



**Rodrigo Gaspar dos Santos Durão**

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

## **Projeto de uma Turbina a Gás - Otimização da Força de Impulso**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor José Fernando de Almeida Dias,  
Professor Associado da FCT-UNL

Júri

Presidente: Doutor Daniel Cardoso Vaz, Professor Auxiliar da FCT-UNL  
Arguente: Doutora Diana Filipa da Conceição Vieira, Professora Auxiliar  
Convidada da FCT-UNL



### **Projeto de uma Turbina a Gás – Otimização da Força de Impulso**

Copyright © Rodrigo Gaspar dos Santos Durão, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.



# Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao meu orientador e professor José Dias, que sempre me ajudou e orientou nas fases em que me sentia mais “perdido”, ajudando-me assim a retomar o ritmo de trabalho. Para além disso contribuiu significativamente para que tivesse outras perspetivas sobre certos assuntos, que por vezes apenas conseguimos encarar de um certo prisma.

Em segundo lugar gostaria de agradecer à minha família, principalmente aos meus pais que com todo o seu amor e dentro do possível me proporcionaram oportunidades ao longo do meu trajeto de vida. Uma das oportunidades foi a de prosseguir os estudos após a conclusão do ensino secundário, embarcando assim no que parecia ser uma “maratona”, mas que no fim, aparentou ser um *sprint*. Estou lhes eternamente grato pelo investimento que fizeram para que eu pudesse ser o que sou hoje. Creio que consegui aproveitar algumas das oportunidades que me facultaram, oportunidades estas que irão abrir novas “portas” para o meu futuro.

Em terceiro lugar gostaria de agradecer a todos os meus amigos que de certa forma me incentivaram nos momentos menos bons e que de certa forma me ajudaram a distrair no decorrer desta dissertação. Neste âmbito, um agradecimento especial vai para o meu grande amigo Diogo Silva, um amigo que levarei para toda a vida.

Por último, gostaria de agradecer a toda a comunidade da Faculdade de Ciências e Tecnologias, especialmente a todos os professores que de certa forma contribuíram para que obtivesse mais conhecimento para realizar esta dissertação. Foram 5 anos da minha vida que encarei com gosto, vontade, empenho e que certamente ficarão guardados para sempre na minha memória.



# Resumo

Na unidade curricular de máquinas térmicas, foi desenvolvido um projeto de uma turbina a gás com 300 mm de diâmetro exterior e temperatura de limite metalúrgica fixada nos 1300 K (caso A). O objetivo do presente trabalho incidiu na otimização dessa turbina a gás, visando obter a máxima força de impulso possível. Para tal, atuou-se em dois parâmetros: no aumento do caudal mássico e no aumento da taxa de compressão do ciclo termodinâmico.

Inicialmente, procurou-se aumentar o caudal mássico admitido pela turbina a gás (caso B), porém, os resultados obtidos foram pouco significativos face ao que se julgava ser possível alcançar.

Em seguida, procedeu-se ao aumento da taxa de compressão do fluido de trabalho, até obter o máximo trabalho útil específico (caso C). Como a velocidade do rotor do compressor radial não podia exceder os 450 m/s, foi necessário adicionar um compressor, de modo a fornecer mais trabalho ao fluido e assim atingir a taxa de compressão desejada. Assim sendo, foi adicionado um compressor axial a montante do radial, já que este permite ter uma maior área de entrada e assim admitir um maior caudal mássico (para a velocidade do escoamento de 150 m/s). Com a adição do compressor axial, foi necessário alterar os componentes já existentes e verificar se as tensões centrífugas e de flexão das pás do rotor da turbina, se encontravam dentro do limite recomendado para alcançar uma vida útil de 10 000 horas.

Obtiveram-se duas novas soluções (caso B e C), que foram comparadas com a turbina a gás inicial (caso A). Ambas as soluções responderam ao problema, porém, no caso C obteve-se um crescimento na força de impulso mais significativo do que no caso B. Assim sendo, o caso C foi considerado a solução final e a melhor resposta ao problema proposto.

**Palavras-chave:** Turbina a gás, Caudal mássico, Força de impulso, Taxa de compressão, Tensões



# Abstract

In the discipline of thermal machines, a gas turbine project with an external diameter of 300 mm and metallurgical limit temperature set at 1300 K was developed (case A). The objective of this dissertation was to optimize this gas turbine, by increasing the thrust. To this end, we tried to change two parameters: increasing the mass flow rate and increasing the thermodynamic cycle compression ratio.

Initially, an attempt was made to increase the mass flow admitted by the gas turbine (case B), however the obtained results were insignificant compared to what was predicted to achieve.

Then, the compression ratio of the working fluid was increased, until obtaining the maximum specific useful work. As the radial compressor rotor speed could not exceed 450 m/s, it was necessary to add a compressor to the initial configuration, to provide more work to the fluid and thus achieve the intended compression ratio. Therefore, an axial compressor was added upstream of the radial compressor, as this allows a larger inlet area and thus a greater mass flow (for the flow velocity of 150 m/s). With the addition of the axial compressor, it was necessary to make changes to the existing components and verify that the centrifugal and bending stresses of the turbine rotor blades were acceptable in comparison with the recommended limit to achieve a useful life of 10 000 hours.

Thus, two new solutions were achieved (case B and C), which were compared with the initial gas turbine (case A). Both are solutions to the problem, however in case C, a much more significant increase in thrust was obtained in comparison with case B. Therefore, case C was considered the final solution and the best answer to the proposed problem.

**Keywords:** Gas turbine, Mass flow, Thrust, Compression ratio, Stress



# Índice

<b>Agradecimentos</b> .....	<b>V</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>VII</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>IX</b>
<b>Índice</b> .....	<b>XI</b>
<b>Índice de Figuras</b> .....	<b>XIII</b>
<b>Índice de Tabelas</b> .....	<b>XV</b>
<b>Nomenclatura</b> .....	<b>XVII</b>
<b>Capítulo 1 – Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 <i>Motivação</i> .....	1
1.2 <i>Objetivos</i> .....	1
1.3 <i>Estrutura da dissertação</i> .....	2
<b>Capítulo 2 - Contextualização</b> .....	<b>3</b>
2.1 <i>História da Turbina a Gás</i> .....	3
2.2 <i>Caracterização da Máquina</i> .....	9
2.3 <i>Fundamentos Teóricos</i> .....	12
<b>Capítulo 3 – Metodologia</b> .....	<b>27</b>
3.1 <i>Tubeira de admissão</i> .....	27
3.2 <i>Compressor radial</i> .....	29
3.3 <i>Câmara de combustão</i> .....	31
3.4 <i>Turbina</i> .....	33
3.5 <i>Tubeira propulsora</i> .....	39
3.6 <i>Compressor axial</i> .....	39
<b>Capítulo 4 – Resultados e Discussão</b> .....	<b>45</b>
4.1 <i>Dados e Parâmetros</i> .....	45
4.2 <i>Caso A – Turbina a Gás Inicial</i> .....	47
4.3 <i>Caso B – Aumento do caudal mássico</i> .....	54
4.4 <i>Caso C – Aumento da taxa de compressão</i> .....	59
4.5 <i>Discussão de resultados</i> .....	83
4.6 <i>Alternativa ao projeto do compressor axial (raio exterior constante)</i> .....	84
<b>Capítulo 5 – Conclusão</b> .....	<b>87</b>
<b>Bibliografia</b> .....	<b>89</b>



# Índice de Figuras

Figura 1.1 – Produção de turbinas a gás mundialmente (adaptado de [1]) .....	1
Figura 2.1 – Turbina a gás usada na aviação (cima) [3] e centrais termoelétricas (baixo) [4].....	3
Figura 2.2 – Eolípila [6].....	4
Figura 2.3 – Mecanismo desenvolvido por Giovanni Branca [8].....	4
Figura 2.4 – Tubeira utilizada no motor do <i>rocket RD-107</i> [11].....	5
Figura 2.5 – Aeronave <i>Leduc 0.10</i> e aeronave de “auxílio” [14].....	6
Figura 2.6 – Turbojato <i>Whittle W.1X</i> [15].....	6
Figura 2.7 – Turbojato <i>Junker Jumo 004</i> [17].....	7
Figura 2.8 – Aeronave alemã <i>Messerschmitt ME 262</i> [18].....	7
Figura 2.9 – <i>Turbofan Rolls-Royce Conway</i> [20].....	8
Figura 2.10 – Altitude e número de mach para cada modelo (Adaptado de [2]) .....	8
Figura 2.11 – Modelo <i>AMT Olympus</i> [21].....	9
Figura 2.12 – Conduta de admissão .....	9
Figura 2.13 – Compressor radial .....	10
Figura 2.14 – Câmara de combustão .....	10
Figura 2.15 – Rotor e estator da turbina.....	11
Figura 2.16 – Tubeira Propulsora.....	12
Figura 2.17 – Escoamento em duas secções distintas da máquina.....	13
Figura 2.18 – Volume de Controlo.....	14
Figura 2.19 – Ciclo termodinâmico ideal da turbina a gás.....	16
Figura 2.20 – Variação do calor específico com a temperatura (Adaptado de [2]) .....	17
Figura 2.21 – Ciclo termodinâmico real da turbina a gás .....	18
Figura 2.22 – Volume de controlo de turbomáquina (adaptado de [24]) .....	21
Figura 2.23 – Triângulo de velocidades de um andar do compressor axial (adaptado de [2]) .....	22
Figura 2.24 – Triângulos de velocidade do compressor radial .....	24
Figura 2.25 – Triângulos de velocidade da turbina (adaptado de [2]) .....	24
Figura 3.1 – Fluxograma para cálculo da tubeira de admissão .....	27
Figura 3.2 – Propriedades do ar a diversas altitudes [2] .....	28
Figura 3.3 – Fluxograma para cálculo do rotor do compressor radial .....	29
Figura 3.4 – Fluxograma para cálculo do difusor do compressor radial .....	30
Figura 3.5 – Fluxograma para cálculo da câmara de combustão.....	31
Figura 3.6 – Rácio combustível/ar [2].....	32
Figura 3.7 – Componentes da câmara de combustão.....	33
Figura 3.8 – Fluxograma para cálculo da Turbina (parte 1).....	34
Figura 3.9 – Fluxograma para cálculo da turbina (parte 2).....	35
Figura 3.10 – Fluxograma para cálculo da turbina (parte 3).....	35
Figura 3.11 – Fluxograma para cálculo da turbina (parte 4).....	36
Figura 3.12 – Desenho das pás do estator e rotor da turbina .....	37
Figura 3.13 – Rácio passo/corda “ótimo” [2].....	37
Figura 3.14 – Parâmetros necessários para cálculo de $z$ [2].....	38
Figura 3.15 – Fluxograma para cálculo da tubeira propulsora .....	39
Figura 3.16 – Raciocínio aplicado para descobrir a taxa de compressão do compressor axial .....	40
Figura 3.17 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 1).....	41
Figura 3.18 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 2).....	41
Figura 3.19 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 3).....	42
Figura 3.20 - Fluxograma para cálculo dos ângulos na raiz e topo da pá .....	43
Figura 4.1 – Proporções geométricas do rotor do compressor radial inicial .....	47

Figura 4.2 – Turbina a gás inicial .....	48
Figura 4.3 – Compressor radial e guia .....	49
Figura 4.4 – Difusor do compressor radial inicial.....	50
Figura 4.5 – Câmara de combustão inicial .....	50
Figura 4.6 – Turbina inicial .....	51
Figura 4.7 – Tubeira propulsora inicial .....	52
Figura 4.8 – Turbina a gás inicial (Caso A) .....	53
Figura 4.9 – Geometria do tubo de chama para cada velocidade .....	54
Figura 4.10 – Processo iterativo para aumento do caudal mássico admitido.....	55
Figura 4.11 – Variação da geometria do rotor e tubo de chama .....	56
Figura 4.12 – Variação da força de impulso em função do diâmetro exterior do rotor .....	57
Figura 4.13 – Turbina a gás do Caso B.....	58
Figura 4.14 – Trabalho útil específico em função da taxa de compressão para o ciclo ideal .....	59
Figura 4.15 – Trabalho útil específico em função da taxa de compressão .....	60
Figura 4.16 – Área de tubo de chama necessária e disponível.....	62
Figura 4.17 – Altura das pás e tensão centrífuga em função do <i>hub tip ratio</i> .....	63
Figura 4.18 – Variação do grau de reação com a altura da pá (Adaptado de [1]) .....	65
Figura 4.19 – Triângulos de velocidade do 1º e 2º andar.....	68
Figura 4.20 – Triângulos de velocidade do 3º, 4º e 5º andar.....	68
Figura 4.21 – Alterações efetuadas ao compressor radial após adição do compressor axial .....	69
Figura 4.22 – Alterações à câmara de combustão após adição do compressor axial.....	69
Figura 4.23 – Representação da turbina do caso A e do caso C .....	71
Figura 4.24 – Alterações na tubeira propulsora após adição do compressor axial .....	71
Figura 4.25 – Solução intermédia do caso C.....	72
Figura 4.26 – Tensões da solução intermédia (adaptado de [2]) .....	72
Figura 4.27 – Compressor radial após redução da velocidade angular .....	73
Figura 4.28 – Turbina de alta pressão após redução da velocidade angular .....	74
Figura 4.29 – Tensões após redução da velocidade angular (adaptado de [2]).....	75
Figura 4.30 – Compressor final .....	77
Figura 4.31 – Andar de alta pressão da turbina final.....	77
Figura 4.32 – Tensões após execução da ação 1 (adaptado de [2]).....	78
Figura 4.33 – Tensões da turbina de baixa pressão (adaptado de [2]) .....	79
Figura 4.34 – Andar de baixa pressão da turbina final .....	79
Figura 4.35 – Solução final.....	82
Figura 4.36 – Força de impulso e força de impulso específica.....	83

# Índice de Tabelas

Tabela 4.1 – Dados e parâmetros utilizados no projeto da turbina a gás.....	46
Tabela 4.2 – Medidas do rotor do compressor radial no caso inicial.....	47
Tabela 4.3 – Parâmetros calculados para a tubeira de admissão do caso A.....	48
Tabela 4.4 – Parâmetros calculados para o rotor do compressor radial do caso A.....	48
Tabela 4.5 – Parâmetros calculados para o difusor do compressor radial do caso A.....	49
Tabela 4.6 – Parâmetros calculados para a câmara de combustão do caso A.....	50
Tabela 4.7 – Parâmetros calculados para a turbina do caso A.....	51
Tabela 4.8 – Parâmetros calculados para a tubeira propulsora do caso A.....	52
Tabela 4.9 – Área e raio interior do tubo de chama para cada velocidade.....	54
Tabela 4.10 – Resultados obtidos para cada velocidade do escoamento.....	56
Tabela 4.11 – Propriedades do escoamento e dimensões gerais do compressor axial.....	64
Tabela 4.12 – 1ª iteração do projeto dos andares do compressor axial.....	66
Tabela 4.13 – 2ª iteração do projeto dos andares do compressor axial.....	67
Tabela 4.14 – Dimensões da turbina no caso A e após adição do compressor axial.....	70
Tabela 4.15 – Propriedades do escoamento e geometria do compressor axial final.....	76
Tabela 4.16 – Ângulos das guias e pás.....	80
Tabela 4.17 – Resumo das dimensões da solução final.....	81
Tabela 4.18 – Projeto de andares com raio exterior constante ( <i>hub tip ratio</i> de 0,4).....	85
Tabela 4.19 – Projeto de andares com raio exterior constante ( <i>hub tip ratio</i> de 0,6).....	85



# Nomenclatura

## Nomenclatura

<i>A</i>	Área [ $m^2$ ]
<i>a</i>	Aceleração [ $m. s^{-2}$ ]
<i>B</i>	Soma de momentos aplicados sobre eixo da turbomáquina [ $N. m$ ]
<i>C</i>	Velocidade absoluta [ $m. s^{-1}$ ]
<i>C<sub>p</sub></i>	Calor específico a pressão constante [ $J. kg^{-1}. K^{-1}$ ]
<i>c</i>	Corda das pás [ $m$ ]
<i>D</i>	Diâmetro exterior do rolamento [ $m$ ]
<i>d</i>	Diâmetro interior do rolamento [ $m$ ]
<i>F</i>	Força [ $N$ ]
<i>g</i>	Aceleração gravítica [ $m. s^{-2}$ ]
<i>H</i>	Altura [ $m$ ]
<i>h</i>	Entalpia [ $J$ ]
<i>I</i>	Força de impulso [ $N$ ]
<i>K</i>	Fator que contabiliza a variação da secção transversal das pás do compressor
<i>L</i>	Comprimento do tubo de chama [ $m$ ]
<i>ṁ</i>	Caudal mássico [ $kg. s^{-1}$ ]
<i>m</i>	Massa [ $kg$ ]
<i>Ma</i>	Número de mach
<i>N</i>	Número de pás
<i>P</i>	Pressão [ $Pa$ ]
<i>p</i>	Quantidade de movimento linear [ $kg. m. s^{-1}$ ]
<i>Q̇</i>	Calor [ $J$ ]
<i>R</i>	Constante universal dos gases ideais [ $J. kg^{-1}. K^{-1}$ ]
<i>r</i>	Raio [ $m$ ]
<i>rp</i>	Taxa de compressão
<i>s</i>	Entropia [ $J. K^{-1}$ ]
<i>T</i>	Temperatura [ $K$ ]
<i>t</i>	Tempo [ $s$ ]
<i>U</i>	Velocidade de transporte [ $m. s^{-1}$ ]
<i>V</i>	Velocidade relativa [ $m. s^{-1}$ ]
<i>W</i>	Largura [ $m$ ]
<i>Ẇ</i>	Trabalho [ $J$ ]
<i>Z</i>	Quota do escoamento ao plano de referência [ $m$ ]
<i>z</i>	Módulo de resistência da raiz da pá por unidade de corda da pá [ $mm^3. mm^{-1}$ ]

## Nomenclatura Grega

$\Upsilon$	Rácio de calores específicos
$\eta$	Rendimento isentrópico
$\omega$	Velocidade angular [ $rps$ ]
$\rho$	Massa volúmica [ $kg. m^{-3}$ ]
$\alpha$	Ângulo entre a velocidade absoluta do escoamento e a direção axial [°]
$\beta$	Ângulo entre a velocidade relativa do escoamento e a direção axial [°]
$\sigma$	Tensão [ $Pa$ ]

**Nomenclatura Grega (continuação)**

$\lambda$	<i>Work done factor</i>
$\psi$	<i>Power input factor</i>
$\zeta$	Fator de escorregamento
$\phi$	Diâmetro [m]
$\Lambda$	Grau de reação
$\Delta$	Varição de algum parâmetro
$\Psi$	<i>Temperature drop coefficient</i>
$\Phi$	<i>Flow coefficient</i>
$\theta_C$	Ângulo de convergência do compressor axial
$\theta_D$	Ângulo de divergência da turbina
$\theta$	Ângulo das guias do difusor
$\varphi$	Ângulo entre a velocidade relativa e a velocidade de transporte

**Sufixos**

<i>A</i>	Atmosférica
<i>a</i>	Axial
<i>b</i>	Fronteira do sistema
<i>C</i>	Compressor
<i>ct</i>	Centrífuga
<i>c.a</i>	Compressor axial
<i>c.c</i>	Câmara de combustão
<i>E</i>	Entrada
<i>e</i>	Posição exterior
<i>F</i>	Folga entre o estator e rotor da turbina
<i>g</i>	Gases de combustão
<i>gb</i>	Flexão
<i>i</i>	Posição interior
<i>M</i>	Material
<i>m</i>	Médio
<i>r</i>	Raiz da pá
<i>rev</i>	Processo reversível
<i>S</i>	Saída
<i>s</i>	Processo isentrópico
<i>T</i>	Turbina
<i>t</i>	Topo da pá
<i>t.a</i>	Tubeira de admissão
<i>t.p</i>	Tubeira propulsora
<i>t.c</i>	Tubo de chama
<i>w</i>	Tangencial
0	Propriedade de Estagnação
1	Entrada do compressor
2	Saída do rotor do compressor
3	Saída do estator do compressor
4	Entrada do estator da turbina
5	Saída do rotor da turbina
6	Saída da tubeira propulsora
<i>I, II, III, ...</i>	Usado para identificar o andar do compressor axial ou turbina

# Capítulo 1 – Introdução

## 1.1 Motivação

As turbinas a gás são máquinas térmicas e, portanto, convertem energia térmica em energia mecânica. No setor aeronáutico, estas são compostas por cinco elementos principais sendo eles a tubeira de admissão, o compressor, a câmara de combustão, a turbina e a tubeira propulsora.

O crescimento no desenvolvimento e uso de turbinas a gás desde a segunda guerra mundial é notório. Estas são usadas nas mais diversas aplicações, tais como gerar propulsão para veículos (aeronaves e navios), produzir eletricidade e até gerar potência necessária para ativar outros componentes industriais como compressores e bombas [1]. Atualmente, as turbinas a gás são mais utilizadas em aeronaves e na produção de eletricidade em centrais termoelétricas, como pode ser confirmado na Figura 1.1. Nesta figura, é possível analisar o crescimento na produção de turbinas a gás em cada um dos setores, no decorrer dos anos.

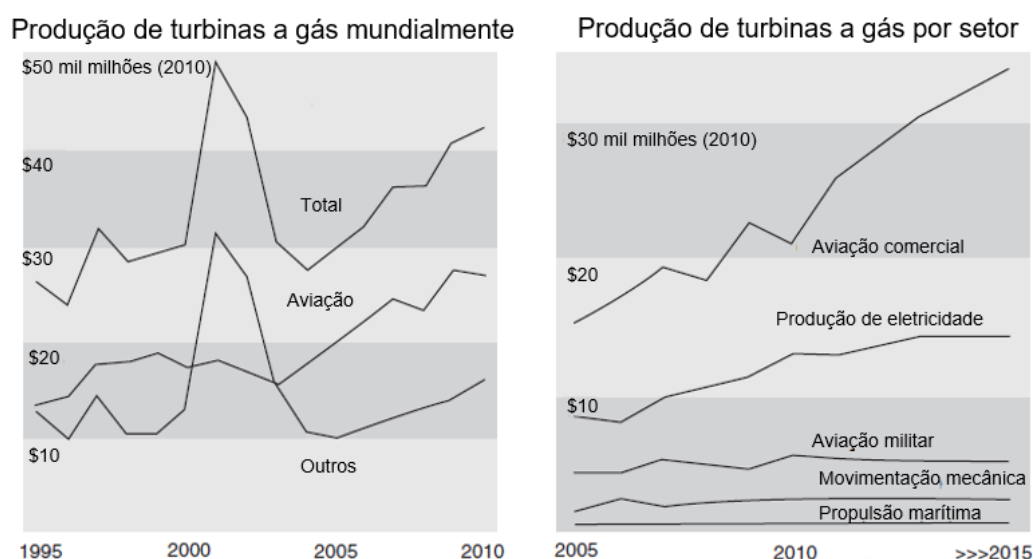


Figura 1.1 – Produção de turbinas a gás mundialmente (adaptado de [1])

No setor aeronáutico sempre foi importante obter um bom rácio entre força de impulso e o peso da turbina a gás. Para tal, a taxa de compressão e temperatura máxima do ciclo termodinâmico tem sido dois parâmetros que se procuram aumentar, com objetivo de obter o máximo trabalho possível e assim alcançar um bom rácio força de impulso/peso.

## 1.2 Objetivos

Nesta dissertação, foi considerado como caso inicial uma turbina a gás com compressor radial e turbina axial de um andar. Esta máquina térmica consistiu num modelo de pequena dimensão – 300 mm de diâmetro exterior, cuja temperatura de limite metalúrgico se encontrava limitada aos 1300 K.

O trabalho efetuado teve como objetivo a otimização da turbina a gás, com principal ênfase no aumento da força de impulso em relação ao caso inicial. Assim sendo, mantendo os dados iniciais (300 mm de diâmetro exterior e 1300 K de temperatura de limite metalúrgico), foram adotados dois raciocínios:

1. Aumentar o caudal mássico que percorria a turbina a gás: para tal foi necessário calcular o caudal mássico que a câmara de combustão tolerava e de seguida, calcular a área e diâmetro exterior do rotor do compressor radial que permitia a admissão desse caudal mássico.
2. Aumentar a taxa de compressão do fluido de trabalho: para tal foi necessário adicionar um compressor axial a montante do radial, efetuar as alterações aos componentes já existentes, assim como confirmar se as tensões das pás do rotor da turbina se encontravam dentro do limite para alcançar as 10 000 h de vida útil.

---

### 1.3 Estrutura da dissertação

---

A dissertação encontra-se dividida em cinco capítulos. No capítulo 1, é efetuada uma breve introdução do tema a ser estudado e são apresentados os objetivos do trabalho.

No capítulo 2, é apresentado o contexto em torno das turbinas a gás. No subcapítulo 2.1, é possível conhecer a evolução das mesmas, desde a máquina térmica desenvolvida por Heron de Alexandria no ano 150 A.C, até às turbinas a gás utilizadas no nosso quotidiano, incluindo as de pequena dimensão. No subcapítulo 2.2, é apresentada a configuração utilizada na turbina a gás inicial, assim como a função de cada um dos seus componentes. No subcapítulo 2.3, são abordados os principais conceitos teóricos necessários para efetuar o projeto desta máquina térmica.

No capítulo 3, é apresentada a metodologia que foi utilizada no decorrer do trabalho, incluindo o processo de cálculo aplicado em cada componente. Neste capítulo, também são apresentadas algumas das considerações utilizadas no projeto.

