.com>

Anexos

Apêndice A

Tabela A. 1. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas à Observação da Terra.

APLICAÇÃO		REQUISITOS			
		Alcance	Autonomia	Altitude	Velocidade
Observação da Terra					
Conservação: Poluição, terra e monitorização da vida selvagem		Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Médio
Pescarias: Proteção da Pesca		Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Médio a Alto
Serviços Meteorológicos: Amostragem e análise da atmosfera		Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Alto
Levantamento	Geográfico	Longo	Médio a Longo	Alto	Baixo a Médio
	Geológico				
	Arqueológico	Baixo	Baixo	Baixo	Baixo
Autoridades fluviais: Curso de água e monitorização de nível		Médio a Longo	Médio a Longo	Médio baixo	Baixo a Médio
Satélite Atmosférico		Ultra longo	Ultra longo	Alto	Alto
Reconhecimento de gelo		Médio a Longo	Médio a Longo	Baixo a Médio	Médio a Alto

Tabela A. 2. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas ao Ordenamento Territorial e Gestão Comercial.

APLICAÇÃO Ordenamento Territorial e Gestão Comercial		REQUISITOS			
		Alcance	Autonomia	Altitude	Velocidade
Fotografia Aérea	Urbano	Baixo	Baixo	Baixo	Baixo
	Mapeamento	Médio a Longo	Médio a longo	Médio a Alto	Baixo a Médio
Agricultura	Monitorização de rebanho	Curto a Médio	Curto a Médio	Baixo a Médio	Baixo a Médio
	Pulverização de culturas	Curto a Médio	Médio a Longo	Baixo	Baixo a Médio
Empresas de serviços públicos (gás, petróleo e eletricidade) – Inspeção de ductos e linhas de força		Médio a Longo	Médio a Longo	Baixo a Médio	Baixo a Médio
Procura de minerais		Médio a Longo	Médio a Longo	Médio	Baixo a Médio
Serviços de Entrega – Entrega de Encomendas		Curto a Longo	Curto a Médio	Baixo a Alto	Baixo a Alto
Serviços de Informação – Notícias de informação e difusão das mesmas		Baixo	Baixo	Baixo	Baixo
Telecomunicações		Longo	Longo	Alto	Médio a Alto

Tabela A. 3. Requisitos gerais dos UAVs para aplicações civis relativas ao Segurança Interna.

APLICAÇÃO Segurança Interna		REQUISITOS			
		Alcance	Autonomia	Altitude	Velocidade
Guarda Costeira	Monitorização costeira e marítima	Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Alto
Autoridades policiais	Segurança e vigilância	Curto a Médio	Curto a Médio	Baixo a Médio	Baixo a Médio
Suporte de Emergência	Entrega suprimentos de emergência	Curto a Longo	Curto a Médio	Baixo a Médio	Baixo a Alto
Serviços de Incêndio	Deteção de incêndio florestal e avaliação de danos	Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Médio
	Combate a incêndios florestais	Curto a médio	Curto a Médio	Baixo a Médio	Baixo a Médio
	Comunicação				
Instituições de barcos salva-vidas: Investigação de Incidentes; Orientação e controlo		Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Alto
Alfândega e Impostos: Vigilância para importações ilegais		Longo	Médio a Longo	Médio a Alto	Baixo a Alto
Autoridades locais: controlo de desastres		Curto a Médio	Curto a Médio	Baixo a Médio	Baixo a Médio
Agências de trânsito: Monitorização e controlo de trânsito		Curto a Médio	Curto a Médio	Baixo	Baixo

Apêndice B

Espécie Química	Massa Molar [<i>kg/kmol</i>]
<i>H</i>	1,008
<i>C</i>	12,010
<i>O</i>	16,000
<i>N</i>	14,007
<i>O</i> ₂	32,000
<i>N</i> ₂	28,014
<i>C</i> ₁₀ <i>H</i> ₂₂	142,276

Apêndice C

''''

Adiabatic flame temperature and equilibrium composition for a fuel/air mixture

as a function of equivalence ratio.