No subcapítulo 4.1, são apresentados os dados e parâmetros considerados no projeto de cada componente da turbina a gás. No subcapítulo 4.2, é apresentada a solução inicial (caso A), incluindo todos os parâmetros calculados para cada um dos seus componentes. No subcapítulo 4.3, é apresentado o caso B, onde se procurou aumentar o caudal mássico (caso B). No subcapítulo 4.4, é apresentada a solução final (caso C), onde foi alcançada uma taxa de compressão perto da ótima e onde é obtido o maior trabalho útil específico (para a temperatura de limite metalúrgica de 1300 K). No subcapítulo 4.5, são discutidos e comparados os dois resultados obtidos (caso B e C) com a turbina a gás inicial (caso A). No fim do projeto e com objetivo de reduzir o comprimento da turbina a gás, foram desenvolvidas duas alternativas ao projeto do compressor axial, contudo, nenhum delas respondeu ao problema como esperado. Estas são apresentadas no subcapítulo 4.6.

No capítulo 5, são retiradas as conclusões mais significativas das soluções obtidas e da comparação das mesmas com o caso inicial.

# Capítulo 2 - Contextualização

---

## 2.1 História da Turbina a Gás

---

Mundialmente, é reconhecida a importância e crescimento no uso de turbinas a gás, quer para produção de eletricidade em centrais termoelétricas, quer para obtenção de propulsão em aeronaves. Estas são as duas aplicações onde as turbinas a gás são mais implementadas, porém, desde a década de 50 que ocorreu um crescimento da variedade de finalidades a dar a este tipo de máquina [2]. Na Figura 2.1 é possível observar a configuração da turbina a gás utilizada na aviação e na produção de energia elétrica, respetivamente.

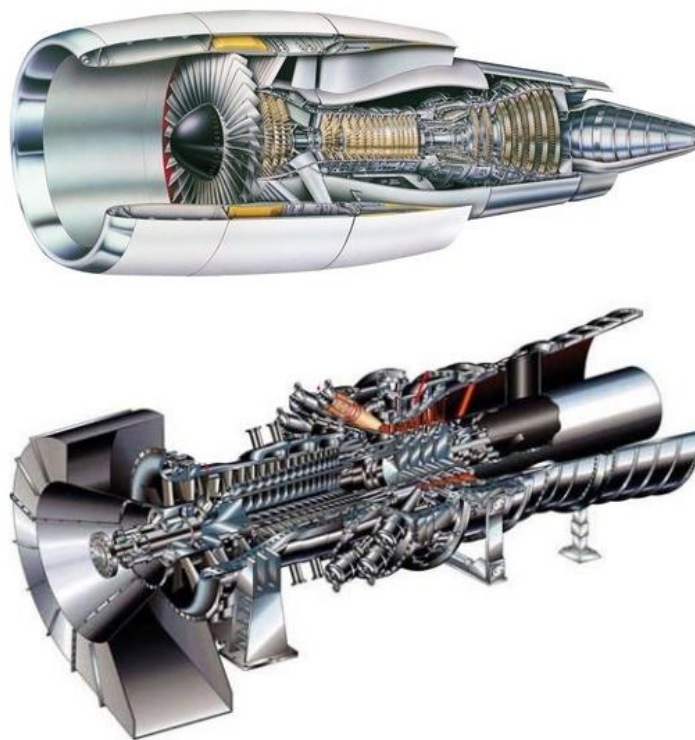


Figura 2.1 – Turbina a gás usada na aviação (cima) [3] e centrais termoelétricas (baixo) [4]

Com a inovação e desenvolvimento imposto por certas personalidades ao longo da história, foi possível alcançar a tecnologia implementada nas turbinas a gás do quotidiano. Começando no Egipto, onde em 150 A.C Heron de Alexandria já explorava o princípio de funcionamento que caracteriza uma máquina térmica. Este criou um mecanismo constituído por uma esfera e uma bacia fechada com água, conectadas através de dois tubos que também exercem a função de apoios. Uma fonte de calor era colocada abaixo da bacia, aquecendo a água e promovendo a sua ebulição. O vapor percorria os tubos e acabava por ser expelido por dois canais inseridos na esfera, fazendo a mesma adquirir um movimento de rotação [5]. Este mecanismo é designado por Eolípila e pode ser observado na Figura 2.2.



Figura 2.2 – Eolípila [6]

A origem dos foguetes não é certa, porém, é reconhecido o grande desenvolvimento por parte dos chineses, já que estes no ano de 1232 usaram foguetes como sistema de propulsão para flechas, na tentativa de assustar o povo Mongol na batalha de *Kai-Keng* [7].

Mais tarde, o engenheiro italiano Giovanni Branca criou um mecanismo, onde vapor era direcionado para uma turbina, que através de um conjunto de engrenagens originava o movimento de um moinho [5]. Esta máquina é ilustrada na Figura 2.3.

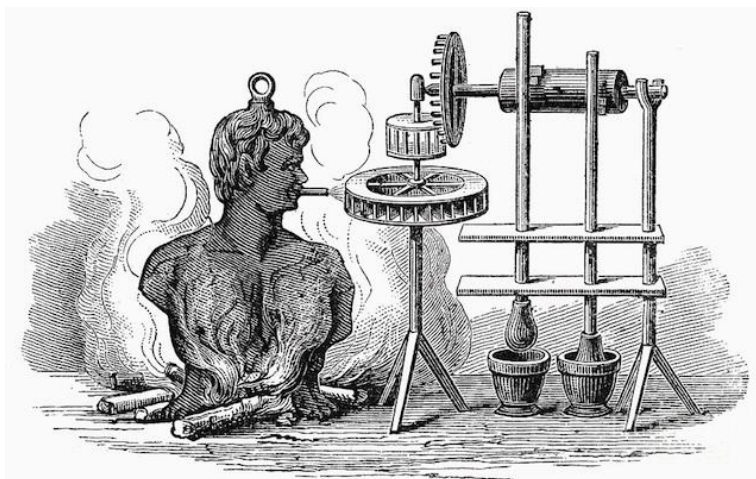


Figura 2.3 – Mecanismo desenvolvido por Giovanni Branca [8]

Em 1791, John Barber patenteou a primeira turbina a gás com intuito de aplicar a uma carruagem e assim deixar de utilizar cavalos para a obtenção de potência. Nesta turbina aplicava-se o ciclo termodinâmico utilizado nas turbinas a gás do nosso cotidiano, contendo assim um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. Todavia, esta máquina nunca chegou a ser construída [5].

Em 1824 a palavra turbina aparece pela primeira vez em literatura. Claude Burdin diz ter projetado uma roda de água à qual deu o nome de turbina. Esta viria a ser desenvolvida por um dos seus alunos, Benoît Fourneyron que em 1827 acabou por construir uma roda de água com 6 cavalos. Em 1837, o engenheiro francês elevou a potência da roda de água para 60 cavalos e alcançou grande sucesso internacionalmente. O maior destaque destas rodas de água, foi a instalação das mesmas nas cataratas de Niágara, para produção de energia elétrica em 1895 [9].

No ano de 1882, o engenheiro sueco Carl Gustaf Patrick de Laval desenvolveu a primeira turbina a vapor de impulso e nos seguintes anos criou uma tubeira que aumentava a velocidade do vapor, antes deste interagir com a turbina [10]. Esta tubeira é bastante usada e importante nos dias de hoje, principalmente nas turbinas a gás, foguetes e em turbinas a jato que alcancem velocidades supersônicas. O motor do *rocket RD-107*, contém quatro destas tubeiras. Na Figura 2.4, é possível observar um delas.



Figura 2.4 – Tubeira utilizada no motor do *rocket RD-107* [11]

Em 1913, o engenheiro francês René Lorin patenteou o primeiro projeto de um motor *ramjet* [12]. Este motor é composto por poucas partes móveis, pelo que depende da forma da conduta de admissão para efetuar toda a compressão necessária, ao contrário do *turbofan*, turbojato ou do turboélice. Funciona bem com número de mach elevado e não é possível obter força de impulso quando o motor se encontra em repouso, pelo que necessita de ser colocado em alta velocidade. A primeira aeronave a voar utilizando motor *ramjet* foi a *Leduc 0.10*, que devido às restrições na força de impulso mencionadas previamente, necessitava do auxílio de outra aeronave de maior porte para efetuar o “lançamento” [13]. Tanto a *Leduc 0.10*, como o avião “auxiliar” podem ser observados na Figura 2.5.



Figura 2.5 – Aeronave *Leduc 0.10* e aeronave de “auxílio” [14]

Em 1930, o engenheiro inglês Frank Whittle patenteou o primeiro turbojato, composto por um compressor axial de vários andares, um compressor radial, câmara de combustão anular, turbina axial de um andar e uma tubeira. Foi efetuado o primeiro teste em 1937, contudo, o governo inglês apenas suportou a produção deste modelo, aquando o aparecimento da 2ª guerra mundial. Este turbojato foi então implementado na aeronave *Gloster E.28/39* que viria a estrear-se no dia 15 de Maio de 1941 [15]. O motor pode ser observado na Figura 2.6

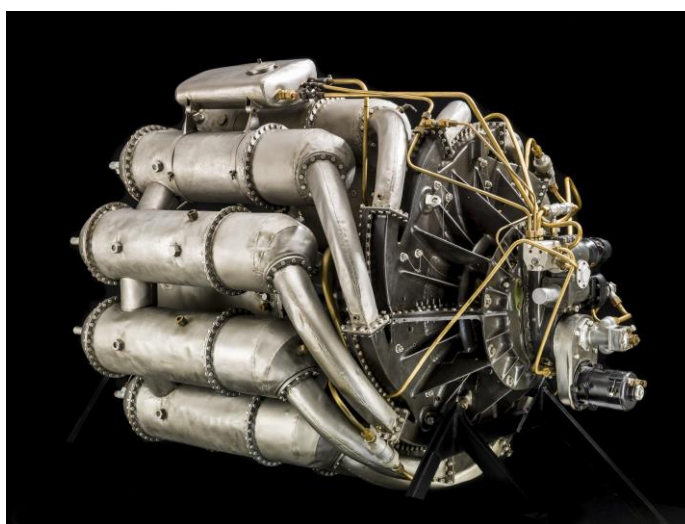


Figura 2.6 – Turbojato *Whittle W.1X* [15]

Na mesma década em que Frank Whittle desenvolvia o seu modelo, o alemão Hans Von Ohain também o fazia. Em 1937 testou o seu modelo, *He S-1*, que usava hidrogénio gasoso como combustível. Após os testes, foi possível obter um novo modelo, desta vez movido a gasolina – o *He S-3B*, que viria a ser instalado na aeronave *Heinkel He 178* e inaugurado no dia 27 de agosto de 1939 [5,16]. Este foi considerado o primeiro voo recorrendo a um turbojato.

Em 1942, o engenheiro alemão Anselm Franz criou o primeiro turbojato recorrendo a um compressor puramente axial de 8 andares – *Junkers Jumo 004*, ao contrário dos modelos desenvolvidos por Frank Whittle e Hans Von Ohain. Foi também o primeiro turbojato com tecnologia de *afterburner* e com tubeira propulsora de área ajustável, características estas que concediam

alguma superioridade no combate aéreo. Foi o primeiro turbojato a ser produzido em maior escala e a ser usado operacionalmente na aeronave *Messerschmitt ME 262* [17]. Este turbojato e avião de combate podem ser observados na Figura 2.7 e Figura 2.8, respetivamente.



Figura 2.7 – Turbojato *Junker Jumo 004* [17]



Figura 2.8 – Aeronave alemã *Messerschmitt ME 262* [18]

Apesar do turboélice ter sido patenteado pela primeira vez no ano de 1929 pelo engenheiro húngaro György Jendrassik, apenas no ano de 1945 este tipo de motor foi utilizado para obtenção de propulsão numa adaptação da aeronave *Gloster Meteor*, que originalmente operava com dois turbojatos e passou depois a utilizar dois turboélices – *Rolls-Royce RB.50 Trent* [19].

No final da década de 50 e início da década de 60, entrou em serviço o primeiro modelo *turbofan* – *Rolls-Royce Conway*, que devido à rápida evolução foi ultrapassado por outros modelos [20]. O tipo de motor *turbofan* é caracterizado por um jato de menor velocidade, permitindo obter uma maior eficiência de propulsão e redução do ruído [2]. Por estas razões, o *turbofan* foi introduzido maioritariamente na aviação comercial e mantém-se como principal escolha para as aeronaves deste ramo, porém também é utilizado em aviões de combate como é o caso do icónico *F-16 Fighting Falcon* [20]. É possível observar o motor *Rolls-Royce Conway* na Figura 2.9



Figura 2.9 – Turbofan Rolls-Royce Conway [20]

Após a 2ª guerra mundial, a área de motores para aplicação aeronáutica apresentava uma grande evolução e variedade de modelos, entre os quais o turbojato, turboélice e *turbofan*. Na Figura 2.10, é possível observar as gamas recomendadas de altitude e número de mach a que estes modelos devem operar de modo a ter um melhor desempenho.

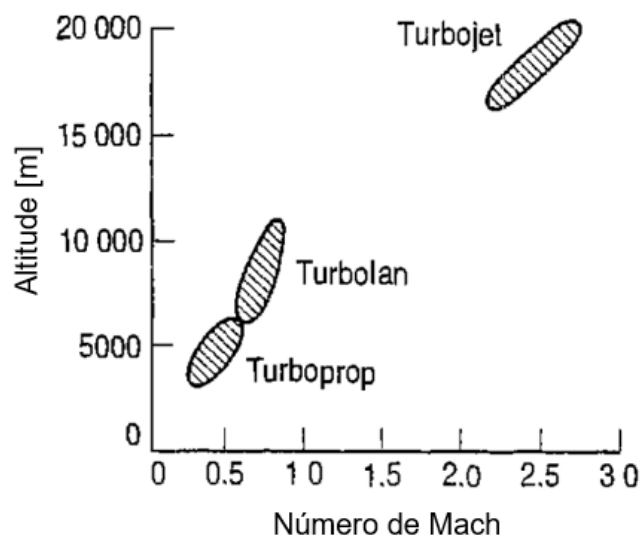
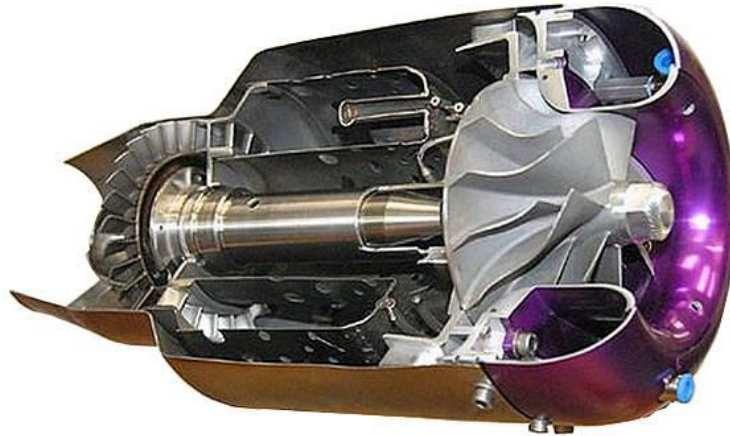


Figura 2.10 – Altitude e número de mach para cada modelo (Adaptado de [2])

No decorrer desta dissertação, será estudada uma turbina a gás de pequena dimensão – 300 mm de diâmetro. Nas últimas décadas foi possível verificar um aumento do desenvolvimento desta categoria de turbinas a gás, com a finalidade de serem implementadas em veículos aéreos não tripulados (*drones*) do ramo militar ou civil. Atualmente, são diversas as empresas que fabricam este tipo de motores, entre as quais estão a Jetcat, Evojet, KingTech e AMT. Na Figura 2.11, é possível observar um dos modelos – o *AMT Olympus*.

Figura 2.11 – Modelo *AMT Olympus* [21]

## 2.2 Caracterização da Máquina

O princípio de funcionamento das turbinas a gás passa pela conversão de energia térmica em energia mecânica, pelo que estas são consideradas máquinas térmicas. Como o fluido de trabalho faz parte do processo de combustão designa-se como máquina térmica de combustão interna [22].

Existe uma grande diversidade de configurações e componentes a serem usados neste tipo de máquina, contudo, o conteúdo exposto ao longo desta dissertação diz respeito à configuração usada na aviação. Esta configuração é composta por cinco componentes fundamentais para o funcionamento, sendo eles a conduta de admissão, compressor, câmara de combustão, turbina e tubeira propulsora. Na Figura 2.12, é possível observar a conduta de admissão.



Figura 2.12 – Conduta de admissão

Esta desempenha uma função importante na admissão do ar necessário para o funcionamento correto do motor e na uniformização do escoamento, tornando-o estável antes deste interagir com o compressor. Estas funções devem ser asseguradas durante qualquer fase do voo, incluindo a fase de descolagem, onde a aeronave necessita de o máximo impulso possível [12]. A conduta pode funcionar como tubeira, acelerando o ar ou como difusor desacelerando o ar [18].

Em seguida, o ar entra no compressor que tem como função aumentar a pressão do fluido. O compressor do tipo radial é composto por um rotor e por um estator, que muitas vezes é designado de difusor. No rotor a pressão e velocidade aumentam, através do fornecimento de trabalho ao fluido, enquanto no difusor parte da energia cinética é convertida em pressão, fazendo assim a velocidade diminuir e a pressão aumentar. O difusor também é responsável pela mudança da direção do escoamento, antes da entrada do fluido na câmara de combustão [12]. Na Figura 2.13, é possível observar uma ilustração do compressor radial a ser utilizado na turbina gás.

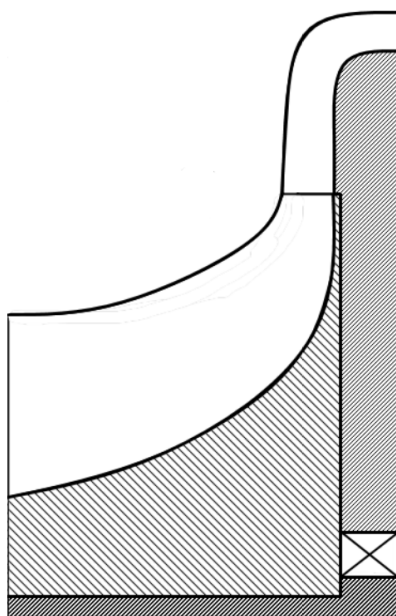


Figura 2.13 – Compressor radial

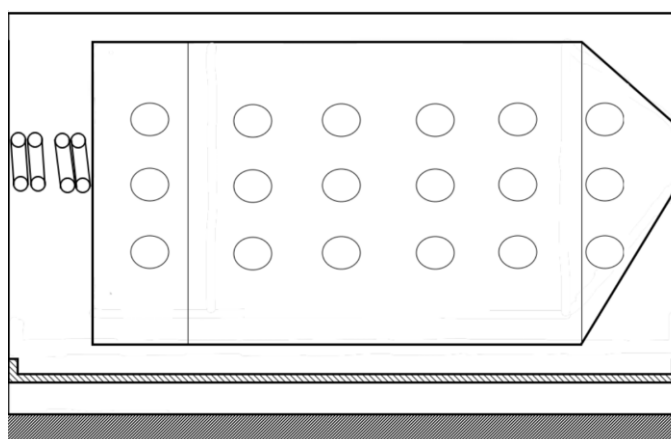


Figura 2.14 – Câmara de combustão

Na câmara de combustão, é adicionada energia ao fluido através da conversão de energia química em energia térmica, num processo que idealmente ocorre a pressão constante. Existem três tipos de configuração para a câmara de combustão – *can*, *can anular* e *anular*, sendo a última a mais adequada para pequenas turbinas a gás. Esta configuração contém apenas um tubo de chama com geometria anular, promovendo uma distribuição de pressão e processo de combustão mais uniforme comparando com as restantes configurações, que utilizam múltiplos tubos de chama [2,12]. O sistema anular de combustão é ilustrado na Figura 2.14.

Posteriormente, ocorre a expansão dos gases de combustão, onde parte da energia que o fluido adquiriu anteriormente é transmitida à turbina, gerando um momento no veio. Através deste veio, é possível acionar o compressor, sendo esta a principal função da turbina. Nas turbinas a gás utilizadas na aviação são usadas turbinas axiais, onde cada andar é composto por um estator seguido de um rotor.

No que diz respeito à expansão dos gases de combustão, é possível caracterizar dois tipos de turbina – impulso e reação, sendo a última a mais utilizada na aviação. A turbina de reação é caracterizada por uma expansão distribuída pelo estator e rotor, ao contrário da turbina de impulso, onde a expansão ocorre totalmente no estator. No processo de expansão dos gases numa turbina de reação, a temperatura e pressão diminuem em troca do aumento da energia cinética [12]. Na Figura 2.15 é possível observar a ilustração de um andar da turbina.

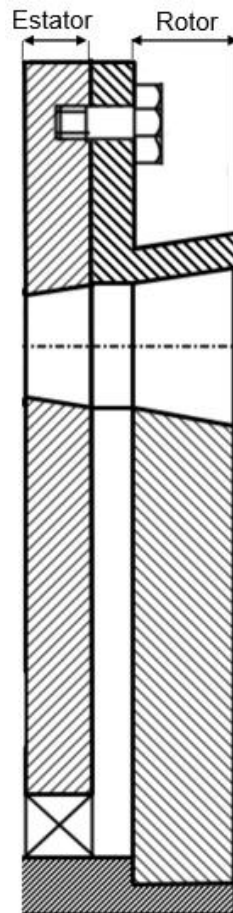


Figura 2.15 – Rotor e estator da turbina

Por fim, na tubeira propulsora a restante energia dos gases de combustão é convertida em energia cinética, formando um jato de alta velocidade que imprime a força de impulso necessária para vencer o arrasto da aeronave. A ilustração da tubeira propulsora, pode ser observada na Figura 2.16.

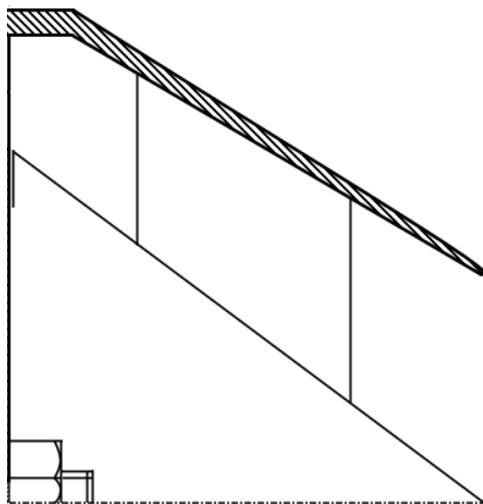


Figura 2.16 – Tubeira Propulsora

---

## 2.3 Fundamentos Teóricos

---

Como complexa máquina que é, o projeto de uma turbina a gás envolve diversas áreas de estudo, onde se destacam a termodinâmica, mecânica dos Fluidos e resistência dos materiais. Assim sendo, é importante analisar e salientar a equação da continuidade, equação da quantidade de movimento, primeira lei da termodinâmica, segunda lei da termodinâmica, equação dos gases ideais, propriedades de estagnação, ciclo termodinâmico, equação de Euler para as turbomáquinas, triângulos de velocidade e por fim uma breve apresentação da definição de força de impulso.

### 2.3.1 Equação da Continuidade

Um dos conceitos mais importantes e utilizado no projeto da turbina a gás é a equação da continuidade. Esta refere que, caso não ocorra nenhuma adição ou remoção de massa, o caudal mássico que atravessa a máquina tem de se manter constante durante todo o seu percurso, ou seja, trata-se de uma equação de conservação de massa.

Analisando a Figura 2.17, é possível observar duas secções aleatórias da turbina a gás. A secção "E" com uma área transversal,  $A_E$  e cujo escoamento detém velocidade,  $C_E$  e massa volúmica,  $\rho_E$ . E a secção "S" com área transversal,  $A_S$  e cujo escoamento detém velocidade,  $C_S$  e massa volúmica,  $\rho_S$ . Recorrendo à equação a continuidade é possível dizer que:

$$\dot{m}_E = \rho_E C_E A_E = \rho_S C_S A_S = \dot{m}_S \quad (2.1)$$

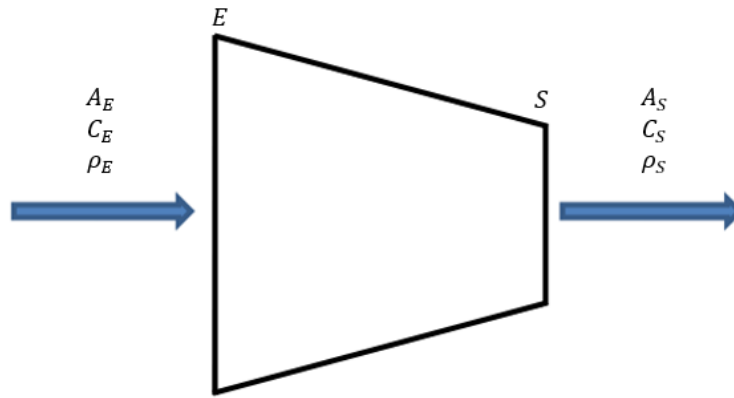


Figura 2.17 – Escoamento em duas secções distintas da máquina

Numa turbina a gás real isto não acontecerá durante todo o percurso da máquina, pois é adicionado combustível na câmara de combustão. Ou seja, no interior da turbina a gás percorrerá um caudal mássico,  $\dot{m}_A$ , que terá de ser conservado até à câmara de combustão onde é adicionado um caudal mássico de combustível,  $\dot{m}_f$ . Posteriormente, o caudal mássico a conservar será a soma ( $\dot{m}_A + \dot{m}_f$ ), que corresponde ao caudal mássico dos gases de combustão,  $\dot{m}_g$ .

### 2.3.2 Equação da Quantidade de Movimento

Considerando um corpo com massa,  $m$ , e aceleração,  $a$ , é possível recorrer à segunda lei de Newton e afirmar que o produto,  $(m \cdot a)$ , equivale ao somatório de todas as forças exercidas sobre o corpo,  $(\sum F)$ :

$$\sum F = m \cdot a \quad (2.2)$$

Relembrando que a aceleração corresponde à variação da velocidade no tempo, é possível reescrever a equação (2.2) [23]:

$$\sum F = m \frac{dC}{dt} = \frac{d}{dt} m \cdot C = \frac{dp}{dt} \quad (2.3)$$

Onde a parcela  $(m \cdot C)$  corresponde à quantidade de movimento linear,  $p$ . Afirma-se assim que, a soma de todas as forças aplicadas sobre um corpo,  $(\sum F)$ , corresponde à variação da quantidade de movimento linear do mesmo,  $(dp/dt)$ .

Considerando que não ocorre variação de massa,  $m$ , e a velocidade é uniforme na secção transversal de entrada,  $C_E$ , e saída,  $C_S$ , é possível reescrever a equação (2.3) [24]:

$$\sum F = \dot{m}(C_S - C_E) \quad (2.4)$$

Este conceito teórico será útil para obter a equação que calcula a força de impulso da turbina a gás, que será apresentada no subcapítulo 2.3.10.

### 2.3.3 Primeira Lei da Termodinâmica

Sabe-se que, num ciclo termodinâmico fechado a única maneira de ocorrer transferência de energia de, ou para o sistema é através de calor e trabalho. Aplicando a primeira lei da termodinâmica entre a posição "E" e posterior posição "S" do volume de controlo apresentado na Figura 2.18, é possível estabelecer uma equação para a conservação de energia que ocorre no sistema:

$$\dot{m} \left( h_S + \frac{1}{2} C_S^2 + gZ_S \right) - \dot{m} \left( h_E + \frac{1}{2} C_E^2 + gZ_E \right) = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.5)$$

Sendo  $\dot{m}$ , o caudal mássico,  $h$ , a entalpia do fluido,  $C$ , a velocidade absoluta do escoamento,  $g$ , a aceleração gravítica,  $z$ , a quota em que se encontra o escoamento em relação a um certo referencial,  $\dot{Q}$ , o balanço de energia transferido para o sistema na forma de calor e  $\dot{W}$ , o balanço de energia transferido para fora do sistema na forma de trabalho.

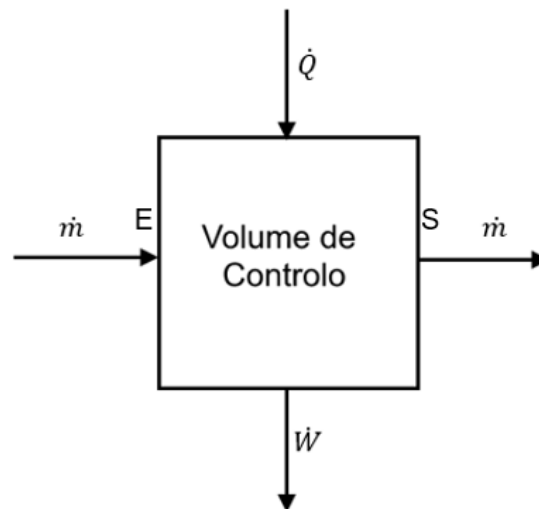


Figura 2.18 – Volume de Controlo

Na equação (2.5), a soma  $(h + 1/2C^2 + gz)$  representa a entalpia de estagnação do escoamento,  $h_0$ , e a parcela de energia potencial,  $(gz)$ , é desprezada grande parte das vezes pois o escoamento dá-se num plano horizontal, o que leva a uma variação da energia potencial irrelevante. Por sua vez, sabe-se que a entalpia,  $h$ , corresponde à soma da energia interna específica,  $u$ , com o produto da pressão pelo volume,  $(Pv)$  [25].

### 2.3.4 Segunda Lei da Termodinâmica

Uma das bases mais importantes para a segunda lei da termodinâmica foi apresentada por Rudolf Clausius. Este afirmou que num sistema, é impossível que ocorra somente o processo de transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente, ou seja, caso seja desejado que tal aconteça, será necessário a adição de trabalho ao sistema, tal como ocorre numa máquina frigorífica.

No seguimento desta afirmação, Clausius apresentou em forma de inequação o seguinte conceito – realizando o integral sobre toda a fronteira de um sistema que efetua um ciclo, sabe-se que o quociente entre soma de todas as transferências infinitesimais de calor que ocorrem através da fronteira,  $\partial Q$ , e a temperatura da fronteira em cada um dos locais de transferência,  $T$ , é sempre menor ou igual a zero [26]:

$$\oint \left( \frac{\partial Q}{T} \right)_b \leq 0 \quad (2.6)$$

Esta inequação toma valor negativo sempre que o processo é irreversível e toma valor nulo sempre que o processo é reversível. Ao aperceber-se que para processos reversíveis a sua inequação tomava sempre o valor de zero, Clausius conclui que  $(\partial Q/T)$  era independente do “caminho” percorrido pelo ciclo, ou seja, apenas dependia do estado final, descobrindo assim uma nova variável de estado a qual deu o nome de entropia,  $s$ . Esta nova variável foi definida pela seguinte equação [26]:

$$ds = \left( \frac{\partial Q}{T} \right)_{rev} \Leftrightarrow \Delta s = s_S - s_E = \int_E^S \left( \frac{\partial Q}{T} \right)_{rev} \quad (2.7)$$

É da equação (2.7), que nasceu a definição de processo isentrópico. Este trata-se de um processo reversível, no qual não ocorre transferência de calor (processo adiabático) e por consequência a entropia é mantida constante. A posteriori, este conceito permitirá definir rendimento isentrópico.

### 2.3.5 Equação dos Gases Ideais

De forma a relacionar a temperatura,  $T$ , a pressão,  $P$  e massa volúmica do escoamento,  $\rho$ , em certa zona da turbina a gás, é útil recorrer à equação dos gases ideais. Quando conhecidas duas das propriedades referidas anteriormente, é possível calcular a terceira recorrendo à seguinte equação:

$$P = \rho \times R \times T \quad (2.8)$$

Onde  $R$ , representa a constante universal dos gases perfeitos.

### 2.3.6 Propriedades de Estagnação

A introdução das propriedades de estagnação torna-se importante para contabilizar a energia cinética do fluido, visto que neste tipo de máquinas esta energia é bastante considerável devido às elevadas velocidades do escoamento. Uma vez que a energia potencial do fluido pode ser desprezada, a entalpia de estagnação é dada por:

$$h_0 = Cp T + \frac{1}{2} C^2 = h + \frac{1}{2} C^2 \quad (2.9)$$

Quando o fluido é considerado ideal, podemos simplificar a equação (2.9) ao dividir a mesma pelo calor específico,  $C_p$  [2]. Assim sendo, obtém-se uma equação que é função da temperatura de estagnação,  $T_0$ , da temperatura estática,  $T$ , da velocidade absoluta,  $C$ , e do calor específico,  $C_p$ :

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \quad (2.10)$$

Quanto à pressão de estagnação em escoamento compressível, é possível relacionar a mesma com a pressão estática através da seguinte equação:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2}Ma^2\right] \quad (2.11)$$

### 2.3.7 Ciclo Termodinâmico da Turbina a Gás

Designa-se por ciclo termodinâmico um conjunto de processos que quando aplicados numa determinada sequência, levam um sistema de regresso ao seu estado inicial.

O ciclo termodinâmico teórico que rege as turbinas a gás, também designado de ciclo de Joule-Brayton é composto por 3 elementos fundamentais – compressor, câmara de combustão e turbina, porém, para a turbina a gás em questão é considerada uma adaptação deste ciclo teórico, com a adição de uma conduta de admissão e uma tubeira propulsora. Na realidade trata-se de um ciclo aberto, pois os gases de combustão são expelidos para a atmosfera, porém, para efeitos de análise é considerado que os gases de exaustão readquirem as propriedades iniciais, voltando assim a serem admitidos pela conduta de admissão. Na Figura 2.19, é possível observar o diagrama T-s da turbina a gás immobilizada no banco de ensaios.

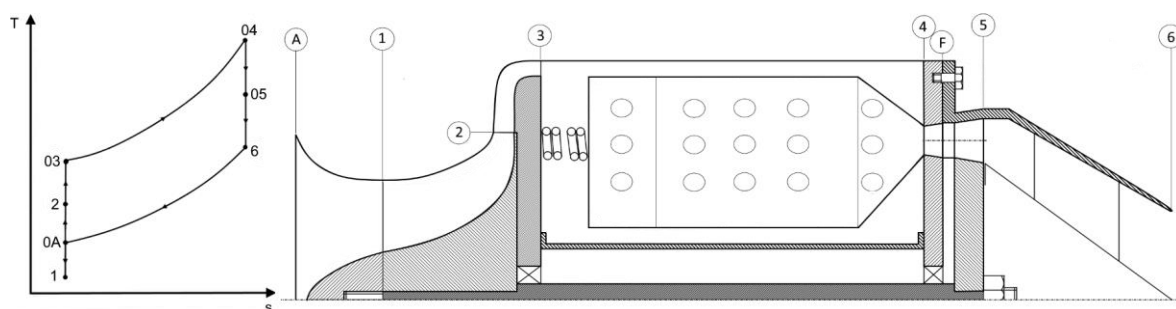


Figura 2.19 – Ciclo termodinâmico ideal da turbina a gás

O ciclo começa com uma perda de pressão isentrópica na conduta de admissão (de “A” a 1), seguido de uma compressão isentrópica (de 1 a 3). De seguida o escoamento entra na câmara de combustão onde é adicionado calor isobaricamente (de 3 a 4). Por fim ocorre uma expansão isentrópica na turbina e tubeira propulsora (de 4 a 6), seguida de uma perda de calor à pressão atmosférica (de 6 a “A”). Caso a máquina estivesse em movimento e a velocidade do escoamento em “A” fosse superior à velocidade em 1, teríamos uma compressão isentrópica na conduta de admissão, onde o fluido perderia velocidade em troca do ganho de pressão.

Visto se tratar de processos isentrópicos, as relações isentrópicas apresentadas nas equações (2.12), (2.13) e (2.14) podem ser utilizadas para a conduta de admissão, compressor e turbina, respetivamente. Relembrando que por se tratar de relações isentrópicas podem ser aplicadas usando propriedades estáticas ou de estagnação.

$$(a) \quad T_{01s} = T_{0A} \left( \frac{P_{01}}{P_{0A}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (b) \quad T_{01s} = T_{1s} \left( \frac{P_{01}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.12)$$

$$(a) \quad T_{03s} = T_{01} \left( \frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (b) \quad T_{03s} = T_{3s} \left( \frac{P_{03}}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.13)$$

$$(a) \quad T_{05s} = T_{04} \left( \frac{P_{05}}{P_{04}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (b) \quad T_{05s} = T_{5s} \left( \frac{P_{05}}{P_5} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.14)$$

É de salientar que o ciclo termodinâmico abordado até agora apresenta algumas simplificações que devem ficar esclarecidas:

- 1) A compressão e expansão são considerados processos isentrópicos tal como já foi referido, mas tal não ocorre na realidade, pois estes processos são irreversíveis levando a um aumento da entropia.
- 2) É também considerado que não ocorrem perdas de pressão no decorrer do ciclo, mas na verdade parte da pressão é perdida devido ao atrito existente no decorrer da máquina.
- 3) O fluido é considerado ideal, não ocorrendo variação do calor específico, todavia, no ciclo real é conhecida a influência que a temperatura e a mudança da composição química do fluido possui sobre esta propriedade. A variação do calor específico com a temperatura pode ser observado na Figura 2.20 [2].

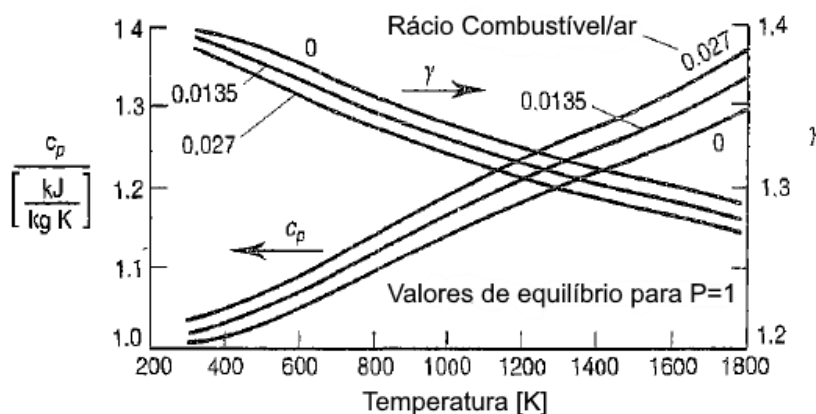


Figura 2.20 – Variação do calor específico com a temperatura (Adaptado de [2])



diferença ( $T_{0A} - T_{1s}$ ) e o processo de admissão real pela diferença ( $T_{0A} - T_1$ ), pelo que o rendimento isentrópico da tubeira de admissão é dado por:

$$\eta_{t.a} = \frac{T_{0A} - T_1}{T_{0A} - T_{1s}} \quad (2.15)$$

No caso do processo de compressão, idealmente tem-se um processo isentrópico onde o trabalho efetuado pelo compressor será o menor possível e corresponde à diferença ( $T_{03s} - T_{01}$ ), porém, conforme a segunda lei da termodinâmica, num processo irreversível a entropia tende a aumentar pelo que o trabalho do compressor real é dado pela diferença ( $T_{03} - T_{01}$ ). Assim sendo, é possível obter a equação que traduz o rendimento isentrópico do compressor:

$$\eta_c = \frac{W_{Cs}}{W_C} = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (2.16)$$

Na câmara de combustão ocorre uma perda de carga,  $\Delta P_{c.c}$ , devido ao atrito, turbulência e ao aumento de temperatura do fluido.

Para o caso do processo de expansão na turbina, idealmente tem-se um processo isentrópico onde o trabalho gerado pela mesma será máximo e é dado pela diferença ( $T_{04} - T_{05s}$ ), contudo, a entropia tende a aumentar em processos irreversíveis, pelo que o trabalho gerado pela turbina será mais baixo que no processo ideal e corresponde à diferença ( $T_{04} - T_{05}$ ). Assim sendo e seguindo um raciocínio idêntico ao aplicado no compressor, o rendimento isentrópico da turbina é dado por:

$$\eta_T = \frac{W_T}{W_{Ts}} = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} \quad (2.17)$$

Visto que o processo que ocorre na tubeira propulsora também consiste numa expansão, o raciocínio exposto para a turbina, é idêntico ao aplicado na tubeira propulsora. Assim sendo, o rendimento isentrópico da tubeira propulsora é dada por:

$$\eta_{t.p} = \frac{T_{05} - T_{06}}{T_{05} - T_{06s}} \quad (2.18)$$

Devido ao choque que ocorre na tubeira propulsora a pressão com que o escoamento sai da mesma não coincide com a pressão atmosférica, pelo que irá ocorrer outra perda de pressão,  $\Delta P_{choque}$ , que promove uma maior força de impulso.

O trabalho útil específico que é possível obter no ciclo, é dado pela diferença da variação de temperatura que ocorre no processo de compressão ( $T_{03} - T_{01}$ ) e no processo de expansão que ocorre na turbina ( $T_{04} - T_{05}$ ). Assim sendo, o trabalho útil específico do ciclo é dado por [26]:

$$\frac{W_{ciclo}}{\dot{m}} = C_p [(T_{04} - T_{05}) - (T_{03} - T_{01})] \quad (2.19)$$

Neste ciclo, a taxa de compressão é um parâmetro que influencia o trabalho obtido e o rendimento do ciclo, pelo que é essencial defini-lo apropriadamente quando se procede ao projeto de uma turbina a gás [2,26].

Para aplicações aeronáuticas, onde a relação impulso/peso é importante, é recomendado que o projeto seja efetuado com objetivo de alcançar o maior trabalho específico possível, mesmo que isto signifique a não obtenção do melhor rendimento do ciclo [26]. Assim sendo e tendo em conta que a temperatura máxima do ciclo está limitada aos 1300 K (limite metalúrgico), aumentar a taxa de compressão é a melhor ação de modo a elevar o trabalho específico que se obtém no ciclo. Porém, este aumento na taxa de compressão,  $rp$ , não deve ser exagerado uma vez que o ciclo vê o seu trabalho específico reduzido a partir de certo ponto.

Aplicando as relações isentrópicas apresentadas nas equações (2.12 - a), (2.13 - a) e (2.14 - a), é possível obter uma equação que dá o trabalho útil específico para o ciclo ideal. Esta depende apenas da taxa de compressão,  $rp$  (uma vez que as temperaturas e calores específicos do ciclo já são conhecidos) [26]:

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}} = C_p T_{01} \left[ \frac{T_{04}}{T_{01}} - \frac{T_{04}}{T_{01}} \left( \frac{1}{rp} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (rp)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + 1 \right] \quad (2.20)$$

Igualando a derivada da equação (2.20) em relação à taxa de compressão a zero, obtém-se uma relação que permite saber qual a taxa de compressão ótima, ou seja, a taxa de compressão que maximiza o trabalho útil específico do ciclo [26,27]:

$$(rp)_{ideal} = \sqrt{\left( \frac{T_{04}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2.21)$$

### 2.3.8 Equação de Euler

Até então apenas se abordou temas relacionados com termodinâmica, sendo que o conteúdo apresentado em seguida permite o cálculo do binário e conseqüentemente da potência das turbomáquinas. O binário aplicado influencia os triângulos de velocidades, que por sua vez estão relacionados com os ângulos das pás.

Através do conceito de conservação de quantidade de movimento angular, é possível obter a chamada equação de Euler para as turbomáquinas. Para acompanhar o raciocínio apresentado em seguida, é recomendada a análise da Figura 2.22, que representa o volume de controlo associado a uma turbomáquina.

No caso da turbina a gás, o fluido de trabalho possui uma certa quantidade de momento angular,  $(mr_1 C_{w1})$  antes de iniciar o contacto com as pás da turbomáquina. Quando a interação entre o fluido e as pás se inicia, ocorre uma transferência de energia, causando uma alteração da quantidade de momento angular à saída,  $(mr_2 C_{w2})$ .

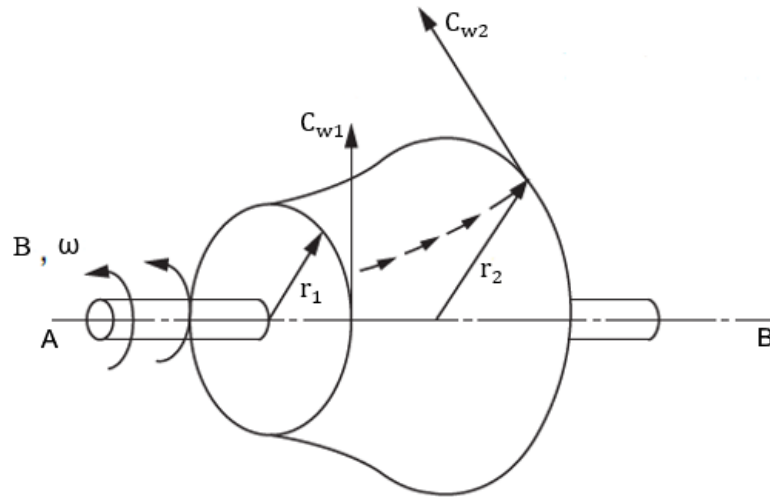


Figura 2.22 – Volume de controle de turbomáquina (adaptado de [24])

Conclui-se assim que, a diferença na quantidade de momento angular do fluido entre a entrada e saída da turbomáquina é igual à soma dos momentos aplicados, sobre o eixo da mesma AB [28]:

$$B = \dot{m}(r_1 C_{w1} - r_2 C_{w2}) \quad (2.22)$$

Sabendo que a turbomáquina possui velocidade angular,  $\omega$ , e que a velocidade de transporte do rotor é dada por  $(\omega r)$ , é possível obter a equação que estima a potência desenvolvida pela turbomáquina, através da multiplicação de cada lado da igualdade por  $\omega$  [28]. Esta equação é também designada de equação de Euler para as turbomáquinas:

$$\dot{W} = B\omega = \dot{m}\omega(r_1 C_{w1} - r_2 C_{w2}) \Leftrightarrow \dot{W} = \dot{m}(U_1 C_{w1} - U_2 C_{w2}) \quad (2.23)$$

Considerando estar na presença de um compressor, o valor da potência,  $\dot{W}$ , toma o valor negativo, visto que este entrega energia ao fluido, enquanto para o caso de uma turbina o valor da potência é positivo, pois o fluido entrega energia à turbomáquina.

A equação (2.23) pode ser simplificada caso sejam consideradas turbomáquinas axiais ou radiais. Para o caso de turbomáquinas axiais, como é o caso da turbina a ser estudada, a velocidade de transporte,  $U$ , irá se manter inalterada entre a entrada e saída, pelo que a equação (2.23) pode ser reduzida a [28]:

$$\dot{W} = \dot{m}(U_1 C_{w1} - U_2 C_{w2}) \Leftrightarrow \dot{W} = \dot{m}U(C_{w1} - C_{w2}) \quad (2.24)$$

Para o caso de turbomáquinas radiais, como é o caso do compressor radial presente no caso de estudo inicial, a velocidade à entrada do mesmo contém apenas componente axial. Assim

sendo, a componente tangencial da velocidade,  $C_{w1}$ , é nula à entrada e a equação (2.22) é reduzida a [28]:

$$B = -\dot{m}r_2C_{w2} \quad (2.25)$$

Ignorando o fator de escorregamento  $\zeta$ , é possível afirmar que a velocidade tangencial do fluido à saída do compressor radial,  $C_{w2}$ , é aproximadamente igual à velocidade de transporte,  $U_2$ , pelo que a equação (2.23) adquire a forma [28]:

$$\dot{W} = -\dot{m}U_2^2 \quad (2.26)$$

### 2.3.9 Triângulos de Velocidade

A análise de triângulos de velocidades é consideravelmente importante no projeto de turbomáquinas. No caso das turbinas a gás, esta análise é efetuada no compressor e na turbina. Na Figura 2.23, é possível observar os triângulos de velocidades referentes a um andar do compressor axial.

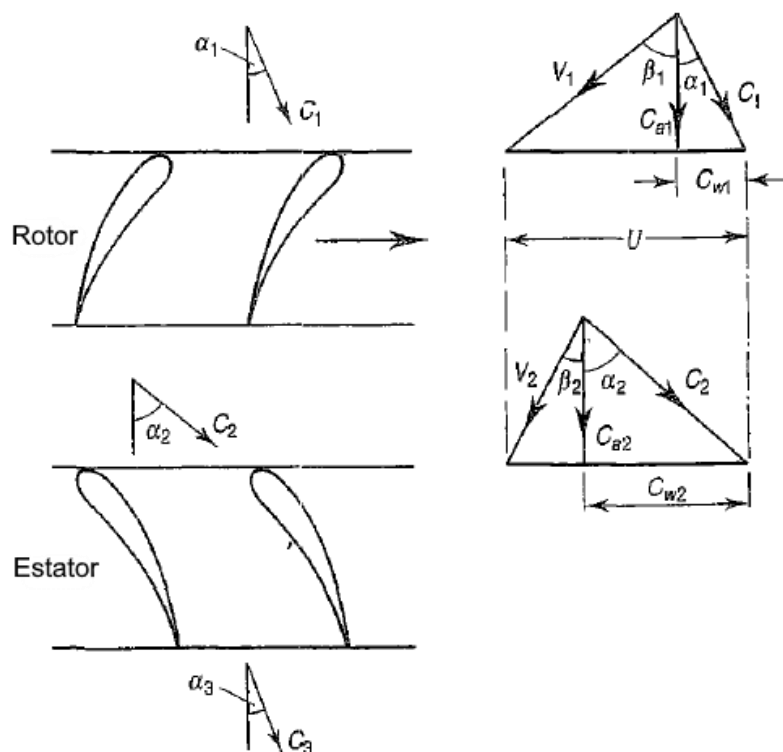


Figura 2.23 – Triângulo de velocidades de um andar do compressor axial (adaptado de [2])

O escoamento incide sobre as pás do rotor com velocidade absoluta,  $C_1$ , fazendo um ângulo,  $\alpha_1$ , com a direção axial do escoamento. No primeiro andar este ângulo é zero, visto que o fluido apenas contém velocidade axial, sendo que nos restantes andares este ângulo é equivalente a  $\alpha_3$ .

Conjugando vectorialmente a velocidade absoluta,  $C_1$ , com a velocidade de transporte,  $U$ , obtém-se a velocidade relativa à pá,  $V_1$ . Esta faz um ângulo,  $\beta_1$ , com a velocidade axial do escoamento,  $Ca_1$ .

Ao sair do rotor o fluido detém velocidade relativa à pá,  $V_2$ , que faz um ângulo,  $\beta_2$ , com a velocidade axial,  $Ca_2$ . Somando vectorialmente a velocidade relativa,  $V_2$ , com a velocidade de transporte,  $U$ , obtém-se a velocidade absoluta do fluido à saída do rotor,  $C_2$ . Esta faz um ângulo,  $\alpha_2$ , com a direção axial do escoamento.

Posteriormente ao sair do estator o fluido detém velocidade absoluta,  $C_3$ , que será igual à velocidade absoluta de entrada no rotor do próximo andar,  $C_1$  [2].