''''

```
import cantera as ct
```

```
import numpy as np
```

```
import sys
```

```
import csv
```

```
#####  
#####
```

```
# Edit these parameters to change the initial temperature, the pressure, and
```

```
# the phases in the mixture.
```

```
# phases
```

```
#gas = ct.Solution('gri30.yaml')
```

```
gas = ct.Solution('91sp_694re.yaml')
```

```
# equivalence ratio range
```

```
phi_min = 0.3
```

```
phi_max = 3.5
```

```
npoints = 33
```

```
# Set the gas composition :
```

```
T = 460
```

```
P = 400000
```

```
# find fuel, nitrogen, and oxygen indices
```

```
fuel_species = 'NC10H22'
```

```
ifuel = gas.species_index(fuel_species)
```

```
io2 = gas.species_index('O2')
```

```
in2 = gas.species_index('N2')
```

```
# air composition
```

```
air_N2_O2_ratio = 3.76
```

```
stoich_O2 = gas.n_atoms(fuel_species,'C') + 0.25*gas.n_atoms(fuel_species,'H')
```

```
#####  
#####
```

```
# create some arrays to hold the data
```

```
phi = np.zeros(npoints)
```

```
tad = np.zeros(npoints)
```

```
xeq = np.zeros((gas.n_species,npoints))
```

```

for i in range(npoints):

    phi[i] = phi_min + (phi_max - phi_min)*i/(npoints - 1)

    X = np.zeros(gas.n_species)

    X[ifuel] = phi[i]

    X[io2] = stoich_O2

    X[in2] = stoich_O2*air_N2_O2_ratio

    # set the gas state

    gas.TPX = T, P, X

    # equilibrate the mixture adiabatically at constant P

    gas.equilibrate('HP')

    tad[i] = gas.T

    xeq[:,i] = gas.X

    print ("At phi = ", "%10.4f"% (phi[i])+ " Tad = ", "%10.4f"% (tad[i]))

# write output CSV file for importing into Excel

csv_file = 'adiabatic.csv'

with open(csv_file, 'w') as outfile:

    writer = csv.writer(outfile)

    writer.writerow(['phi', 'T (K)'] + gas.species_names)

for i in range(npoints):

```

```

writer.writerow([phi[i], tad[i]] + list(xeq[:,i]))

print('Output written to {}'.format(csv_file))

#print "Output written to", "%s"%(csv_file)

# Plot your results

'''

# The mass fractions of selected species

if '--plot' in sys.argv:

    import matplotlib.pyplot as plt

    for i, cas in enumerate(gas.species_names):

        if cas in ['O2','CO2','CO']:

            plt.plot(phi,xeq[i,:], label = cas)

            plt.hold(True)

    plt.xlabel('Equivalence ratio')

    plt.ylabel('Mass fractions')

    plt.hold(False)

    plt.legend(loc='best')

    plt.savefig('plot.png', bbox_inches='tight')

# The adiabatic flame temperature

#savefig('plot_flamespeed-'+str(tin)+'-'+str(p)+'.png', bbox_inches='tight')

import matplotlib.pyplot as plt

```

```
plt.plot(phi, tad)

plt.xlabel('Equivalence ratio')

plt.ylabel('Adiabatic flame temperature [K]')

plt.show()

#plt.savefig('plot.png', bbox_inches='tight')

'''
```

Apêndice D

clc

clear all

format long

%Parâmetros Iniciais

%

%m3_ponto= 8.66;

% m3_ponto= 5; %kg/s

% T3= 288.15; %K

% P3= 101325; %PA

% mf_ponto= 0.145; %kg/s

% Condições do Excel

% m3_ponto= 4.8; %kg/s

% T3= 498.15; %K

% P3= 557290; %PA

% mf_ponto= 0.145; %kg/s

% m3_ponto= 4.8; %kg/s

% T3= 255.65; %K

% P3= 557290; %PA

% mf_ponto= 0.145; %kg/s

% m3_ponto= 0.06701; %kg/s

% T3= 298; %K

% P3= 98900; %PA

% mf_ponto= 0.145; %kg/s

%Mohammed et. al 2019

m3_ponto= 3.8; %kg/s

T3= 460; %K

P3= 400000; %PA

mf_ponto= 0.01355;%kg/s

density_3= 3.03;