Através da análise dos triângulos e do uso de conceitos de trigonometria, é possível obter algumas equações importantes para o projeto do compressor axial. Através da análise dos triângulos de velocidade da entrada do rotor, podemos concluir que a velocidade tangencial à entrada,  $C_{w1}$ , é dada por [2]:

$$C_{w1} = Ca_1 \times tg(\alpha_1) \quad (2.27)$$

e que por consequência a velocidade tangencial à saída,  $C_{w2}$ , é dada pela equação (2.28), onde  $\Delta C_w$ , corresponde à variação da velocidade tangencial que ocorre no rotor do respetivo andar do compressor axial. Esta variação da velocidade tangencial é consequência da energia entregue ao fluido [2].

$$C_{w2} = C_{w1} + \Delta C_w \quad (2.28)$$

Os ângulos que as velocidades relativas,  $V_1$ , e  $V_2$ , formam com a direção axial do escoamento são dados pelas equações (2.29) e (2.30), respetivamente [2].

$$\beta_1 = Arctg\left(\frac{U - C_{w1}}{Ca_1}\right) \quad (2.29)$$

$$\beta_2 = Arctg\left(\frac{U - C_{w2}}{Ca_2}\right) \quad (2.30)$$

Os ângulos que as velocidades absolutas,  $C_1$ , e  $C_2$ , formam com a direção axial do escoamento são dados pelas equações (2.31) e (2.32), respetivamente [2].

$$\alpha_1 = Arctg\left(\frac{C_{w1}}{Ca_1}\right) \quad (2.31)$$

$$\alpha_2 = Arctg\left(\frac{C_{w2}}{Ca_2}\right) \quad (2.32)$$

O triângulo de velocidade referente ao compressor radial pode ser observado na Figura 2.24.

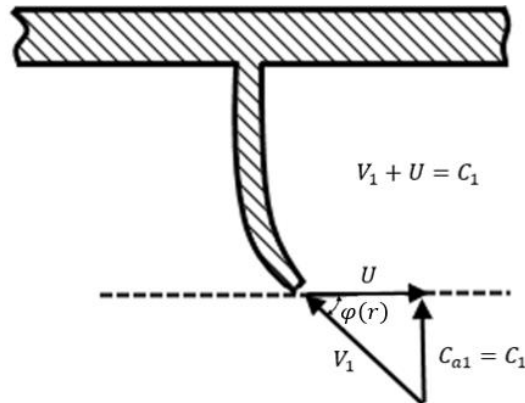


Figura 2.24 – Triângulos de velocidade do compressor radial

Onde  $\varphi$ , consiste no ângulo que a velocidade relativa à entrada do rotor,  $V_1$ , forma com a velocidade de transporte do mesmo,  $U$ . Para calcular o ângulo,  $\varphi$ , basta aplicar a seguinte relação trigonométrica entre os catetos do triângulo de velocidade [2]:

$$\varphi(r) = \arctg\left(\frac{C_1}{U(r)}\right) \quad (2.33)$$

Quanto à turbina, os triângulos de velocidade são bastante semelhantes aos do compressor axial, tal como se pode confirmar na Figura 2.25. Para o projeto da turbina, é considerado que a velocidade axial do escoamento se mantém constante ao longo da mesma ( $C_{a4} = C_{aF} = C_{a5}$ ) e que a velocidade absoluta à entrada e saída da turbina é igual ( $C_4 = C_5$ ) [2].

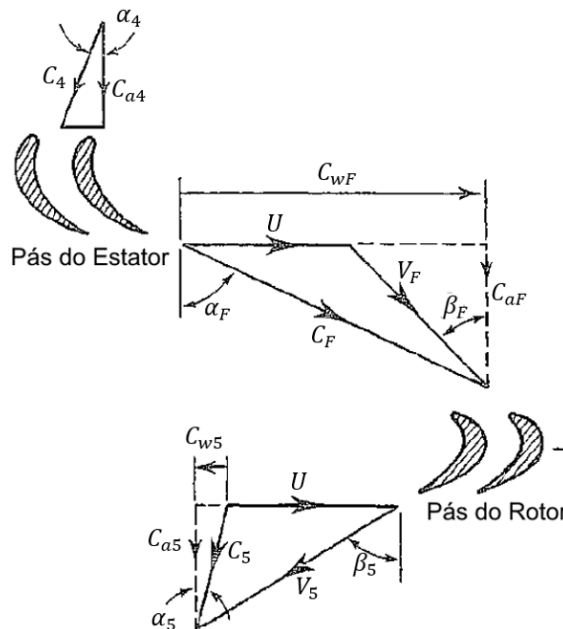


Figura 2.25 – Triângulos de velocidade da turbina (adaptado de [2])

Para o projeto da turbina é útil recorrer a três parâmetros adimensionais – *temperature drop coefficient*, *flow coefficient* e grau de reação. O primeiro, representa a capacidade de produzir trabalho por parte da turbina e é dado por [2]:

$$\Psi = \frac{2C_p \Delta T_{0s}}{U^2} \quad (2.34)$$

O *flow coefficient* é dado pela equação:

$$\Phi = \frac{C_a}{U} \quad (2.35)$$

O grau de reação representa a fração da expansão que ocorre no rotor da turbina e é dada por:

$$\Lambda = \frac{T_{0F} - T_{05}}{T_{04} - T_{05}} \quad (2.36)$$

Para o cálculo dos ângulos que as velocidades relativas,  $V_F$ , e  $V_5$ , formam com a direção axial do escoamento é necessário recorrer às equações (2.37) e (2.38), respetivamente [2].

$$\beta_F = \text{Arctg} \left( \frac{1}{2\Phi} \left( \frac{1}{2}\Psi - 2\Lambda \right) \right) \quad (2.37)$$

$$\beta_5 = \text{Arctg} \left( \frac{1}{2\Phi} \left( \frac{1}{2}\Psi + 2\Lambda \right) \right) \quad (2.38)$$

Para o cálculo dos ângulos que as velocidades absolutas,  $C_F$ , e  $C_5$ , formam com a direção axial do escoamento é necessário recorrer às equações (2.39) e (2.40), respetivamente [2].

$$\alpha_F = \text{Arctg} \left( \text{tg}(\beta_F) + \frac{1}{\Phi} \right) \quad (2.39)$$

$$\alpha_5 = \text{Arctg} \left( \text{tg}(\beta_5) + \frac{1}{\Phi} \right) \quad (2.40)$$

### 2.3.10 Força de Impulso

Devido à sua importância para o estudo a ser efetuado no Capítulo 4 e para a avaliação do desempenho da turbina a gás, será brevemente apresentada a definição de força de impulso. A força de impulso é uma força gerada por um sistema de propulsão, permitindo assim vencer o arrasto da aeronave [29]. Esta pode ser calculada através da seguinte equação:

$$I = \dot{m}_g(C_6 - C_A) + A_{t,p}(P_6 - P_A) \quad (2.41)$$

Onde,  $\dot{m}_g$ , representa o caudal mássico dos gases de combustão,  $(C_6 - C_A)$ , a diferença entre a velocidade absoluta à saída da tubeira propulsora e a velocidade absoluta à entrada da tubeira de admissão,  $A_{t,p}$ , a área de saída da tubeira propulsora e  $(P_6 - P_A)$ , a diferença entre a pressão à saída da tubeira propulsora e a pressão atmosférica.

A segunda parcela da soma apenas é diferente de zero, quando a expansão dos gases na tubeira propulsora não ocorre completamente até à pressão atmosférica, causando assim um impulso adicional [2].

Muitas vezes é favorecido o cálculo da força de impulso específica, pois esta permite comparar qualquer turbina a gás, independentemente do seu tamanho. A turbina a gás com maior força de impulso específico será a que tem um maior rendimento referente ao aproveitamento do seu ciclo termodinâmico [29].

# Capítulo 3 – Metodologia

O processo de cálculo aplicada no decorrer do projeto da turbina a gás teve como base a metodologia apresentada no livro *Gas Turbine Theory*, apresentado na bibliografia (referência [2]). Assim sendo, é de referir que este capítulo não substitui o conteúdo presente na obra, e que, para uma melhor compreensão dos fluxogramas é recomendada a consulta dos capítulos 3, 4, 5, 6 e 7 da referência [2].

Com objetivo de facilitar os cálculos e possíveis iterações que viriam a ser efetuadas ao longo do estudo, foi desenvolvida uma folha de cálculo no *software Microsoft Excel*, assim como fluxogramas com o processo de cálculo a ser aplicado em cada um dos componentes da turbina a gás.

## 3.1 Tubeira de admissão

Começando pela tubeira de admissão, é possível observar o fluxograma referente ao processo de cálculo da mesma na Figura 3.1. Parte do conteúdo referente a condutas de admissão pode ser encontrado no capítulo 3 da referência [2].

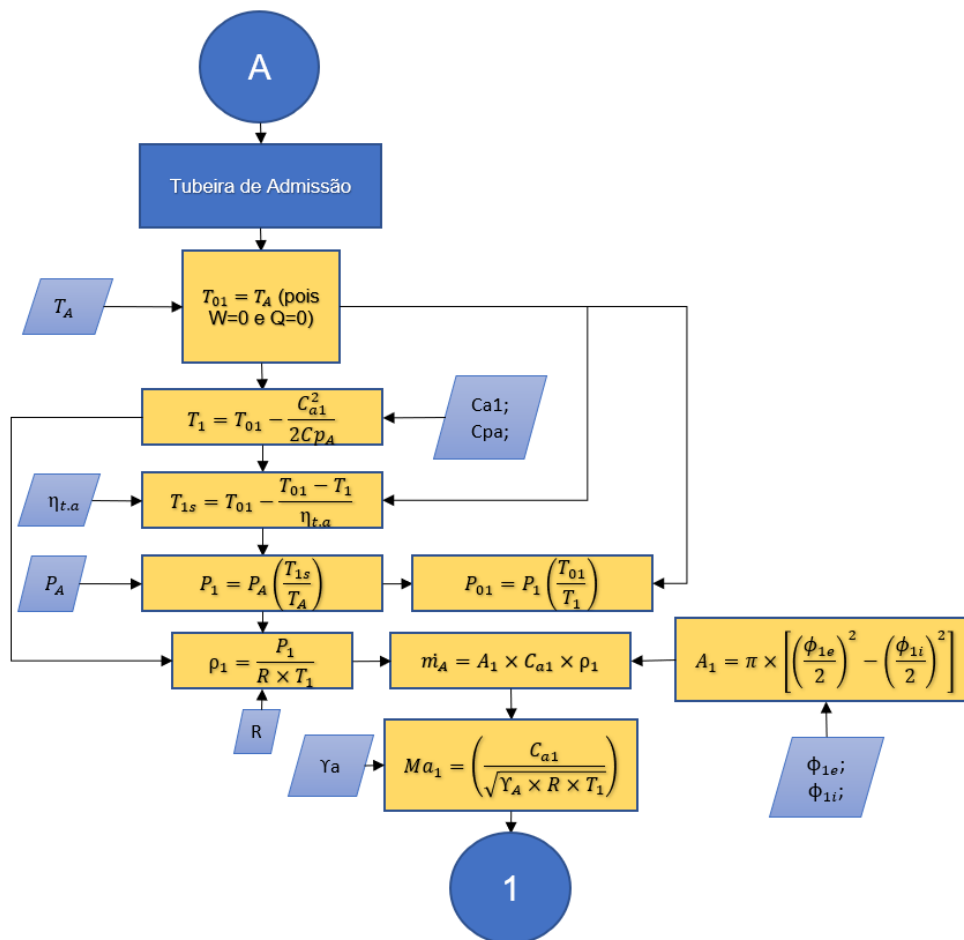


Figura 3.1 – Fluxograma para cálculo da tubeira de admissão

O principal propósito do processo de cálculo apresentado na Figura 3.1, é calcular o caudal mássico que a turbina a gás admite,  $\dot{m}_A$ . Para tal, é necessário calcular a área de admissão da tubeira,  $A_1$ , tendo como parâmetros de entrada o diâmetro interior,  $\phi_{1i}$ , e exterior,  $\phi_{1e}$ , da entrada do rotor do compressor radial. Para além da área, é requerido o cálculo da massa volúmica do escoamento,  $\rho_1$ , sendo que para esse fim é necessário o cálculo da temperatura,  $T_1$ , e pressão,  $P_1$ , do fluido nesta secção da turbina a gás. Para que estas duas propriedades sejam calculadas, é indispensável conhecer as propriedades do ar atmosférico, sendo que para tal consultou-se a *International Standard Atmosphere* apresentada na Figura 3.2.

<b>International Standard Atmosphere</b>				
$z$ [m]	$p$ [bar]	$T$ [K]	$\rho/\rho_0$	$a$ [m/s]
0	1.01325	288.15	1.0000	340.3
500	0.9546	284.9	0.9529	338.4
1 000	0.8988	281.7	0.9075	336.4
1 500	0.8456	278.4	0.8638	334.5
2 000	0.7950	275.2	0.8217	332.5
2 500	0.7469	271.9	0.7812	330.6
3 000	0.7012	268.7	0.7423	328.6
3 500	0.6578	265.4	0.7048	326.6
4 000	0.6166	262.2	0.6689	324.6
4 500	0.5775	258.9	0.6343	322.6
5 000	0.5405	255.7	0.6012	320.5
5 500	0.5054	252.4	0.5694	318.5
6 000	0.4722	249.2	0.5389	316.5
6 500	0.4408	245.9	0.5096	314.4
7 000	0.4111	242.7	0.4817	312.3
7 500	0.3830	239.5	0.4549	310.2
8 000	0.3565	236.2	0.4292	308.1
8 500	0.3315	233.0	0.4047	306.0
9 000	0.3080	229.7	0.3813	303.8
9 500	0.2858	226.5	0.3589	301.7
10 000	0.2650	223.3	0.3376	299.5
10 500	0.2454	220.0	0.3172	297.4
11 000	0.2270	216.8	0.2978	295.2
11 500	0.2098	216.7	0.2755	295.1
12 000	0.1940	216.7	0.2546	295.1
12 500	0.1793	216.7	0.2354	295.1
13 000	0.1658	216.7	0.2176	295.1
13 500	0.1533	216.7	0.2012	295.1
14 000	0.1417	216.7	0.1860	295.1
14 500	0.1310	216.7	0.1720	295.1
15 000	0.1211	216.7	0.1590	295.1
15 500	0.1120	216.7	0.1470	295.1
16 000	0.1035	216.7	0.1359	295.1
16 500	0.09572	216.7	0.1256	295.1
17 000	0.08850	216.7	0.1162	295.1
17 500	0.08182	216.7	0.1074	295.1
18 000	0.07565	216.7	0.09930	295.1
18 500	0.06995	216.7	0.09182	295.1
19 000	0.06467	216.7	0.08489	295.1
19 500	0.05980	216.7	0.07850	295.1
20 000	0.05529	216.7	0.07258	295.1

Density at sea level  $\rho_0 = 1.2250 \text{ kg/m}^3$ .  
 Extracted from: ROGERS G F C and MAYHEW Y R

Figura 3.2 – Propriedades do ar a diversas altitudes [2]

### 3.2 Compressor radial

O fluxograma referente ao processo de cálculo aplicado no projeto do rotor do compressor radial, pode ser analisado na Figura 3.3 e examinado em detalhe no capítulo 4 da referência [2].

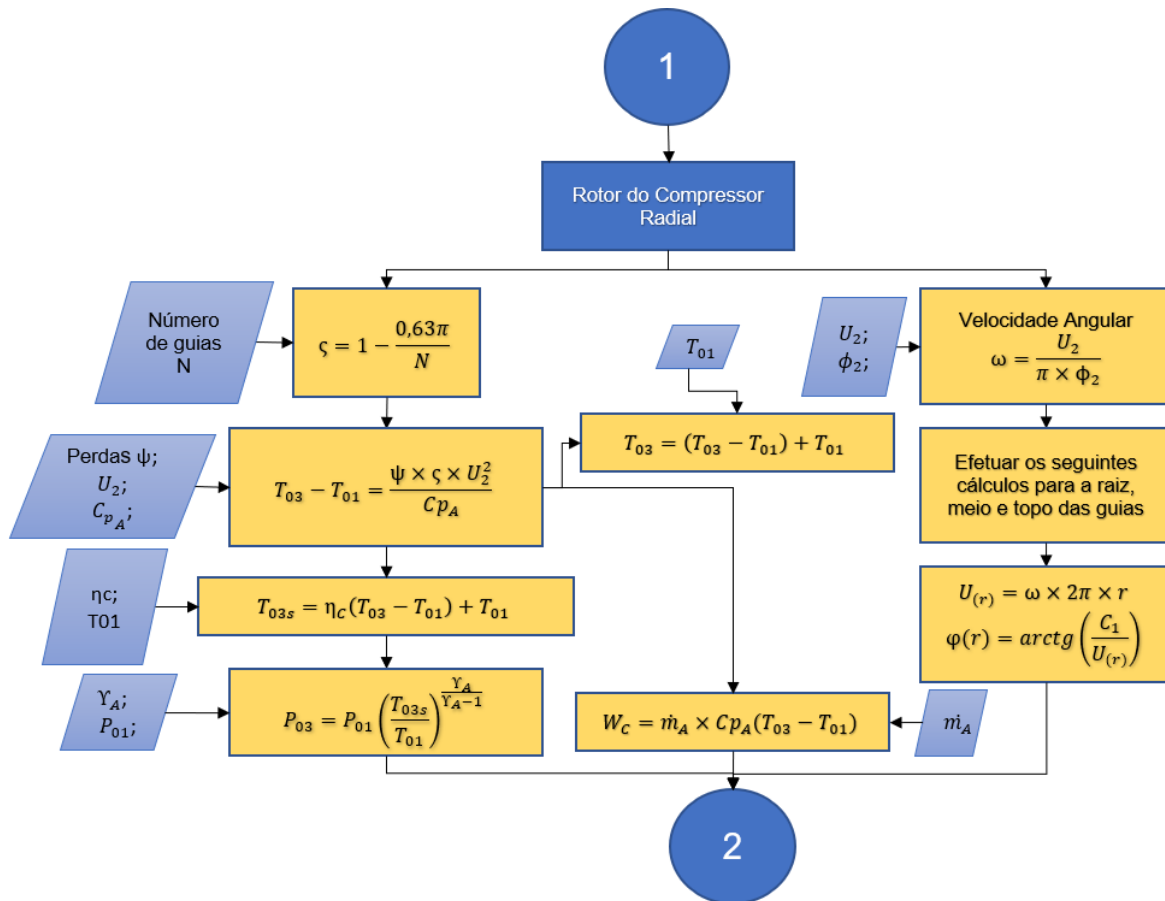


Figura 3.3 – Fluxograma para cálculo do rotor do compressor radial

O principal fim do processo de cálculo aplicado no rotor do compressor radial, recai sobre o cálculo da pressão de estagnação do escoamento à saída do compressor,  $P_{03}$ , e potência que o compressor tem de fornecer ao fluido para que tal aconteça,  $W_c$ . Para tal, é importante selecionar o número de guias presentes no rotor do compressor,  $N$ , visto que este parâmetro influencia diretamente o trabalho que é entregue ao fluido.

Em paralelo, de modo a obter o perfil das guias do rotor é importante obter o ângulo,  $\phi$ , na raiz, meio e topo das mesmas. Para tal, é necessário calcular a velocidade angular do rotor,  $\omega$ , cujo valor é influenciado pela velocidade de transporte máxima do mesmo,  $U_2$ . O valor considerado para este último parâmetro (450 m/s), foi o recomendado no capítulo 4 da referência [2].

O processo de cálculo aplicado no projeto do difusor do compressor radial, pode ser observado no fluxograma da Figura 3.4, sendo que o conteúdo presente na mesma pode ser observado mais atentamente no capítulo 4 da referência [2].

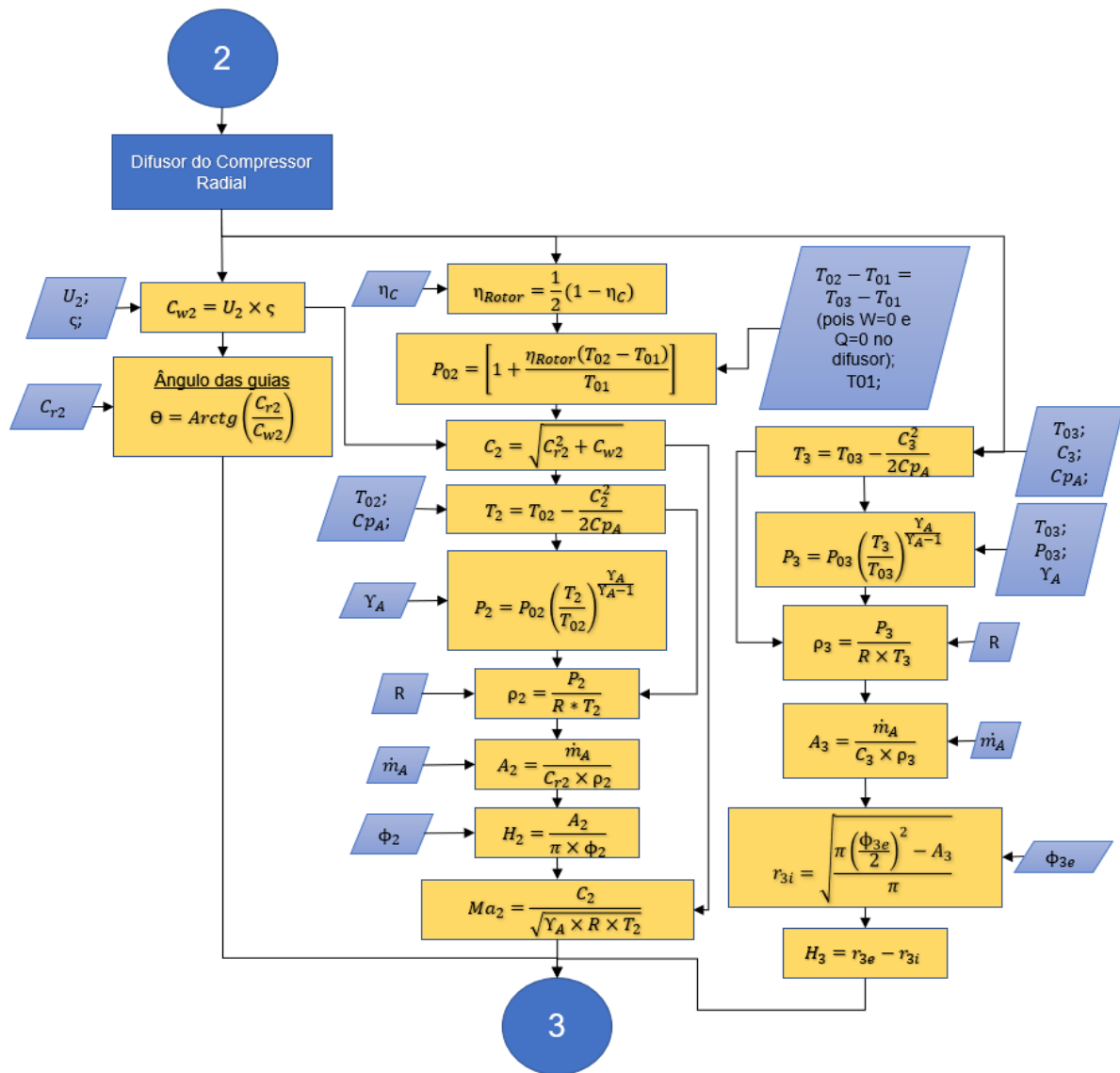


Figura 3.4 – Fluxograma para cálculo do difusor do compressor radial

O principal objetivo do processo de cálculo a aplicar no projeto do difusor do compressor radial, consiste na obtenção da geometria do mesmo. Assim sendo, é necessário calcular a altura do difusor na entrada,  $H_2$ , e na saída,  $H_3$ , assim como o ângulo,  $\theta$ , que as guias do difusor formam com a direção tangencial do escoamento. Para obter este ângulo, basta conhecer a componente da velocidade tangencial,  $C_{w2}$ , e radial,  $C_{r2}$ , do escoamento à saída do rotor. A primeira componente é calculada através do produto da velocidade de transporte máxima do rotor,  $U_2$ , pelo fator de escorregamento,  $\zeta$ . A componente radial foi retirada da referência [2], como sendo um valor recomendado para compressores do tipo radial.

Para o cálculo da altura da entrada e saída do difusor, é necessário obter a temperatura,  $T$ , e pressão,  $P$ , nestas secções, de modo a ser possível o cálculo da massa volúmica do fluido,  $\rho$ . Consequentemente, recorrendo à equação da continuidade é possível calcular a área de entrada,  $A_2$ , e de saída,  $A_3$ , do difusor. Em seguida, através de conceitos geométricos, obtém-se as respetivas alturas,  $H_2$  e  $H_3$ .

### 3.3 Câmara de combustão

O processo de cálculo aplicado para a câmara de combustão, pode ser observado no fluxograma da Figura 3.5, sendo que parte do conteúdo presente no mesmo pode ser consultado no capítulo 6 da referência [2].

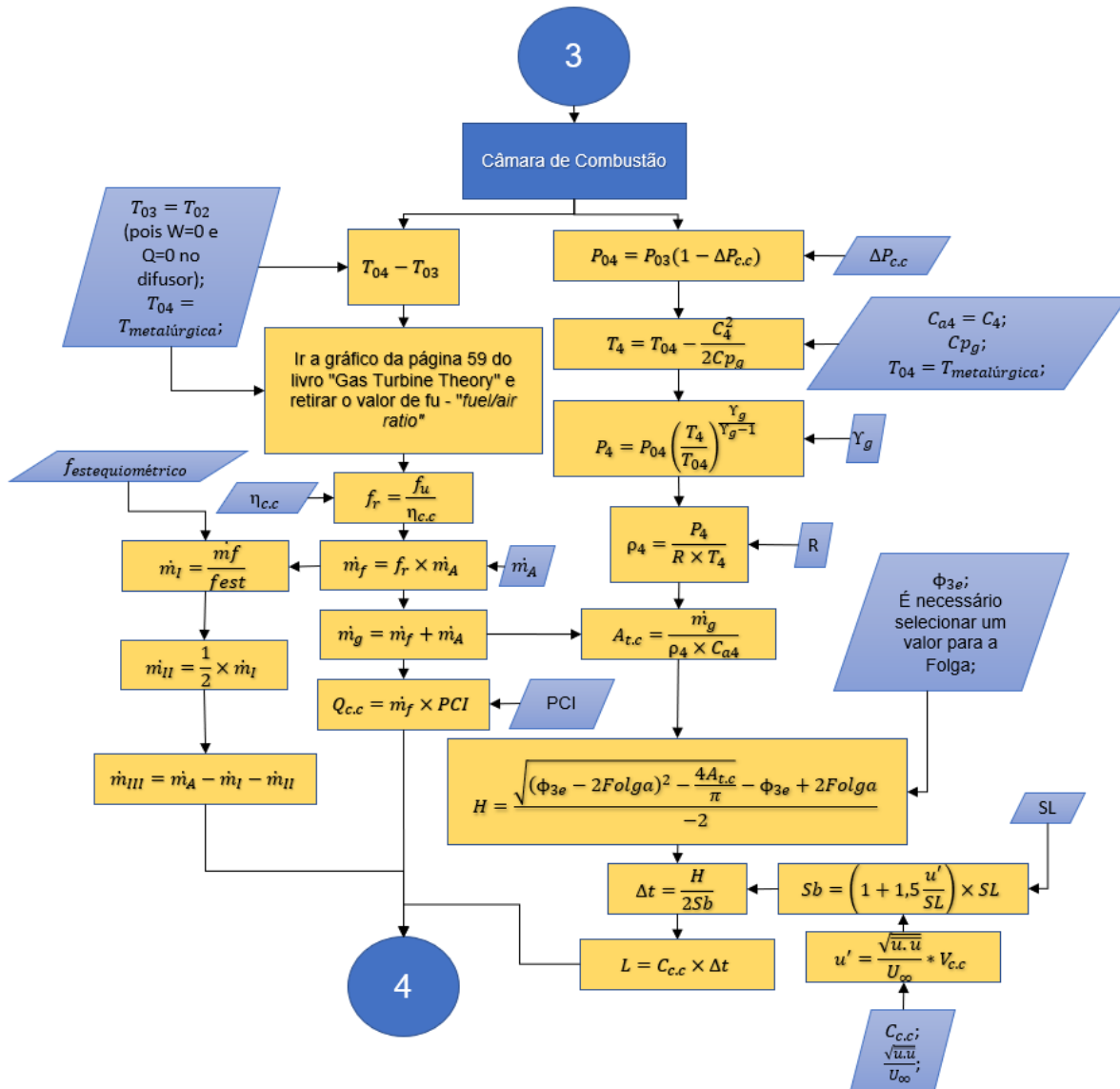


Figura 3.5 – Fluxograma para cálculo da câmara de combustão

No projeto da câmara de combustão, um dos principais objetivos consiste no cálculo do caudal mássico de combustível necessário introduzir no tubo de chama,  $\dot{m}_f$ . Para tal, recorreu-se ao diagrama da Figura 3.6 e retirou-se o valor do rácio combustível/ar teórico,  $f_u$ . Posteriormente, foi calculado o valor real,  $f_r$ , através da introdução do rendimento da combustão,  $\eta_{c.c}$ .

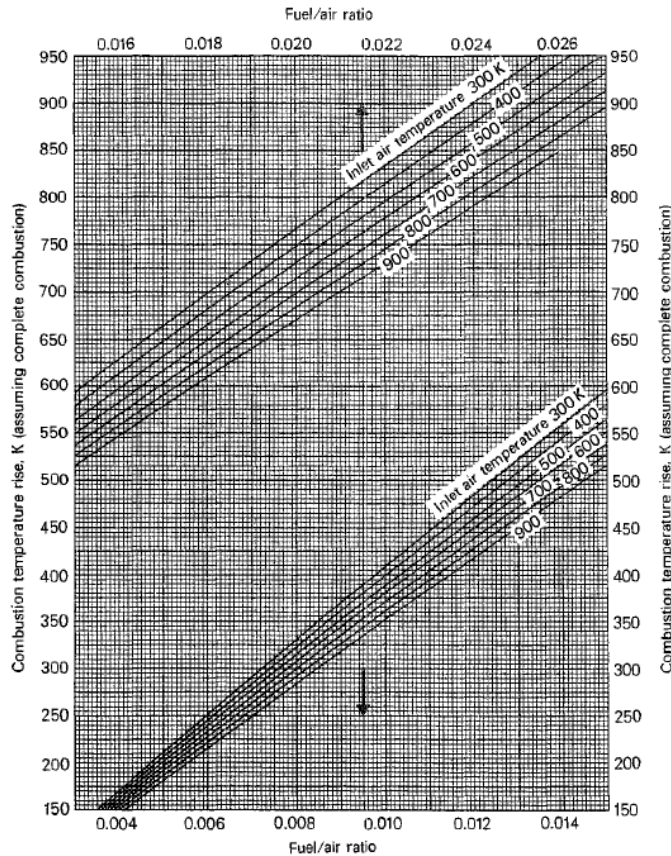


Figura 3.6 – Rácio combustível/ar [2]

É crucial o cálculo das dimensões do tubo de chama, ou seja, da sua área de secção transversal,  $A_{t,c}$ , e do comprimento da zona secundária,  $L$ . Para calcular a área do tubo de chama, é necessário obter as propriedades do escoamento nesta zona (temperatura e pressão) de modo a calcular a massa volúmica e assim obter a área da secção transversal.

### 3.3.1 Componentes da câmara de combustão

No início do projeto da câmara de combustão tornou-se evidente que o tubo de chama é restringido pelos restantes elementos presentes na câmara de combustão, tais como os rolamentos, o tubo e o veio, pelo que foram definidas as dimensões destes componentes. Assim sendo, foi definido um diâmetro para o veio de 20 mm e uma espessura para o tubo de 3 mm. Quanto ao rolamento, foi consultado o catálogo da SKF onde se conseguiu obter as dimensões de um rolamento adequado, tendo como referência o diâmetro do veio que tinha de ser idêntico ao diâmetro interno do rolamento,  $d$  e tendo como referência a largura do rotor da turbina que devia ser idêntica à largura do rolamento,  $W$ .

Obteve-se assim o diâmetro externo do rolamento,  $D$ , o que tornou possível o cálculo da dimensão  $(D - d)/2$ . Na Figura 3.7 é possível observar uma ilustração da câmara de combustão, onde são visíveis os componentes mencionados acima.



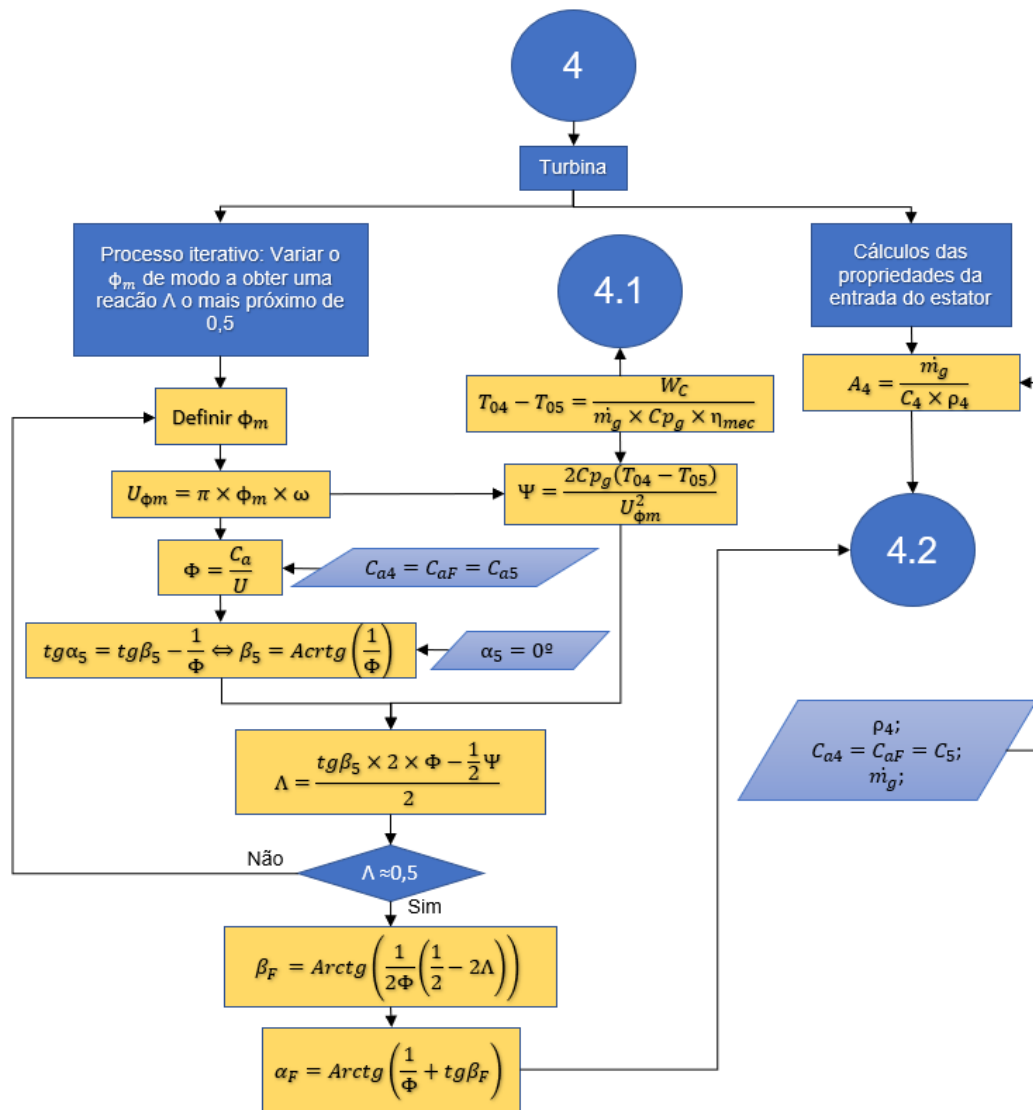


Figura 3.8 – Fluxograma para cálculo da Turbina (parte 1)

Para tal, é calculada a queda de temperatura de estagnação que ocorre na turbina,  $(T_{04} - T_{05})$ , sendo que posteriormente é possível o cálculo de dois parâmetros adimensionais – *flow coefficient*,  $\Phi$ , e *Temperature drop coefficient*,  $\Psi$ . Obtido o diâmetro médio das pás que proporciona um grau de reação de 0,5, é possível obter os ângulos,  $\beta_5$ ,  $\beta_F$  e  $\alpha_F$  das pás para esse mesmo diâmetro. No subcapítulo 2.3.9 podem ser recordados estes ângulos, assim como os triângulos de velocidade da turbina.

De seguida, obtém-se as áreas de cada secção da turbina (entrada do estator, folga e saída do rotor). Para o cálculo destas áreas, é necessário calcular a temperatura,  $T$ , e pressão,  $P$ , do escoamento em cada secção, sendo que com estas duas propriedades e recorrendo à equação dos gases perfeitos é possível obter a massa volúmica do fluido,  $\rho$ . Como a velocidade axial do escoamento,  $C_a$ , e caudal mássico,  $\dot{m}_g$ , são conhecidos, estão reunidas as condições para o cálculo da área. O cálculo destas áreas é exibido na Figura 3.8, Figura 3.9 e Figura 3.10.

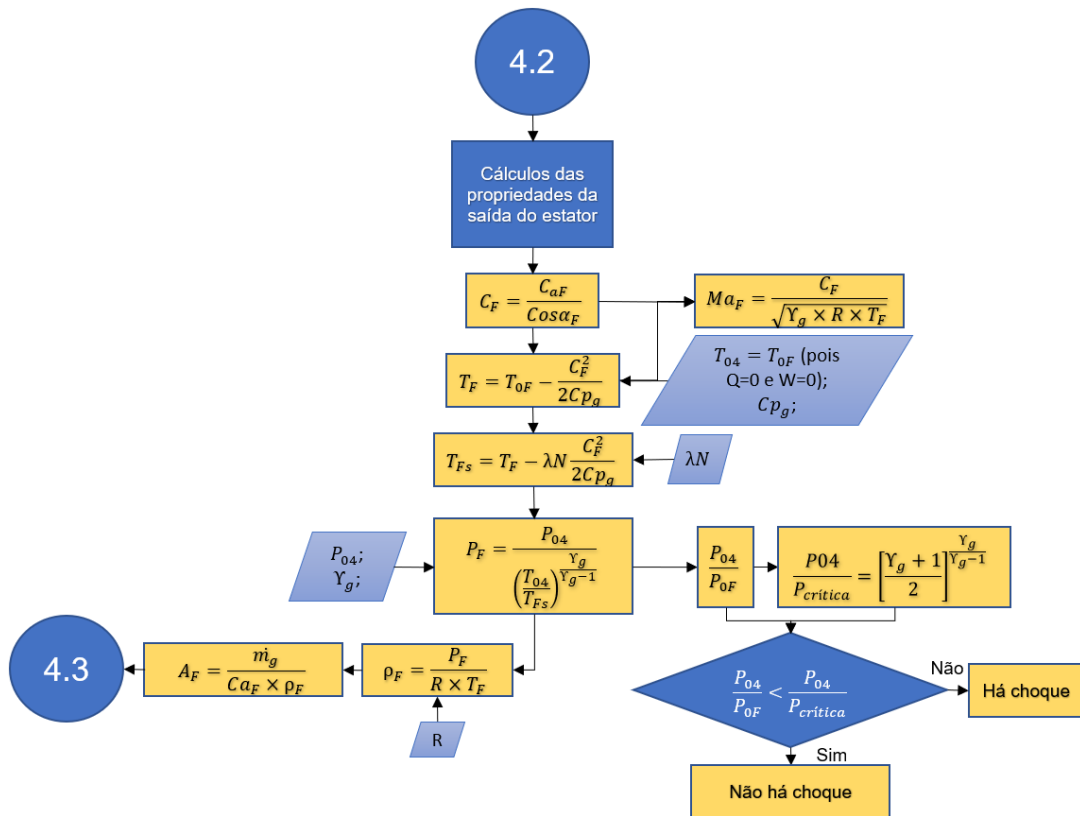


Figura 3.9 – Fluxograma para cálculo da turbina (parte 2)

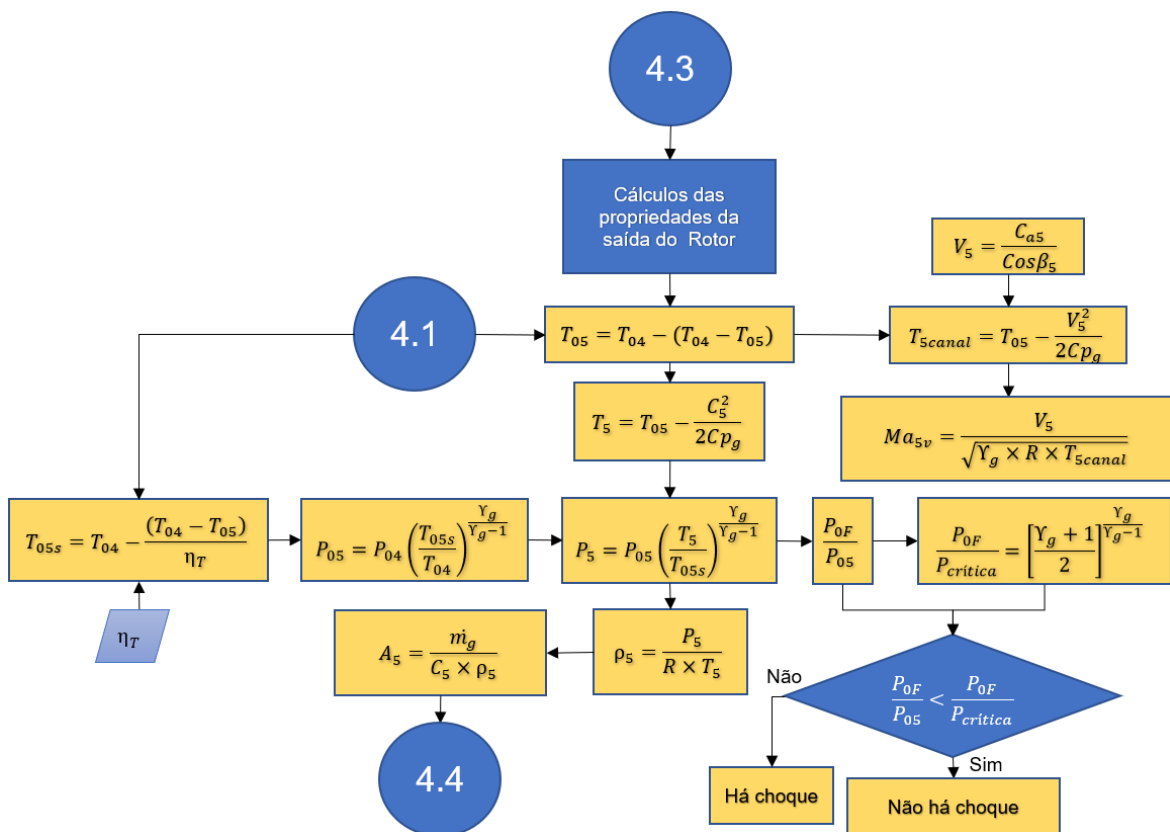


Figura 3.10 – Fluxograma para cálculo da turbina (parte 3)



relação entre a corda e o passo das pás, possibilitando assim a marcação do passo e também conhecer o número de pás necessárias para o estator. Do passo 9 a 13, o raciocínio é semelhante ao apresentado até então, porém, este é aplicado às pás do rotor.

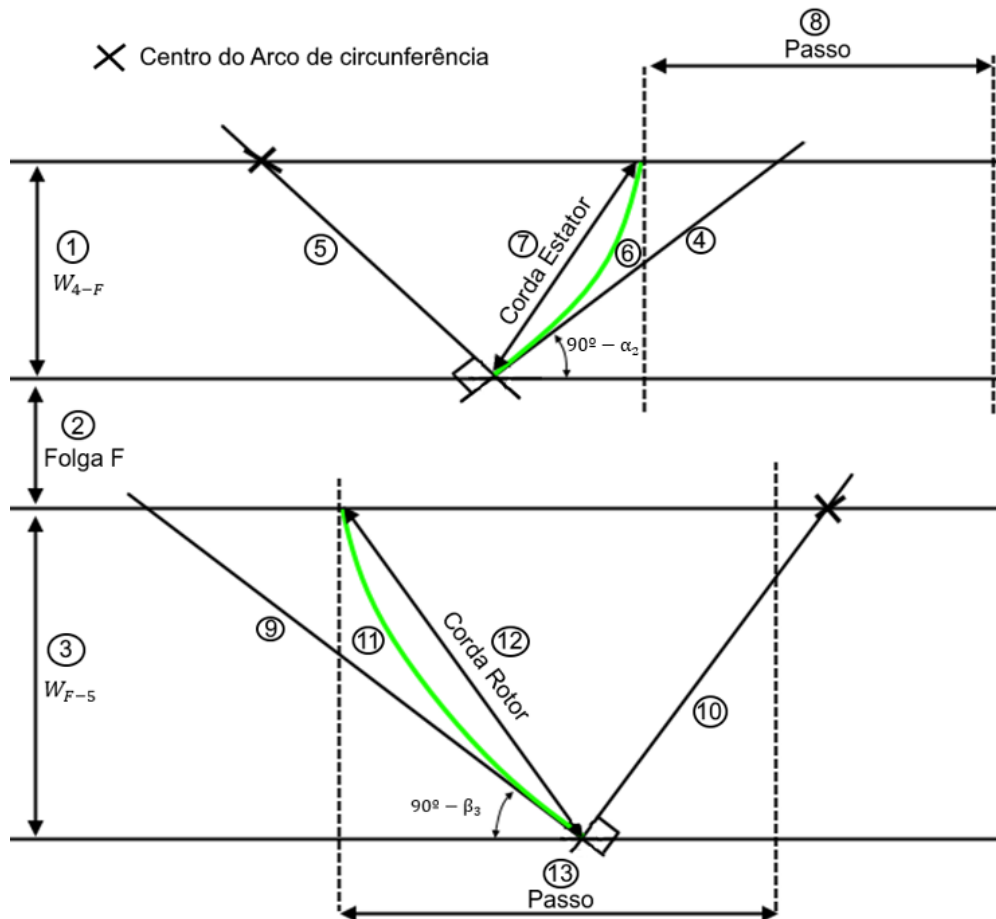


Figura 3.12 – Desenho das pás do estator e rotor da turbina

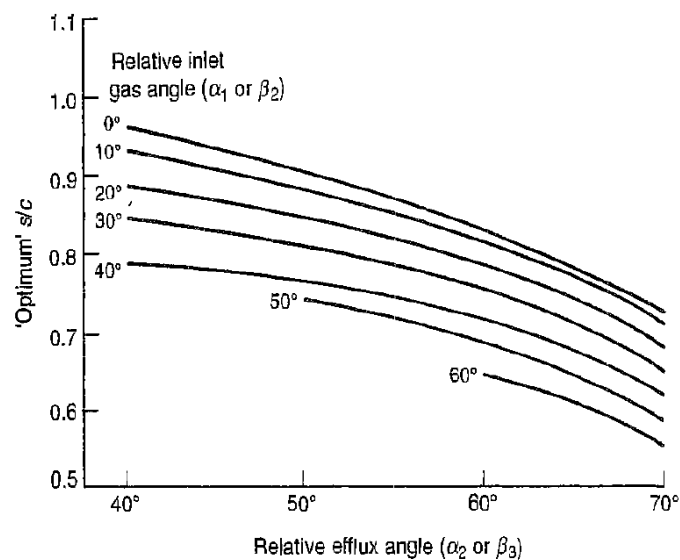


Figura 3.13 – Rácio passo/corda “ótimo” [2]

### 3.4.2 Tensões nas pás do rotor da turbina

Ao obter o desenho das pás do rotor e estator da turbina, é importante efetuar uma análise da magnitude da tensão centrífuga e tensão de flexão das mesmas. Para tal, recorre-se às equações (3.1) e (3.2), respetivamente.

A equação (3.1) é função da velocidade angular,  $\omega$ , da massa volúmica do material das pás,  $\rho_M$ , e da área transversal da turbina,  $A$ . Foi considerada uma liga Ni-Cr-Co, com massa volúmica de aproximadamente 8000 kg/m<sup>3</sup>.

$$\sigma_{ct} \approx \frac{4}{3} \pi \omega^2 \rho_m A \quad (3.1)$$

Quanto à equação (3.2), esta depende do caudal mássico dos gases de combustão,  $\dot{m}_g$ , da velocidade axial do escoamento,  $C_a$ , e dos ângulos que a velocidade absoluta faz com a direção axial do escoamento à entrada do rotor,  $\alpha_2$ , e à saída do mesmo,  $\alpha_3$ . Depende ainda do número de pás do rotor  $N$ , da altura das pás  $H$ , da corda do perfil da pá,  $c$ , e de o valor mais baixo do módulo de resistência da raiz da pá por unidade de corda,  $z$ .

$$\sigma_{gb} \approx \frac{\dot{m}_g C_a [tg(\alpha_2) + tg(\alpha_3)]}{N} \times \frac{H}{2} \times \frac{1}{zc^3} \quad (3.2)$$

Sendo que a corda da pá,  $c$ , já é conhecida após o desenho das pás do estator e rotor apresentado na Figura 3.12. O valor mais baixo do módulo de resistência da raiz da pá por unidade de corda,  $z$ , obtém-se recorrendo à seguinte equação:

$$z = \frac{1}{b} \times 2^n \quad (3.3)$$

Onde, os valores de  $b$  e  $n$  são retirados da Figura 3.14. Para tal, é necessário conhecer o *Blade camber angle*, que consiste na soma dos ângulos  $\beta_F$  e  $\beta_S$ , referentes à raiz da pá do rotor.

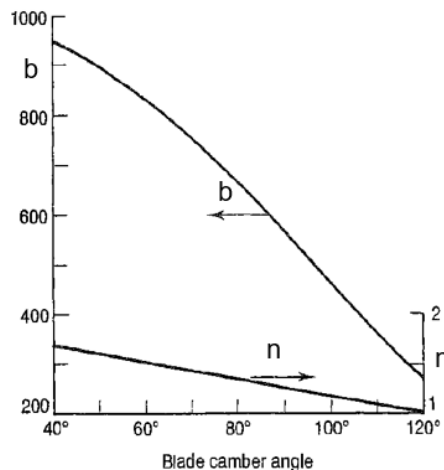


Figura 3.14 – Parâmetros necessários para cálculo de  $z$  [2]

### 3.5 Tubeira propulsora

Por fim, o processo de cálculo associado à tubeira propulsora, pode ser analisado no fluxograma da Figura 3.15. Parte da matéria abordada no fluxograma pode ser analisada com mais pormenor no capítulo 3 da referência [2].