% Constantes

R=286.9; %gas constant, 286.9 Nm/(kg K)

deltaP3_4__q_ref = 20; % deltaP3_4/q_ref = 20 %% Table 4.1 (page 137) Pressure Losses in AnnularCombustion Chambers

deltaP3_4__P3 = 0.06; %deltaP3_4/P3 = 0.06 %% Table 4.1 (page 137) Pressure Losses in Annular Combustion Chambers

%m3*T3^(0.5)/A_ref*P3= 0.0046 %% Table 4.1 (page 137) Pressure Losses in Annular Combustion Chambers

%density_3=P3/(R*T3)

% density_3=0.73611536; %Altitude = 5000m

%%%% 3. Dimensions %%%%%

%Opção 1

$A_{ref} = ((R/2) * (m3_ponto * (T3)^{0.5} / P3)^2 * (\Delta P_{3_4_q_ref}) * (\Delta P_{3_4_P3})^{-1})^{0.5}$

% Casing Area

$A_L = 0.66 * A_{ref}$ %Linear Area

$A_{an} = A_{ref} - A_L$ % Annulus Area

% Cálculos dos Diâmetros

diametros_final %Devolve os valores de D_ref e D_L

%Opção 2

$A_{ref} = (\pi/4) * ((2 * D_{ref} + D_{int})^2 - D_{int}^2 - (2 * 2 * 10^{-3})^2)$

$A_L = 0.66 * A_{ref}$

$A_{an} = A_{ref} - A_L$

%

$D_L = 0.5 * \sqrt{4 * A_L / \pi}$

density_3=9.8 %kg/m3 density_3=(P3*28.96)/(R_universal*T3)

%%%% Diffuser dimensions %%%%%

$A_o = 1.25 * A_{an}$ % Snout outer area

$A_o = (m3_ponto / man_ponto) * A_{an}$

%A_3= Area do compressor

deltaP_sn__q_ref=0.25*(A_ref/A_o)

V_ref3=m3_ponto/(density_3*A_ref);

q_ref=0.5*density_3*V_ref3^2;

%deltaP_L_q_ref= deltaP3_4_q_ref-deltaP_dif_qref

%deltaP_dif__q_ref=deltaP3_4__q_ref - deltaP_sw__q_ref - deltaP_sn__q_ref

% Do= % Snout outer diameter

diametro_Do_final

D_3=0.064;

A_3=(pi()/4)*((D_int+D_ref+D_3)^2-(D_int+D_ref-D_3)^2);

% Diffuser angle

K_SW=1.30; %thin straight blades

B_SW=45; % graus - valor entre 45° a 70°

B_SW=deg2rad(B_SW);

%A_SW=0.00464

D_SW_teste=0.3*D_L

D_SW3=0.054;

D_SW2=0.01;

n_v=8;

v_t=0.001;

%

S_N=(2/3)*tan(B_SW)*((1-(D_SW2/D_SW3)^3)/(1-(D_SW2/D_SW3)^2))

%

A_SW=(pi()/4)*(D_SW3^2-D_SW2^2)-0.5*n_v*v_t*(D_SW3-D_SW2)

D_SW3=0.05;