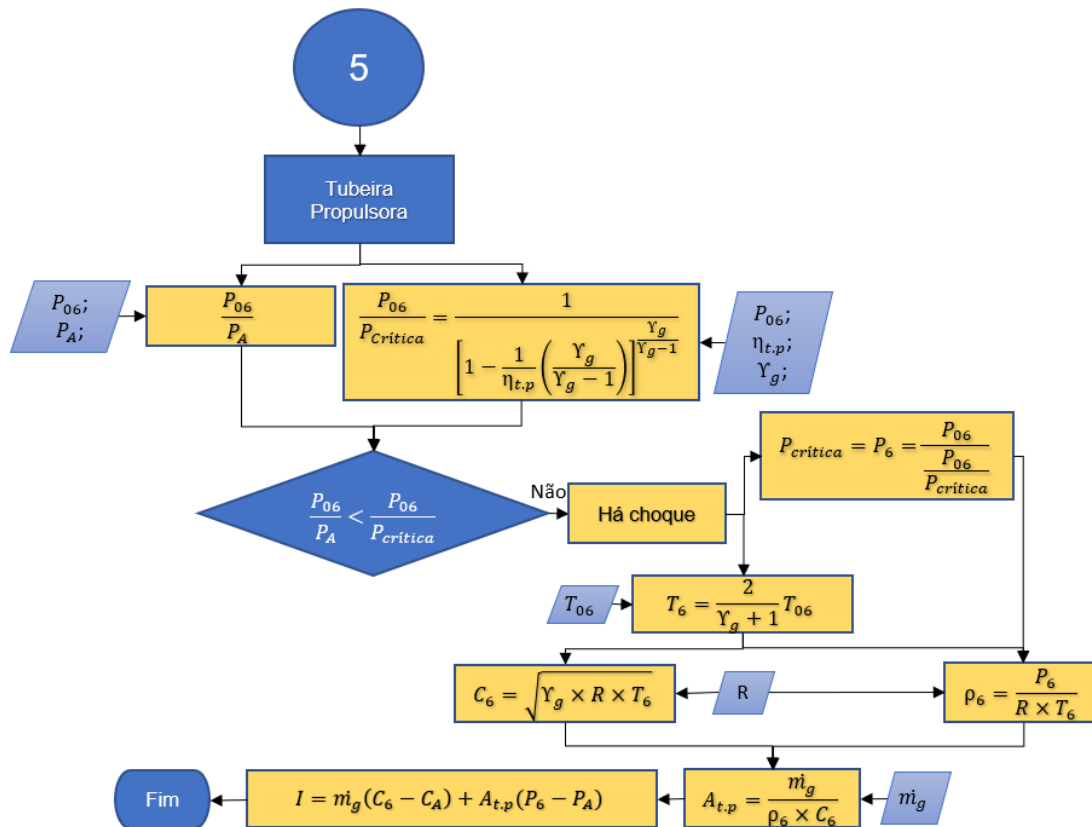


Figura 3.15 – Fluxograma para cálculo da tubeira propulsora

Na tubeira propulsora é importante o cálculo da força de impulso que é possível obter,  $I$ , sendo este o principal *output* a retirar do processo de cálculo aplicado no projeto deste componente. Para tal, é importante avaliar se ocorre choque na tubeira e posteriormente calcular a temperatura,  $T_6$ , e pressão,  $P_6$ , do escoamento à saída da tubeira. Conhecendo estes parâmetros, calcula-se a velocidade do jato,  $C_6$ , assim como a área de saída da tubeira propulsora,  $A_{t,p}$ .

### 3.6 Compressor axial

No decorrer do estudo foi necessário alterar a composição da turbina a gás e adicionar um compressor axial, pelo que o processo de cálculo utilizado para projeto do mesmo pode ser observado nos fluxogramas da Figura 3.17 à Figura 3.20. Todos os cálculos presentes no fluxograma podem ser encontrados no capítulo 5 da referência [2]. É também importante mencionar que, a numeração romana presente no sufixo da nomenclatura diz respeito ao número do andar do compressor.

### 3.6.1 Taxa de compressão do compressor axial

O projeto do compressor axial começa pelo cálculo da taxa de compressão ótima, através da equação (2.21). De seguida, é necessário perceber qual a taxa de compressão que o compressor axial necessita de ter para que o escoamento atinga a câmara de combustão com a pressão desejada. Para tal, foi seguido o raciocínio apresentado em seguida, no fluxograma da Figura 3.16.

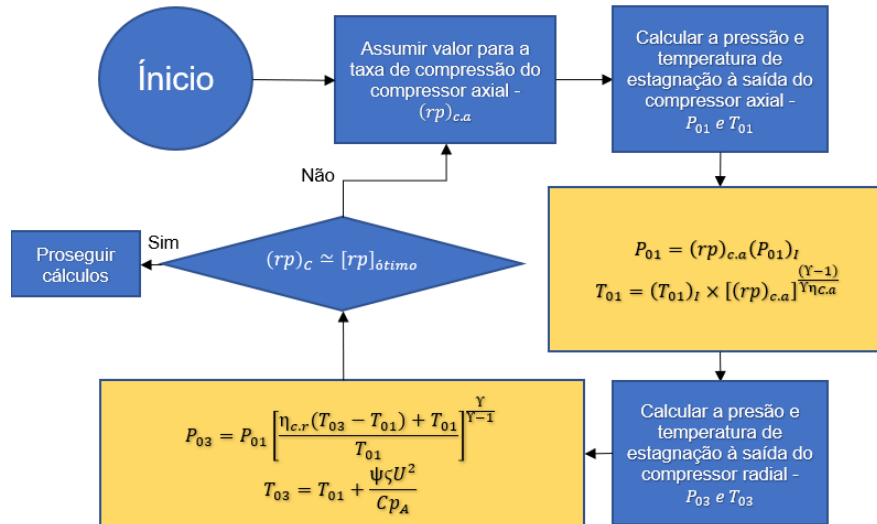


Figura 3.16 – Raciocínio aplicado para descobrir a taxa de compressão do compressor axial

Como pode ser observado foi assumida uma taxa de compressão para o compressor axial,  $(rp)_{c.a}$ , e posteriormente foi calculada a pressão de estagnação à saída do compressor radial,  $P_{03}$ . Para tal, foi necessário calcular a pressão de estagnação,  $P_{01}$ , e temperatura de estagnação,  $T_{01}$ , à entrada do compressor radial. Caso a taxa de compressão global dos compressores,  $(rp)_c$ , não fosse semelhante à obtida pela equação (2.21), uma nova iteração tinha de ser efetuada.

### 3.6.2 Dimensões de entrada e saída do compressor

Conhecida a taxa de compressão do compressor axial, é necessário encontrar as dimensões de entrada e saída do compressor, assim como calcular as propriedades do escoamento à saída do mesmo. Para tal, é seguido o processo de cálculo apresentado no fluxograma da Figura 3.17. É de referir que, o projeto do compressor axial foi efetuado tendo em conta um raio médio das pás constante e que todas as propriedades do escoamento (temperatura, pressão, massa volúmica) foram assumidas constantes em cada uma das secções transversais do compressor axial.

Começa-se por encontrar o raio exterior de entrada para o compressor axial,  $(r_{1e})_I$ , visto já ser conhecida a área de entrada,  $(A_1)_I$ , e o valor recomendado para o *hub tip ratio*,  $htp$ . Consequentemente, torna-se possível o cálculo do raio interior de entrada,  $(r_{1r})_I$ . De seguida, é calculada a temperatura,  $T_1$ , e pressão,  $P_1$ , do escoamento à saída do compressor axial. Recorrendo à equação dos gases ideais calcula-se a massa volúmica do fluido,  $\rho_1$ , o que possibilita obter a área de saída do compressor axial,  $A_1$ , e consequentemente o raio interior e exterior desta secção.

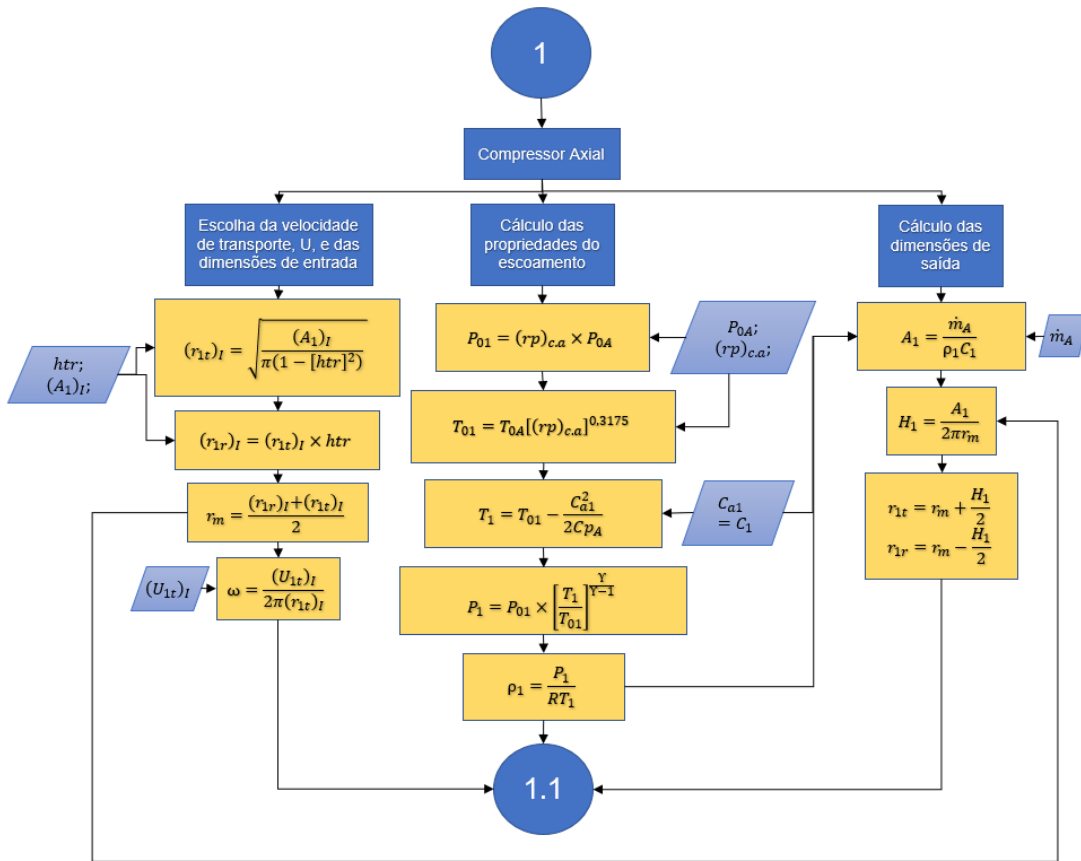


Figura 3.17 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 1)

3.6.3 Estimativa do número de andares

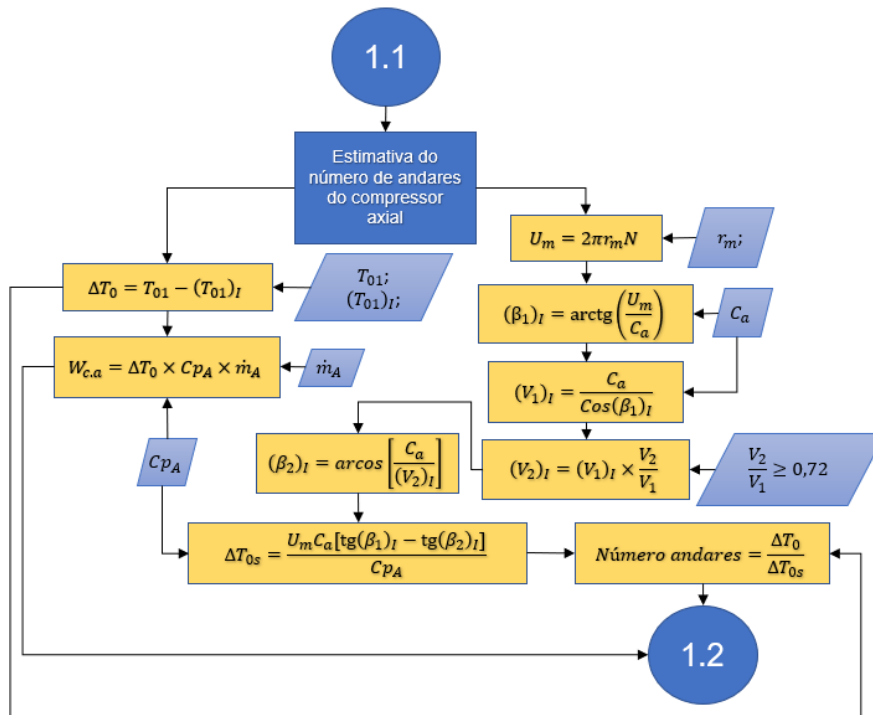


Figura 3.18 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 2)

Posteriormente, como pode ser observado na Figura 3.18, procede-se a uma estimativa do número de andares que o compressor axial necessita de ter para que seja atingida a taxa de compressão desejada. Para tal, é calculada a variação de temperatura que ocorre no compressor axial,  $\Delta T_0$ , assim como uma estimativa da variação de temperatura que ocorre em cada andar,  $\Delta T_{0s}$ . Esta estimativa é influenciada pela deflexão que o escoamento sofre no andar, que por sua vez é determinada pela diferença  $[tg(\beta_1)_I - tg(\beta_2)_I]$ .

### 3.6.4 Projeto dos andares

Conhecida a estimativa do número de andares, estão reunidas as condições para o projeto dos andares do compressor axial. Os parâmetros a serem calculados em cada andar são os mesmos, porém, a ordem por o qual são calculados difere em alguns andares. O processo de cálculo referente ao projeto de um andar do compressor axial, é apresentado no fluxograma da Figura 3.19.

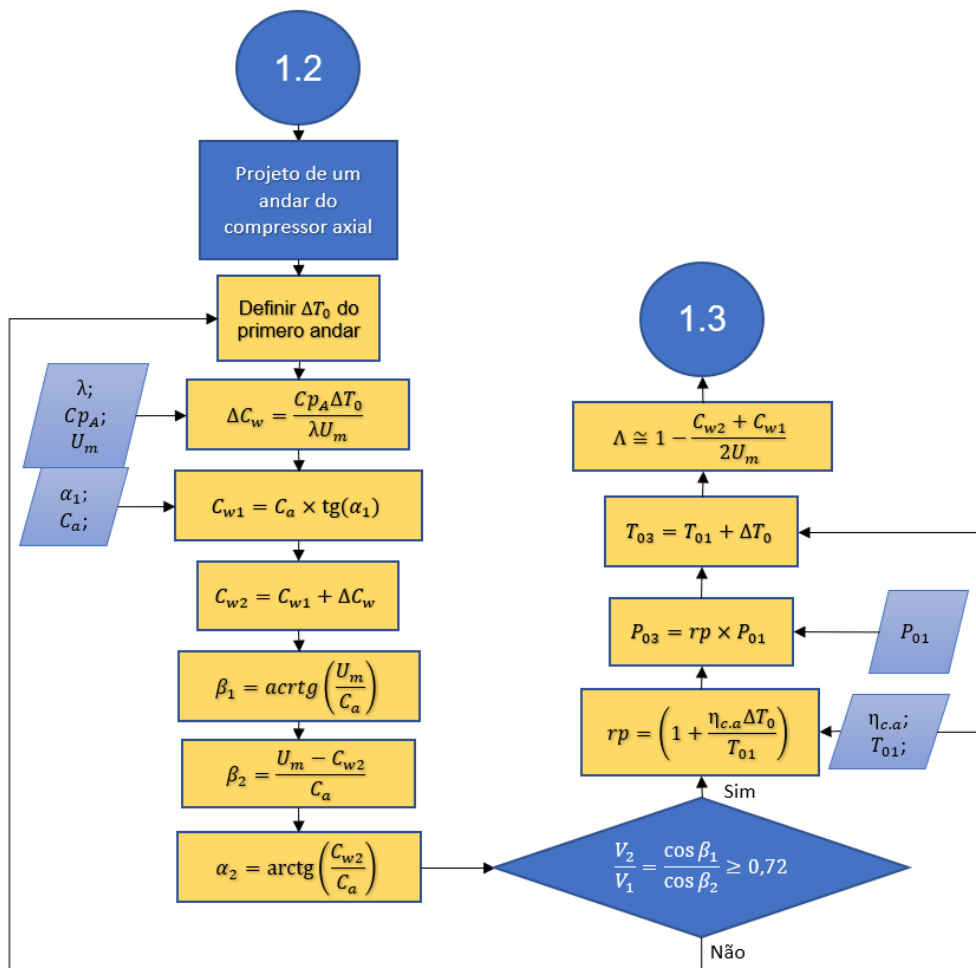


Figura 3.19 – Fluxograma para cálculo do compressor axial (parte 3)

À exceção do último andar do compressor, o projeto de todos os andares começa por definir qual a variação de temperatura no mesmo,  $\Delta T_0$ . Conhecendo esta variação, é possível calcular a variação da velocidade tangencial que ocorre no andar,  $\Delta C_w$ , e consequentemente obter os ângulos das pás do rotor e estator. Posteriormente, é calculada a taxa de compressão do andar,  $rp$ , a

temperatura de estagnação,  $T_{03}$ , e pressão de estagnação,  $P_{03}$ , do fluido à saída do andar. No fim, é calculado o grau de reação do andar,  $\Lambda$ .

### 3.6.5 Ângulos na raiz e topo das pás

Todos os ângulos que se calculam até então dizem respeito ao raio médio das pás de cada andar, contudo, estes ângulos não são iguais para todas as posições radiais das pás. Com a variação do raio das mesmas, a velocidade de transporte,  $U$ , também se altera levando a triângulos de velocidade diferentes ao longo do comprimento das pás. Conseqüentemente, para cada raio as pás serão constituídas por perfis alares diferentes, levando a uma pá torcida desde a raiz ao topo. É recomendado efetuar o projeto destes perfis alares para diversos raios ao longo das pás de modo a obter uma geometria com uma transição suave, contudo, neste trabalho apenas se obtiveram os ângulos das pás para a raiz, raio médio e topo das mesmas.

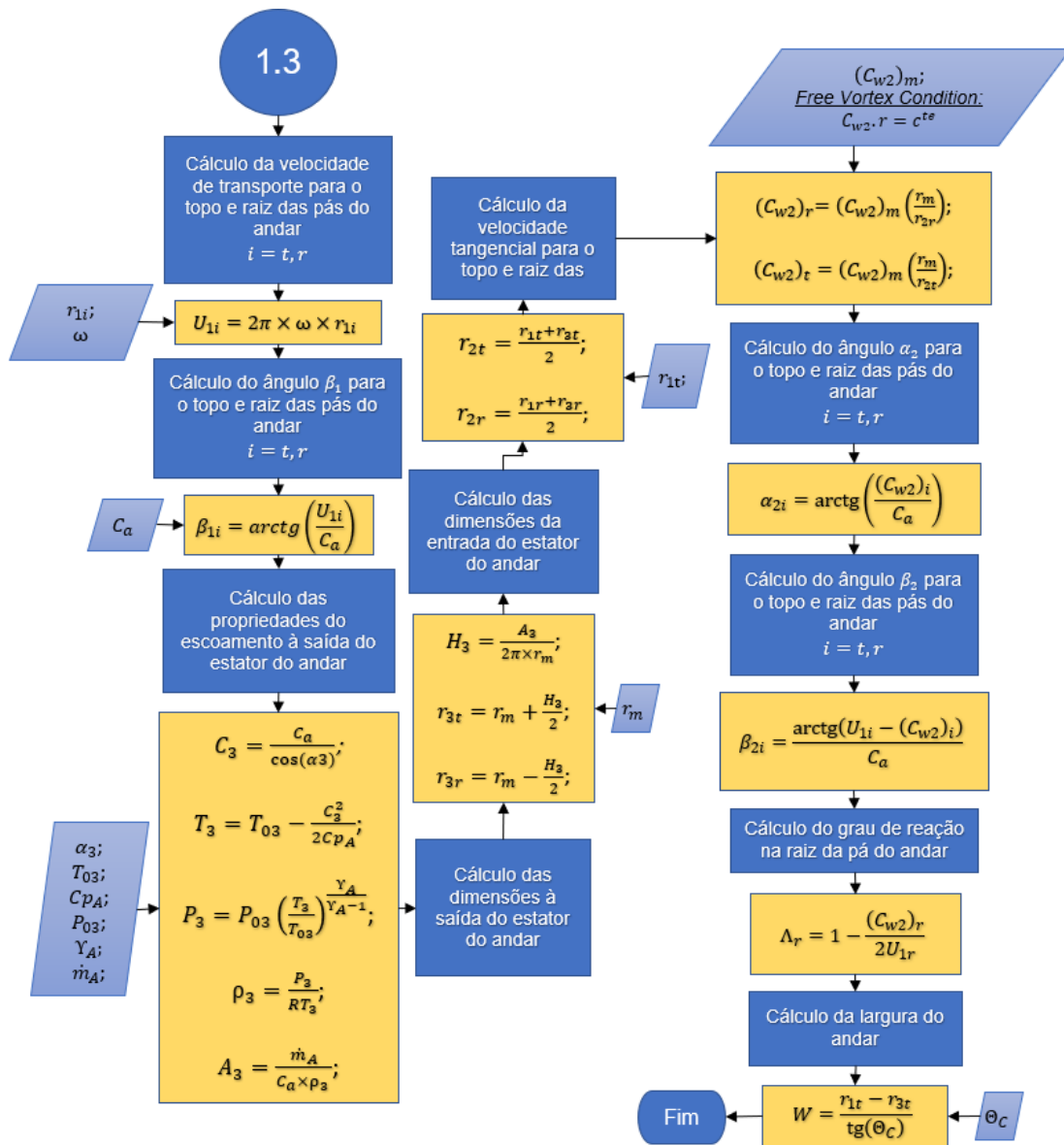


Figura 3.20 - Fluxograma para cálculo dos ângulos na raiz e topo da pá

Na Figura 3.20 é apresentado o fluxograma que permite o cálculo destes ângulos para um andar do compressor axial, sendo que o cálculo é igual para todos os andares. Para que o cálculo seja bem-sucedido, é necessário calcular a velocidade de transporte,  $U_1$ , e a velocidade tangencial à saída do rotor,  $C_{w2}$ , em cada uma das posições. Para obter a velocidade tangencial à saída do rotor,  $C_{w2}$ , nas diversas posições da pá é necessário aplicar a condição *Free Vortex*. Esta condição enuncia que o produto entre a velocidade tangencial em certa posição da pá e o raio dessa mesma posição é constante ao longo de toda a pá. No decorrer do processo de cálculo descrito, obtém-se as dimensões das pás em cada uma das posições do andar (entrada do rotor, saída do rotor e saída do estator).

Conhecendo os raios do topo das pás na entrada do rotor, saída do rotor e saída do estator e definindo um ângulo de convergência,  $\theta_c$ , é possível obter a largura de cada um dos andares do compressor axial.

# Capítulo 4 – Resultados e Discussão

---

## 4.1 Dados e Parâmetros

---

### 4.1.1 Dados

Antes de apresentar os resultados obtidos, é importante referir os valores dos dados e de alguns parâmetros utilizados no decorrer do projeto da turbina a gás. Os dados para o cálculo da turbina a gás são apenas dois, sendo o primeiro o diâmetro exterior da turbina a gás,  $\phi_{3e}$ , e o segundo a temperatura de limite metalúrgico das pás da turbina,  $T_{m\acute{a}x}$ . Assim sendo, o principal problema abordado no decorrer da dissertação foi o aumento da força de impulso de uma turbina a gás com 300 mm de diâmetro exterior e com 1300 K de temperatura de limite metalúrgico.

### 4.1.2 Parâmetros

Os parâmetros de projeto foram retirados do livro *Gas Turbine Theory* [2], que por sua vez tem como base a experiência adquirida com outras turbinas a gás. Para os cálculos efetuados no presente trabalho, foram assumidas como referência uma gama de valores utilizados em projetos de turbinas a gás bem-sucedidos. No entanto, é de destacar que por serem valores de referência não indica que sejam os mais adequados e, portanto, houve a liberdade para que estes fossem alterados.

A turbina a gás, assim como o ar atmosférico encontram-se em repouso pelo que a conduta de admissão irá exercer a função de tubeira, acelerando o ar até a uma velocidade puramente axial. Para esta velocidade, foi adotado o valor de 150 m/s. Foi assumido o rendimento isentrópico para a tubeira de admissão de 0,93, sendo este o valor recomendado para uma admissão subsônica, como é o caso.

Após a admissão do ar, este recebe trabalho do compressor que é composto por um rotor e por um difusor. Assumiu-se uma velocidade radial à saída do rotor de aproximadamente 150 m/s e uma velocidade axial à saída do difusor de 90 m/s. Com a finalidade de controlar as tensões centrífugas sentidas pelo rotor, a velocidade de transporte à saída do mesmo foi limitada, podendo assim chegar aos 450 m/s. Para além disso, o rendimento isentrópico considerado para o compressor foi de 0,78, sendo que estas perdas foram repartidas igualmente pelo rotor e difusor.

Posteriormente, o fluido entra na câmara de combustão onde é adicionado combustível com um poder calorífico inferior (PCI) de 43100 kJ/kg. Aqui o fluido sofre uma perda de carga na ordem dos 4% e de modo a manter o processo de combustão a velocidade do escoamento tem de se manter entre os 30 m/s e os 60 m/s. Foi ainda considerado um rendimento de combustão de 0,98.

Após a adição de calor, os gases expandem na turbina que é composta por um estator e por um rotor. A velocidade axial do fluido ao longo da turbina foi assumida como sendo 225 m/s. Considerou-se o rendimento mecânico (relativo à transmissão da energia da turbina para acionamento do compressor) de 0,99. Devido às perdas que ocorrem por fricção nas pás do estator e rotor, o valor do rendimento isentrópico da turbina foi de 0,90, levando a perdas de 0,10. Foi

considerada uma perda igual no estator e rotor, pelo que o coeficiente de perda do estator da turbina,  $\lambda_N$ , foi de 0,05.

Para a tubeira propulsora foi considerado um rendimento isentrópico de 0,95.

No desenvolvimento do projeto foi necessário implementar um compressor axial, sendo os parâmetros considerados para este tipo de compressor diferentes dos utilizados no radial. Assim sendo, foi considerado um *hub tip ratio* de 0,4, uma velocidade de transporte do rotor no topo do primeiro andar de 350 m/s e um rendimento isentrópico do compressor de 0,90.

Existem outros parâmetros utilizados no projeto, que são independentes do componente da turbina a gás, entre os quais estão o calor específico, a constante dos gases perfeitos e as propriedades do ar atmosférico. Para o ar foi considerado o calor específico e razão entre os calores específicos de 1005 J/kg.K e 1,4, respetivamente. Por sua vez, para os gases de combustão foi assumido 1148 J/kg.K e 1,33. Foi considerado o valor de 287 J/kg.K para a constante dos gases perfeitos. Para as propriedades do ar atmosférico, foi considerada uma temperatura de 288,15 K e uma pressão de 1,013 bar (para uma altitude de zero metros). Finalmente, foi considerada uma massa volúmica de 8000 kg/m<sup>3</sup> para o material utilizado nas pás da turbina e compressor axial.

Na Tabela 4.1, é apresentada uma síntese dos dados e dos valores dos parâmetros utilizados no decorrer do projeto da turbina a gás (retirados da referência [2]).

Tabela 4.1 – Dados e parâmetros utilizados no projeto da turbina a gás

Dados							
$\phi_{3e}$ [mm]				$T_{Max}$ [K]			
300				1300			
Parâmetros específicos de cada componente							
Conduta de Admissão	$C_A$ [m/s]		$C_1$ [m/s]		$\eta_{t.a}$		
	0		150		0,93		
Compressor Axial	<i>Hub tip ratio</i>		$U$ [m/s]		$\eta_{c.ax}$		
	0,40		350		0,90		
Compressor Radial	$C_{r2}$ [m/s]	$U_2$ [m/s]	$C_{a3}$ [m/s]	$\eta_c$	$\psi$		
	150	450	90	0,78	1,04		
Câmara de Combustão	$\Delta P_{c.c}$ [%]		$\eta_{c.c}$	$PCI$ [kJ/kg]			
	4		0,98	43100			
Turbina	$C_{a4} = C_{aF1} = C_{a5}$ [m/s]		$\lambda N$	$\eta_T$	$\eta_m$		
	225		0,05	0,90	0,99		
Tubeira Propulsora	$\eta_{t.p}$						
	0,95						
Parâmetros gerais							
$Cp_A$ [J/kg.K]	$Cp_g$ [J/kg.K]	$R$ [J/kg.K]	$\gamma_A$	$\gamma_g$	$P_A$ [bar]	$T_A$ [K]	$\rho_{pás}$ [kg/m <sup>3</sup> ]
1005	1148	287	1,4	1,33	1,013	288,15	8000

Foram consideradas proporções para o rotor do compressor radial, sendo que estas foram retiradas do turborreator *Marboré IIA* do fabricante francês *Turbomeca*. É de referir que, com o avanço do projeto surgiu a necessidade de alterar estas proporções, pelo que estas apenas foram aplicadas à turbina a gás inicial. Estas proporções podem ser observadas na Figura 4.1.

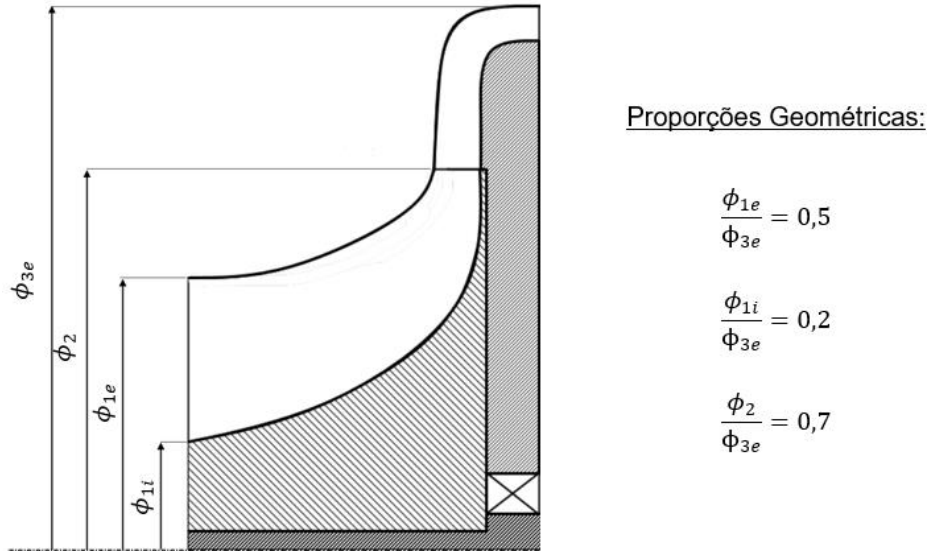


Figura 4.1 – Proporções geométricas do rotor do compressor radial inicial

Considerando o diâmetro exterior de 300 mm e as proporções geométricas apresentadas na Figura 4.1, obteve-se as restantes medidas do rotor do compressor radial. Estas foram utilizadas para elaboração do caso inicial e podem ser observadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Medidas do rotor do compressor radial no caso inicial

$\phi_{3e}$ [m]	$\phi_{1e}$ [m]	$\phi_{1i}$ [m]	$\phi_2$ [m]
0,300	0,150	0,060	0,210

## 4.2 Caso A – Turbina a Gás Inicial

O caso A diz respeito à configuração e dados assumidos, durante a elaboração do projeto de uma turbina a gás na disciplina de máquinas térmicas e constitui assim a base de trabalho para o estudo que foi efetuado nesta dissertação. É possível observar o caso A na Figura 4.2.

A configuração inicial é constituída por uma conduta de admissão (de “A” a 1), um compressor radial (de 1 a 3), uma câmara de combustão (de 3 a 4), uma turbina axial (de 4 a 5) e uma tubeira propulsora (de 5 a 6).

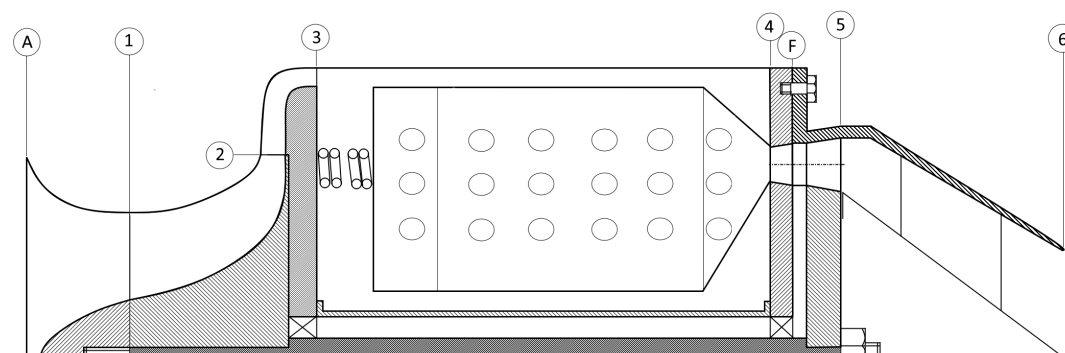


Figura 4.2 – Turbina a gás inicial

#### 4.2.1 Tubeira de admissão

Na Tabela 4.3 são apresentados todos os parâmetros calculados na tubeira de admissão do caso A, incluindo o caudal mássico admitido, que após a conclusão do projeto na unidade curricular de máquinas térmicas, era de apenas 2,45 kg/s.

Tabela 4.3 – Parâmetros calculados para a tubeira de admissão do caso A

$T_{01}$ [K]	$T_1$ [K]	$T_{1s}$ [K]	$P_1$ [bar]	$P_{01}$ [bar]	$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$A_1$ [m <sup>2</sup> ]	$\dot{m}_A$ [kg/s]	$Ma_1$
288,15	276,96	276,11	0,87	1,00	1,10	0,015	2,45	0,45

#### 4.2.2 Rotor do compressor radial

Na Tabela 4.4 são apresentados todos os parâmetros calculados no rotor do compressor radial do caso A.

Tabela 4.4 – Parâmetros calculados para o rotor do compressor radial do caso A

$\zeta$	$T_{03} - T_{01}$ [K]	$T_{03}$ [K]	$T_{03s}$ [K]	$P_{03}$ [bar]	$W_c$ [kW]	$\omega$ [rps]	$\varphi_t$ [°]	$\varphi_m$ [°]	$\varphi_r$ [°]
0,88	183,63	471,78	431,38	4,12	451,2	682	25	33,7	49,4

Para melhor compressão dos ângulos calculados para este componente, é recomendada a análise da Figura 4.3. No topo desta figura, é possível observar metade do rotor do compressor radial e na base da figura, o perfil de uma das guias presentes no mesmo.

Com a variação do raio do rotor,  $r$ , ocorre uma alteração contínua da velocidade de transporte,  $U$ , sendo que a mesma é mais elevada quanto maior for o raio. Como a velocidade absoluta do escoamento,  $C_1$ , foi considerada constante ao longo da secção de entrada do rotor, a alteração da velocidade de transporte,  $U$ , provoca uma variação do ângulo,  $\varphi$ .

Em suma, na raiz da guia,  $r_r$ , a velocidade de transporte é mais baixa pelo que o ângulo,  $\varphi$ , será mais alto. Em oposição, no topo da guia,  $r_t$ , a velocidade de transporte é mais elevada pelo que o ângulo,  $\varphi$ , será mais baixo.

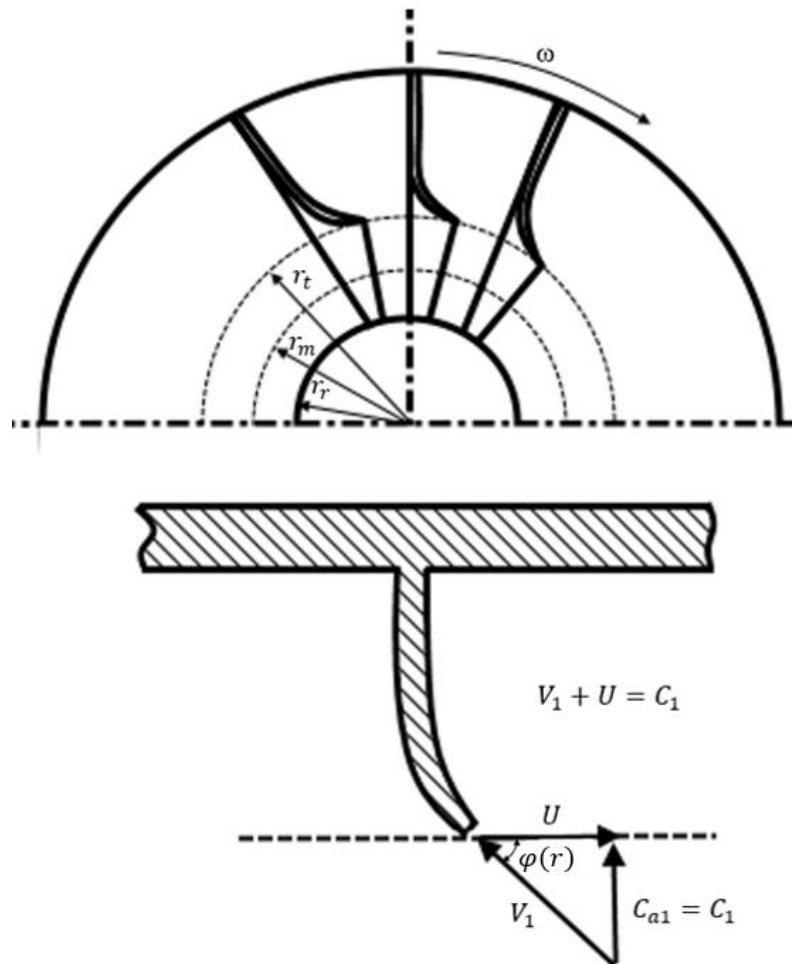


Figura 4.3 – Compressor radial e guia

#### 4.2.3 Difusor do compressor radial

Na Tabela 4.5 são apresentados os parâmetros calculados para o difusor do compressor radial inicial.

Tabela 4.5 – Parâmetros calculados para o difusor do compressor radial do caso A

$C_{w2}$ [m/s]	$\theta$ [°]	$P_{02}$ [bar]	$C_2$ [m/s]	$T_2$ [K]	$P_2$ [bar]	$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$A_2$ [m <sup>2</sup> ]
394,34	20,8	4,83	421,90	383,22	2,33	2,12	0,008
$H_2$ [m]	$T_3$ [K]	$P_3$ [bar]	$\rho_3$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$A_3$ [m <sup>2</sup> ]	$r_{3i}$ [m]	$H_3$ [m]	$Ma_2$
0,012	467,75	3,99	2,98	0,009	0,140	0,010	1,08

Na Figura 4.4, é apresentada uma ilustração referente ao difusor do compressor radial inicial, onde são representadas três das guias (preenchidas a preto). A direção das guias é definida com objetivo de promover um escoamento o menos perturbado possível. Assim sendo, esta direção é determinada pelo ângulo que a velocidade absoluta do escoamento,  $C_2$ , forma com a componente tangencial da velocidade,  $C_{w2}$ .

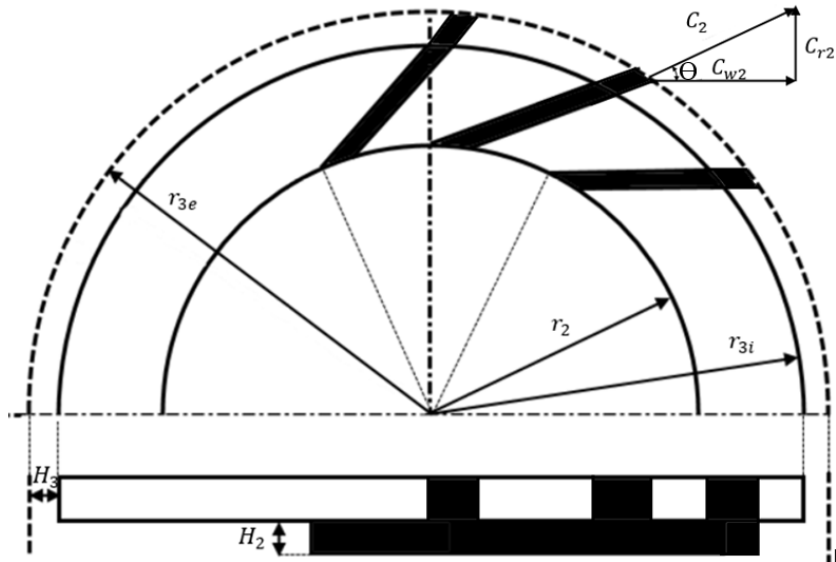


Figura 4.4 – Difusor do compressor radial inicial

#### 4.2.4 Câmara de combustão

Na Tabela 4.6 são exibidos alguns dos parâmetros calculados para a câmara de combustão inicial, sendo possível observar algumas das dimensões na Figura 4.5.

Tabela 4.6 – Parâmetros calculados para a câmara de combustão do caso A

$T_{04} - T_{03}$ [K]	$f_r$	$\dot{m}_f$ [kg/s]	$\dot{m}_g$ [kg/s]	$Q_{c.c}$ [kW]	$P_{04}$ [bar]	$T_4$ [K]	$P_4$ [bar]
828,22	0,0233	0,057	2,50	2451,3	3,95	1278	3,69
$\rho_4$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$A_{c.c}$ [m <sup>2</sup> ]	$H$ [m]	Folga [m]	$L$ [m]	$\dot{m}_I$ [kg/s]	$\dot{m}_{II}$ [kg/s]	$\dot{m}_{III}$ [kg/s]
1,01	0,058	0,106	0,010	0,138	0,84	0,42	1,19

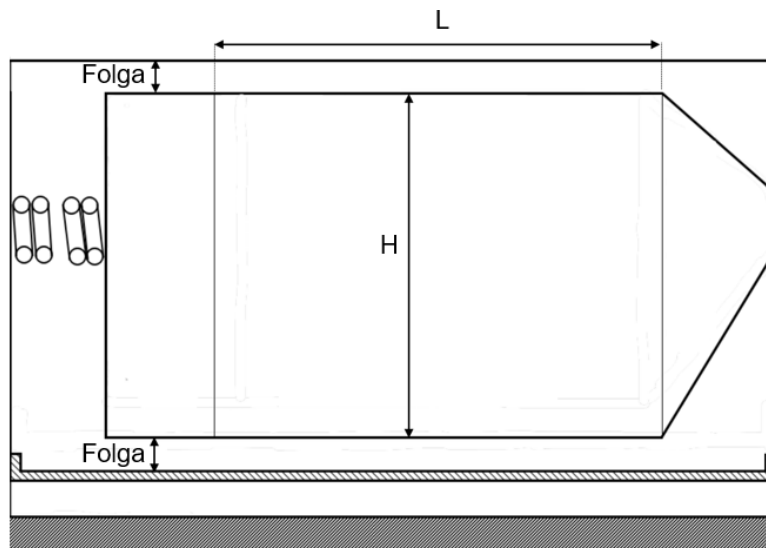


Figura 4.5 – Câmara de combustão inicial

## 4.2.5 Turbina

Tabela 4.7 – Parâmetros calculados para a turbina do caso A

Variação de temperatura na turbina								
$T_{04} - T_{05} [K]$								
158,69								
Propriedades do escoamento na folga entre estator e rotor								
$C_{F1} [m/s]$	$T_{F1} [K]$	$T_{F1s} [K]$	$P_{F1} [bar]$	$\rho_{F1} [kg/m^3]$	$\frac{P_{04}}{P_{F1}}$	$\frac{P_{04}}{P_{crítica}}$	$Ma_{F1}$	$P_{0F1} [bar]$
480,95	1199,25	1194,22	2,81	0,82	1,41	1,85	0,71	2,81
Propriedades do escoamento à saída do rotor								
$T_{05} [K]$	$T_5 [K]$	$T_{05s} [K]$	$P_{05} [bar]$	$P_5 [bar]$	$\rho_5 [kg/m^3]$			
1141,31	1119,26	1123,68	2,21	2,04	0,64			
$V_5 [m/s]$	$T_{5canal} [K]$	$Ma_{5v}$	$\frac{P_{0F1}}{P_{05}}$	$\frac{P_{0F1}}{P_{crítica}}$				
484,04	1039,27	0,77	1,28	1,85				
$A_4 [m^2]$	$H_4 [m]$	$r_{t4} [m]$	$r_{r4} [m]$	$W_{4F} [m]$				
0,011	0,018	0,109	0,091	0,012				
$A_F [m^2]$	$H_F [m]$	$r_{tF} [m]$	$r_{rF} [m]$	$W_F [m]$				
0,014	0,022	0,111	0,089	0,007				
$A_5 [m^2]$	$H_5 [m]$	$r_{t5} [m]$	$r_{r5} [m]$	$W_{F5} [m]$				
0,018	0,028	0,114	0,086	0,018				

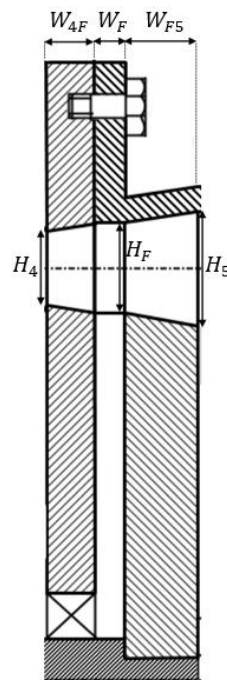


Figura 4.6 – Turbina inicial

Na Tabela 4.7 são apresentados os parâmetros calculados para a turbina inicial e na Figura 4.6, é possível acompanhar as medidas mais importantes da turbina – a largura,  $W$ , e a altura das pás,  $H$ , em cada um dos seus componentes (estator, folga e rotor).

#### 4.2.6 Tubeira propulsora

Na Tabela 4.8, são apresentados os parâmetros calculados na tubeira propulsora inicial e na Figura 4.7, é possível destacar a principal dimensão calculada no componente – o raio da tubeira,  $r_{t,p}$ .

Tabela 4.8 – Parâmetros calculados para a tubeira propulsora do caso A

$\frac{P_{05}}{P_A}$	$\frac{P_{05}}{P_{critica}}$	$T_6 [K]$	$P_6 [bar]$	$\rho_6 [kg/m^3]$	$C_6 [m/s]$	$A_{t,p} [m^2]$	$r_{t,p} [m]$	$I [N]$
2,18	1,92	978,4	1,15	0,41	611,8	0,010	0,056	1666

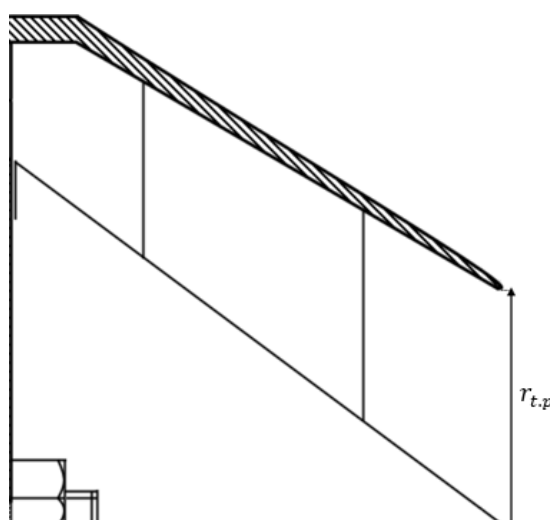


Figura 4.7 – Tubeira propulsora inicial

Como observado na Tabela 4.8, a força de impulso obtida no caso A foi de apenas 1666 N. Concluído o projeto da turbina a gás inicial, procurou-se aumentar a força de impulso da mesma, sendo que para tal, é possível atuar sobre três parâmetros – no aumento do caudal mássico, no aumento da temperatura máxima e no incremento da taxa de compressão do ciclo termodinâmico. Com a temperatura de limite metalúrgico fixada nos 1300 K e a velocidade de transporte do rotor do compressor radial limitada aos 450 m/s, o incremento da força de impulso através do aumento da temperatura máxima e taxa de compressão do ciclo não era possível sem a adição de outro compressor. Assim sendo, e numa fase prematura do trabalho procurou-se aumentar o caudal mássico que percorria a turbina a gás. Na Figura 4.8 é rerepresentada a turbina a gás inicial, alusiva ao caso A.

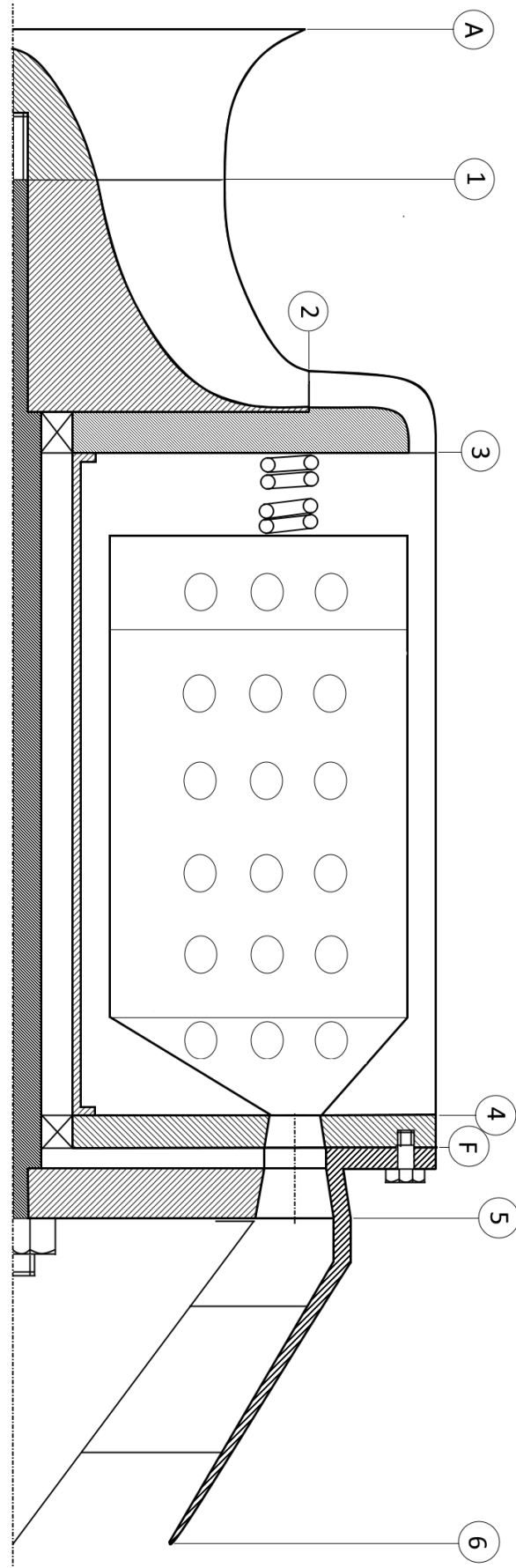


Figura 4.8 – Turbina a gás inicial (Caso A)

### 4.3 Caso B – Aumento do caudal mássico

#### 4.3.1 Influência da velocidade do escoamento no tubo de chama

Inicialmente foram investigadas as alterações que ocorriam nas dimensões do tubo de chama, quando se alterava a velocidade do escoamento no interior do mesmo. Para tal, foram mantidas as condições de admissão do fluido na tubeira de admissão, implicando assim que a velocidade, área e massa volúmica do fluido na secção de entrada se mantivessem inalteradas em relação ao caso A. Como consequência, o caudal mássico admitido,  $\dot{m}_A$ , foi mantido nos 2,45 kg/s.

Considerando apenas a folga superior entre o tubo de chama e a carcaça da turbina a gás (apresentado no Capítulo 3), foi calculada a área do tubo de chama necessária e raio interior do mesmo, de modo a escoar todo o caudal mássico. Obtidas estas dimensões, procedeu-se ao estudo da viabilidade da geometria do tubo de chama.

Na Tabela 4.9 é apresentada a área e o respetivo raio interior do tubo de chama para cada uma das velocidades do escoamento e na Figura 4.9, é apresentada uma ilustração do componente para cada caso.