A_SW=0.002;

deltaP_sw__q_ref= K_SW*((A_ref/A_SW)^2*(sec(B_SW))^2-(A_ref/A_L)^2)*(12/100)^2;

deltaP_sw__q_ref=vpa(deltaP_sw__q_ref)

deltaP_dif__q_ref= deltaP3_4__q_ref - deltaP_sw__q_ref - deltaP_sn__q_ref;

deltaP_dif__q_ref=vpa(deltaP_dif__q_ref)

deltaP_L__q_ref= deltaP3_4__q_ref - deltaP_dif__q_ref;

deltaP_L__q_ref=vpa(deltaP_L__q_ref)

deltaP_dif_P3=deltaP_dif__q_ref*q_ref*(1/P3);

```

deltaP_dif_P3=vpa(deltaP_dif_P3)

% syms A3

% phi_deg=60.14;

% phi_rad=deg2rad(phi_deg);

% eqn3= phi_rad == atan((((deltaP_dif_P3)*A3^(2)*P3^(2))/((502.4*(1-
(A3/A_0))^(2)*m3_ponto^(2)*T3))))^(1/1.22))

% [A3]= solve(eqn3);

% A_3= vpa(A3);

% A_3=A_3(1)

%deltaP_dif_P3=0.01;

%

phi_rad= atan((((deltaP_dif_P3)*A_3^(2)*P3^(2))/((502.4*(1-
(A_3/A_0))^(2)*m3_ponto^(2)*T3))))^(1/1.22)); % Diffuser angle

phi_deg= phi_rad*(180/pi());

phi_deg=vpa(phi_deg)

%

Ro=D_0/2;

R3=D_3/2;

%

%R_3=0.009996

% %%Diffuser length

```

```

L_dif= (Ro-R3)/tan(phi_rad);

L_dif=vpa(L_dif)

% L_dif=0.00170

%

% syms R_3

% eqn4= L_dif == (Ro-R_3)/tan(phi_rad)

% [R_3]= solve(eqn4);

% R_3= vpa(R_3);

% R_3=R_3(1)

% D3=2*R_3

% PF=(T_max-T4)/(T4-T3) % Pattern Factor

PF= 0.30

%

%L_L=0.9*D_ref

%L_L=0.15719

% L_L=0.35*D_ref

% PF=1-exp((-0.05*(L_L/D_L)*deltaP_L__q_ref)^(-1))

L_L=-D_L/(0.05*(deltaP_L__q_ref)*log(1-PF)) % Linear Length

L_PZ=(3/4)*D_L % Primary zone length

```

L_SZ=0.5*D_L % Secondary zone length

L_DZ=D_L*(3.83-11.83*PF+13.4*PF^2) % Dilution zone length

%Snout Area

C_dS=0.64967; %C_dS = 1 valor indicado num artigo

A_SN = A_o*(20/100)*(1/C_dS)

%Swirler diameter

n_B=8 %número de blades 8 to 10

D_hub=0.10*D_ref; % 10 ;a 15% de Dref

%D_SW=sqrt(((A_SW/n_B)+(pi()/4)*D_hub^(2))*pi()/4);

%D_SW=vpa(D_SW)

D_SW=D_SW3;

%Recirculation zone length

L_RZ=2*D_SW

%Recirculation zone angle

% Opção 1

%
theta_RZ=acos((-D_L*(D_L-2*D_SW)-(D_L-4*L_RZ)*sqrt(D_L^2-4*D_L*D_SW+4*D_SW^2-8*D_L*L_RZ+16*L_RZ^2))/(2*D_L^2-4*D_L*D_SW+4*D_SW^2-8*D_L*L_RZ+16*L_RZ^2))

```

% thetad_RZ=theta_RZ*(180/pi())

%

% theta_RZ=deg2rad(thetad_RZ);

%Opção 2

thetad_RZ=60;

theta_RZ=deg2rad(thetad_RZ);

%Dome length

L_dome=vpa((D_L-D_SW)/(2*tan(theta_RZ)))

%%%% Cálculo dos Holes %%%%%

m_pz=0.2*m3_ponto;

m_sz=0.1*m3_ponto;

m_dz=0.1*m3_ponto;

deltaP_L=deltaP_L__q_ref*q_ref;

C_D=0.6; % valor assumido

% % Primary Zone Holes

%Forma diferente de calcular

% n_pz_x_d_pz2=4*m_pz/(pi()*(2*deltaP_L*density_3)^0.5);

```

```

% d_pz=0.01516;

% n_pz=n_pz_x_d_pz2/(d_pz^2)

n_pz_x_d_pz2=15.25*m_pz/((P3*deltaP_L/T3)^0.5);

% d_pz=0.01516; %valor do artigo

d_pz=0.004; %valor assumido

n_pz=n_pz_x_d_pz2/(d_pz^2);

%Actual geometric dia;meter (primary zone)

d_h_pz=d_pz/C_D^(0.5);

% % Secondary Zone Holes

%Forma diferente de calcular

% n_sz_x_d_sz2=4*m_sz/(pi()*(2*deltaP_L*density_3)^0.5);

% d_sz=0.01502;

% n_sz=n_sz_x_d_sz2/(d_sz^2)

n_sz_x_d_sz2=15.25*m_sz/((P3*deltaP_L/T3)^0.5);

% d_sz=0.01502; %valor do artigo

d_sz=0.004; %valor assumido

n_sz=n_sz_x_d_sz2/(d_sz^2);

%Actual geometric diameter (secondary zone)

```

```
d_h_sz=d_sz/C_D^(0.5);
```

```
% Dilution Zone Holes
```

```
%Forma diferente de calcular
```

```
% n_dz_x_d_dz2=4*m_dz/(pi()*(2*deltaP_L*density_3)^0.5);
```

```
% d_dz=0.01502;
```

```
% n_dz=n_dz_x_d_dz2/(d_dz^2)
```

```
n_dz_x_d_dz2=15.25*m_dz/((P3*deltaP_L/T3)^0.5);
```

```
%d_dz=0.01502; %valor do artigo
```

```
d_dz=0.004; %valor assumido
```

```
n_dz=n_dz_x_d_dz2/(d_dz^2);
```

```
%Actual geometric diameter (dilution zone)
```

```
d_h_dz=d_dz/C_D^(0.5);
```

```
%%% IMPRIMIR RESULTADOS %%%%
```

```
fprintf('A_ref= %d\n',A_ref)
```

```
fprintf('A_L= %d\n',A_L)
```

```
fprintf('A_an= %d\n',A_an)
```

```
fprintf('A_SW= %d\n',A_SW)
```

```
fprintf('A_SN= %d\n',A_SN)
```

fprintf('D_ref= %d\n',D_ref)

fprintf('D_L= %d\n',D_L)

fprintf('D_o= %d\n',D_o)

fprintf('D_3= %d\n',D_3)

fprintf('deltaP_L__q_ref= %d\n',deltaP_L__q_ref)

fprintf('deltaP_sn__q_ref= %d\n',deltaP_sn__q_ref)

fprintf('deltaP_sw__q_ref= %d\n',deltaP_sw__q_ref)

fprintf('deltaP_dif__q_ref= %d\n',deltaP_dif__q_ref)

fprintf('S_N= %d\n',S_N)

fprintf('PF= %d\n',PF)

fprintf('L_L= %d\n',L_L)

fprintf('L_PZ= %d\n',L_PZ)

fprintf('L_SZ= %d\n',L_SZ)

fprintf('L_DZ= %d\n',L_DZ)

fprintf('L_RZ= %d\n',L_RZ)

fprintf('L_dif= %d\n',L_dif)

fprintf('L_dome= %d\n',L_dome)

fprintf('phi_deg= %d\n',phi_deg)

fprintf('thetad_RZ= %d\n',thetad_RZ)

```
fprintf('Número de orifícios na zona primaria= %d\n',n_pz)
```

```
fprintf('Diâmetro do orifício da zona primaria= %d\n',d_h_pz)
```

```
fprintf('Número de orifícios na zona secundaria= %d\n',n_sz)
```

```
fprintf('Diâmetro do orifício da zona secundaria= %d\n',d_h_sz)
```

```
fprintf('Número de orifícios na zona de diluição= %d\n',n_dz)
```

```
fprintf('Diâmetro do orifício da zona diluição= %d\n',d_h_dz)
```

```
L_cupula=vpa((D_ref+D_int-D_o)*L_dif/(D_o-D_3))
```

Apêndice E