Tabela 4.9 – Área e raio interior do tubo de chama para cada velocidade

Velocidade [m/s]	Área [m <sup>2</sup> ]	Raio interior do tubo de chama [m]
30	0,083	Não exequível
45	0,055	0,045
60	0,041	0,080

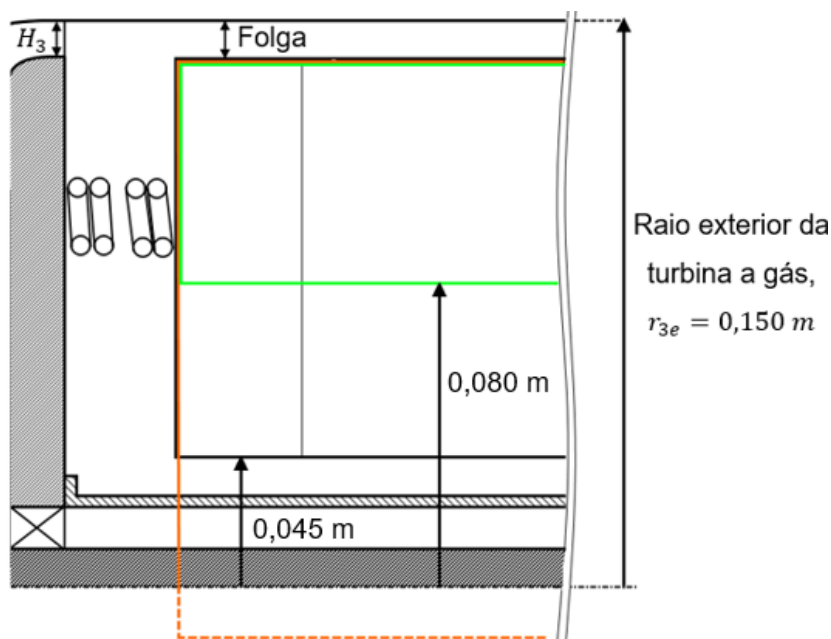


Figura 4.9 – Geometria do tubo de chama para cada velocidade

Concluiu-se que, para os casos de 45 m/s e 60 m/s é possível conceber um tubo de chama que suporte o caudal mássico admitido,  $\dot{m}_A$ . Contudo, para o caso da velocidade do escoamento de 30 m/s, a área disponível na câmara de combustão mostrou ser insuficiente quando comparada com a área necessária para escoar todo o caudal mássico,  $\dot{m}_A$ .

#### 4.3.2 Aumento da força de Impulso através do incremento do caudal mássico

Após verificar a influência da velocidade na geometria do tubo de chama, foi efetuado um processo iterativo com objetivo de aumentar o caudal mássico e consequentemente a força de impulso obtida na turbina a gás. À priori sabia-se, que a zona de maior restrição ao escoamento é a câmara de combustão, devido à reduzida velocidade do fluido no seu interior. Considerando a folga superior e inferior (apresentada no Capítulo 3) e fixando o diâmetro interior do rotor do compressor,  $\phi_{1i}$ , tínhamos as condições necessárias para iniciar o processo iterativo.

Na primeira iteração foi considerado o diâmetro exterior do rotor,  $\phi_{1e}$ , referente ao caso A apresentado previamente. O processo iterativo pode ser observado na Figura 4.10.

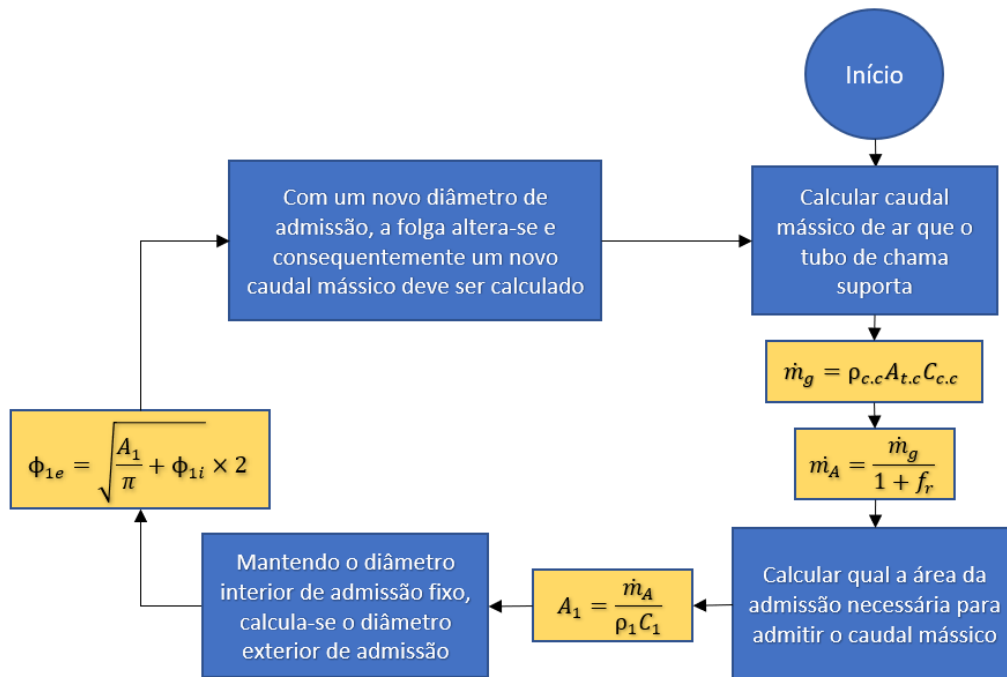


Figura 4.10 – Processo iterativo para aumento do caudal mássico admitido

Para cada velocidade (30 m/s, 45 m/s e 60 m/s) foi calculada a área do tubo de chama e consequentemente o caudal mássico que este suporta. Posteriormente, foi calculada a área e diâmetro exterior,  $\phi_{1e}$ , que o rotor do compressor necessitava de ter na entrada, de modo a admitir esse caudal mássico. É de notar que ao obter um novo diâmetro exterior,  $\phi_{1e}$ , obteve-se um novo valor para a folga e consequentemente um novo caudal mássico, pelo que foi necessária nova iteração. O processo foi efetuado até se obter um valor estável para o diâmetro exterior de entrada do rotor,  $\phi_{1e}$ .

Na Tabela 4.10, é possível observar o caudal mássico,  $\dot{m}_A$ , o diâmetro exterior de entrada do rotor do compressor radial,  $\phi_{1e}$ , e a força de impulso que se obteve,  $I$ , para cada uma das velocidades do escoamento no interior do tubo de chama. São ainda apresentadas a altura da entrada,  $H_2$ , e saída,  $H_3$ , do difusor do compressor radial para cada caso.

Tabela 4.10 – Resultados obtidos para cada velocidade do escoamento

Velocidade [m/s]	Inicial	30	45	60
$\dot{m}_A$ [kg/s]	2,45	1,79	2,56	3,23
$\phi_{1e}$ [m]	0,150	0,132	0,153	0,169
$H_2$ [m]	0,012	0,009	0,012	0,015
$H_3$ [m]	0,010	0,007	0,011	0,014
$I$ [N]	1666	1219	1746	2200

Na Figura 4.11, é possível observar as alterações na geometria do rotor do compressor radial e no tubo de chama, com a variação da velocidade do fluido no interior do mesmo. Para além destas alterações, as dimensões de entrada,  $H_2$ , e saída,  $H_3$ , do difusor também viram o seu valor alterado dado a variação do caudal mássico admitido,  $\dot{m}_A$ .

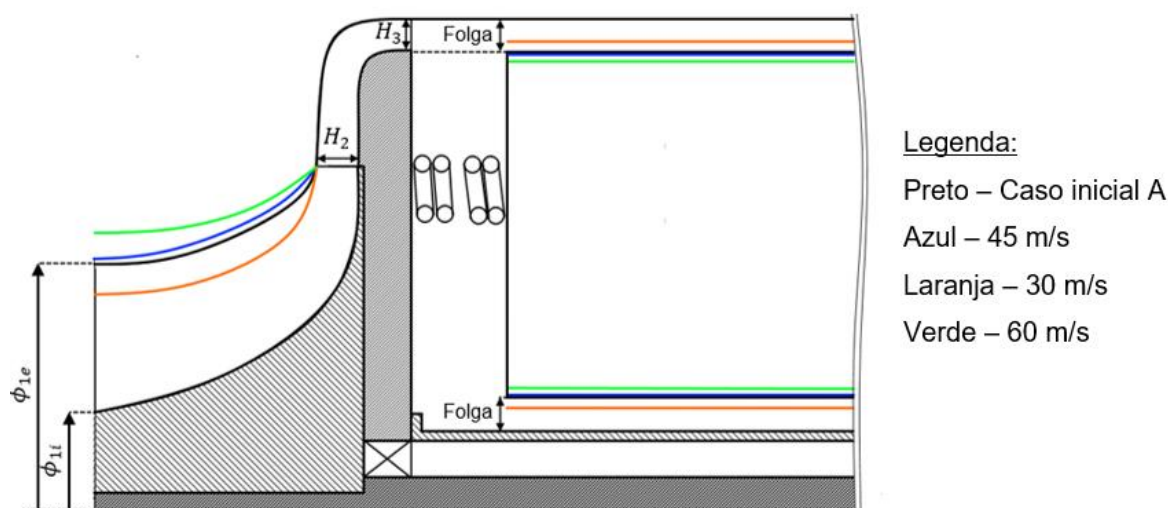


Figura 4.11 – Variação da geometria do rotor e tubo de chama

Para o caso de 30 m/s (cor laranja), concluiu-se que o caudal mássico que o tubo de chama suportava era bastante reduzido quando comparado com o caudal mássico referente ao caso inicial, pelo que neste caso o rotor se encontrava sobredimensionado. Sendo assim, seria possível reduzir o diâmetro,  $\phi_{1e}$ , para 0,132 m.

Para o caso de 45 m/s (cor azul), obteve-se um caudal mássico ligeiramente superior ao do caso inicial, pelo que seria possível aumentar ligeiramente o diâmetro,  $\phi_{1e}$ , para 0,153 m. Conclui-se ainda que o caso inicial foi projetado para uma velocidade próxima de 45 m/s, visto que apenas ocorreu um incremento de 3 mm no diâmetro exterior do rotor.

Para o caso de 60 m/s (cor verde), foi possível concluir que o caudal mássico suportado pelo tubo de chama era superior ao do caso A, pelo que seria possível aumentar o diâmetro,  $\phi_{1e}$ , para 0,169 m.

Com a variação do caudal mássico, era de esperar uma variação da força de impulso para cada velocidade, sendo que é possível observar esta variação em função do diâmetro do rotor, na Figura 4.12.

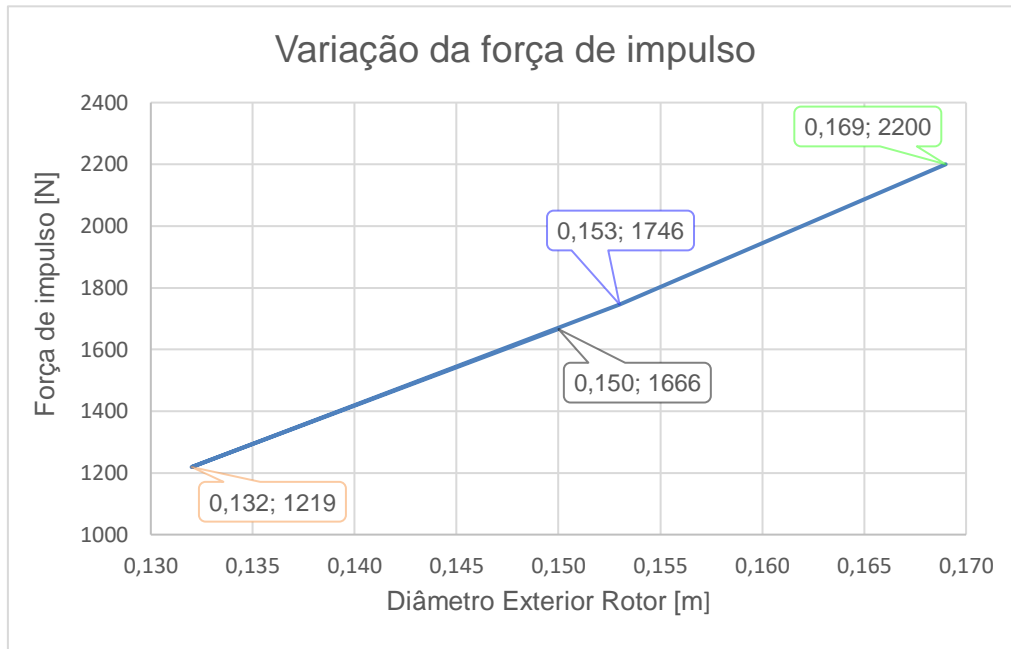


Figura 4.12 – Variação da força de impulso em função do diâmetro exterior do rotor

Conclui-se que esta só vê o seu valor incrementado no caso de a velocidade dentro do tubo de chama tomar valores de 45 m/s e 60 m/s, sendo o último caso o mais atrativo. Comparando com o caso A, ter uma velocidade no tubo de chama de 60 m/s proporciona um crescimento de 32,1% na força de impulso quando comparado com o crescimento de 4,8%, referente à velocidade de 45 m/s.

Assim sendo, a melhor solução para o caso de estudo B consiste em deter uma velocidade no interior da câmara de combustão de 60 m/s, pois é esta que proporciona um maior caudal mássico admitido e conseqüentemente uma maior força de impulso. Na Figura 4.13, é possível observar esta solução.

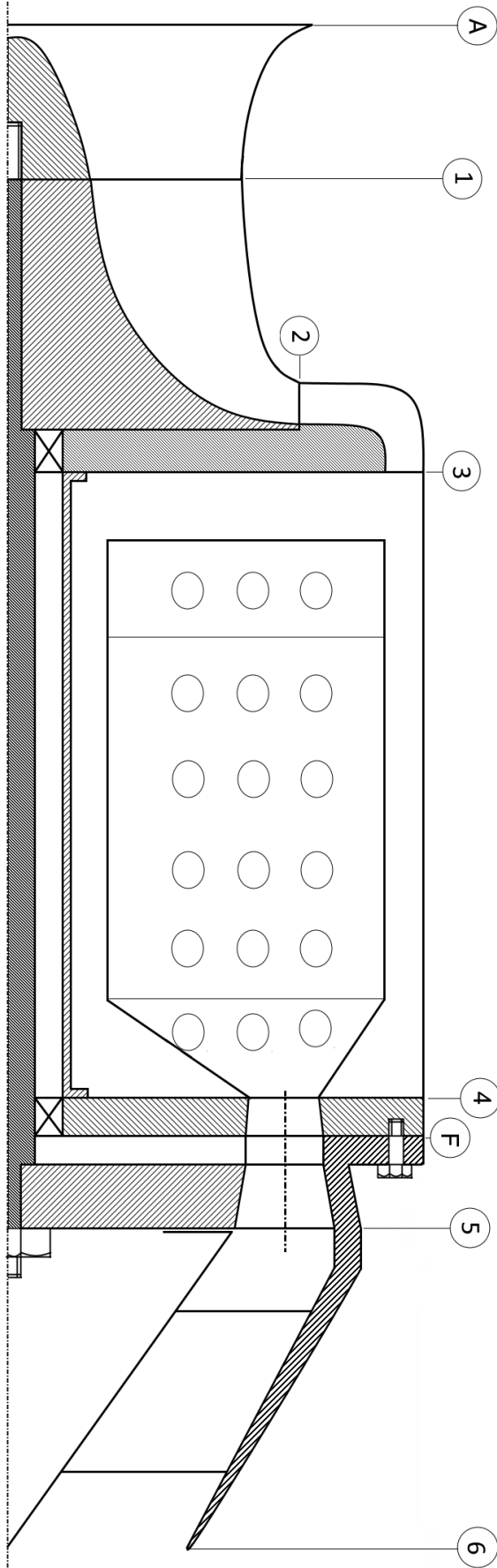


Figura 4.13 – Turbina a gás do Caso B

## 4.4 Caso C – Aumento da taxa de compressão

O caso B apresentado previamente não apresentou grandes aumentos na força de impulso, comparando com o que se julgava ser possível atingir. Sendo assim, procurou-se aumentar a mesma de forma mais significativa incrementando a taxa de compressão do ciclo termodinâmico, preferencialmente, até obter a taxa de compressão ótima à entrada da câmara de combustão.

### 4.4.1 Cálculo da taxa de compressão ótima

Foi necessário perceber se o aumento do trabalho obtido com o aumento da taxa de compressão era significativo em relação ao caso A. Posto isto e considerando o ciclo termodinâmico ideal apresentado na Figura 2.19, foi calculado o trabalho útil específico que era possível obter no caso inicial (caso A) e após o aumento da taxa de compressão para o seu valor ótimo.

Do projeto de máquinas térmicas, era conhecida a velocidade de transporte do rotor do compressor radial, permitindo assim o cálculo da taxa de compressão do caso A. Recorrendo à equação (2.21), que é relembra em seguida, calculou-se a taxa de compressão ótima para o ciclo ideal:

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)_{ideal} = \sqrt{\left(\frac{T_{04}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

Foi obtido o modesto valor de 4,10 para o caso A, em comparação com a taxa de compressão ótima de 13,97.

Conhecendo a taxa de compressão, foi possível calcular o trabalho útil específico para cada caso, aplicando a equação (2.20). Na Figura 4.14, é apresentada a evolução do trabalho útil específico em função da taxa de compressão para o ciclo termodinâmico ideal. Na mesma figura, são destacados o caso A e o ponto que permite obter o máximo de trabalho útil específico.

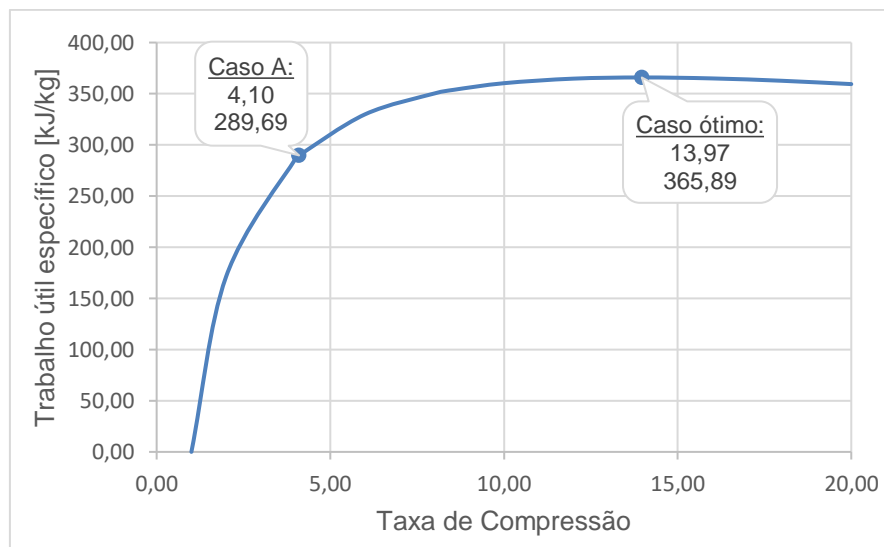


Figura 4.14 – Trabalho útil específico em função da taxa de compressão para o ciclo ideal

Comparando o trabalho útil específico obtido no caso A com o obtido no caso ótimo, concluiu-se que elevaríamos o trabalho útil específico do ciclo em aproximadamente 26,3%.

Contudo, a taxa de compressão ótima calculada através da equação (2.21) apresenta uma estimativa com base no ciclo termodinâmico ideal, ou seja, considerando os processos de compressão e expansão isentrópicos. No decorrer do projeto sentiu-se a necessidade de obter uma taxa de compressão ótima mais próxima das condições reais. Para tal, é recordada a equação (2.19), utilizada para o cálculo do trabalho útil específico obtido no ciclo termodinâmico:

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}} = C_p [(T_{04} - T_{05}) - (T_{03} - T_{01})]$$

Introduzindo a definição de rendimento isentrópico do compressor e turbina apresentada na equação (2.16) e equação (2.17), respetivamente, assim como as equações isentrópicas apresentadas nas equações (2.13 – a) e (2.14 – a), foi possível chegar à equação que dá o trabalho útil específico em função da taxa de compressão do ciclo,  $rp$ , para condições reais:

$$\left(\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}}\right)_{real} = C_p \left[ \eta_T \cdot T_{04} \left( 1 - \frac{1}{(rp)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{T_{01}}{\eta_c} \left( (rp)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (4.1)$$

Em seguida, calculou-se a derivada da equação (4.1) em ordem à taxa de compressão,  $rp$ , e igualou-se a mesma a zero para encontrar a taxa de compressão onde é possível obter o máximo trabalho útil específico do ciclo, para condições reais, obtendo-se a seguinte equação:

$$\frac{\partial \left(\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}}\right)}{\partial (rp)} = 0 \Leftrightarrow (rp)_{real} = \left(\frac{T_{04}}{T_{01}} \eta_T \eta_c\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (4.2)$$

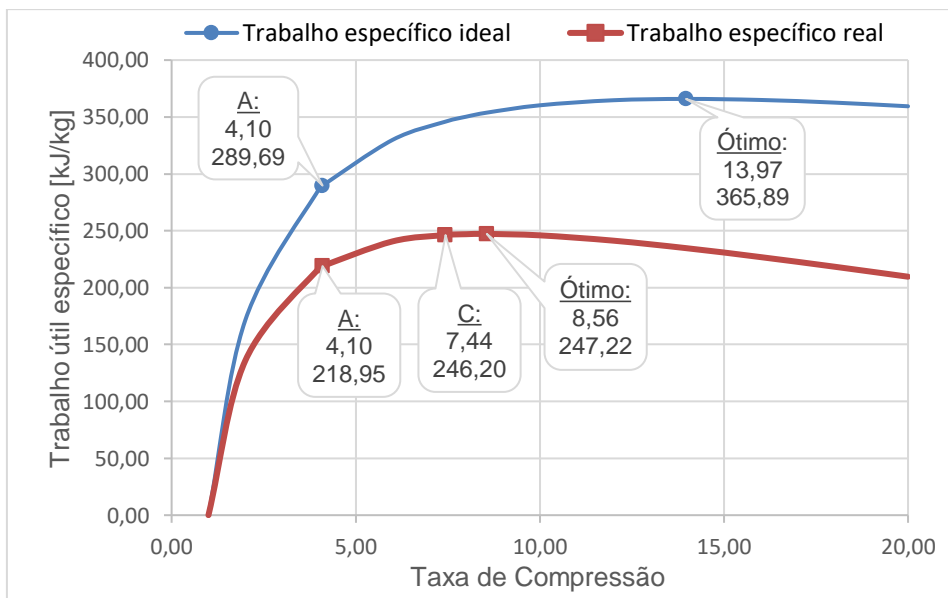


Figura 4.15 – Trabalho útil específico em função da taxa de compressão

Procedeu-se depois ao cálculo da taxa de compressão ótima real e do respetivo trabalho útil específico, recorrendo à (4.1) e (4.2), respetivamente. Obteve-se o valor de 8,56 e 247,2 kJ/kg. Na Figura 4.15, é apresentada a evolução do trabalho útil específico em função da taxa de compressão, quer para o ciclo ideal, quer para ciclo real.

De referir que se utilizou uma taxa de compressão de 7,44 e não a ótima de 8,56, isto porque na bibliografia a equação (2.21) surge com propriedades estáticas, desprezando assim as variações de energia cinética. Assim sendo, a equação (4.2) foi inicialmente deduzida considerando essa hipótese e, portanto, foi obtida a taxa de compressão de 7,44 para o caso C. Porém, com o avanço do projeto percebeu-se que a energia cinética não deve ser desprezada e deve-se trabalhar com propriedades de estagnação, tal como exposto nas equações (2.20) e (4.2). Contudo, manteve-se o valor da taxa de compressão para o projeto do caso C (7,44), pois o aumento que se iria obter no trabalho específico ao efetuar o projeto para a taxa de compressão ótima seria insignificante.

Embora o crescimento do trabalho útil específico do caso A para o caso ótimo fosse de apenas 12,9% no ciclo real, era de esperar um aumento da força de impulso bastante mais significativo do que aparentava. Com o aumento da taxa de compressão, não só se altera as propriedades do ciclo termodinâmico como se aumenta a massa volúmica do fluido de trabalho, permitindo o aumento do caudal mássico admitido, estando assim a contribuir “duplamente” para o aumento da força de impulso.

Tal como foi mencionado previamente, devido à impossibilidade de aumentar a velocidade de transporte do rotor do compressor radial, apenas foi possível aumentar a taxa de compressão do fluido ao adicionar um novo compressor. Foi escolhido o uso de um compressor axial a montante do radial, já que este tipo de compressor tem uma maior área transversal de entrada e, portanto, consegue admitir um maior caudal mássico e assim obter uma maior força de impulso.

#### 4.4.2 Cálculo do caudal mássico a admitir

Posteriormente, procurou-se obter o caudal mássico que o tubo de chama suportava, visto ser a zona onde há possibilidade de ocorrer maior estrangulamento do escoamento, devido à reduzida velocidade do mesmo. Como mencionado a priori, os gases de combustão devem deter uma velocidade compreendida entre 30 m/s e 60 m/s no interior da câmara de combustão. Sendo assim, foi escolhida a velocidade de 60 m/s e simultaneamente procurou-se alcançar a maior área de tubo possível, já que estes dois fatores permitem obter um maior caudal mássico e consequentemente uma maior força de impulso.

Como citado anteriormente, a área do tubo de chama depende de uma folga, que por sua vez depende do caudal mássico admitido, ou seja, quanto maior o caudal mássico, maior será a folga e por consequência menor será a área do tubo de chama disponível. A área do tubo de chama disponível é dada por:

$$A_{Dispoível} = \pi \left[ \left( r_{3e}^2 - \frac{\dot{m}_A}{C_3 \rho_3 \pi} \right) - \left( 0,024 + r_{3e} - \sqrt{r_{3e}^2 - \frac{\dot{m}_A}{C_3 \rho_3 \pi}} \right)^2 \right] \quad (4.3)$$

Por outro lado, quando maior o caudal mássico, maior será a área do tubo de chama necessária para escoar todo o fluido. A área necessária é dada por:

$$A_{Necessária} = \frac{(1 + fr)m_A}{C_{c.c} \times \rho_A} \quad (4.4)$$

Deste modo, a função que rege a área do tubo de chama disponível em função do caudal mássico é decrescente, ao passo que, a função que rege a área do tubo de chama necessária em função do caudal mássico é crescente. As duas funções são representadas na Figura 4.16.

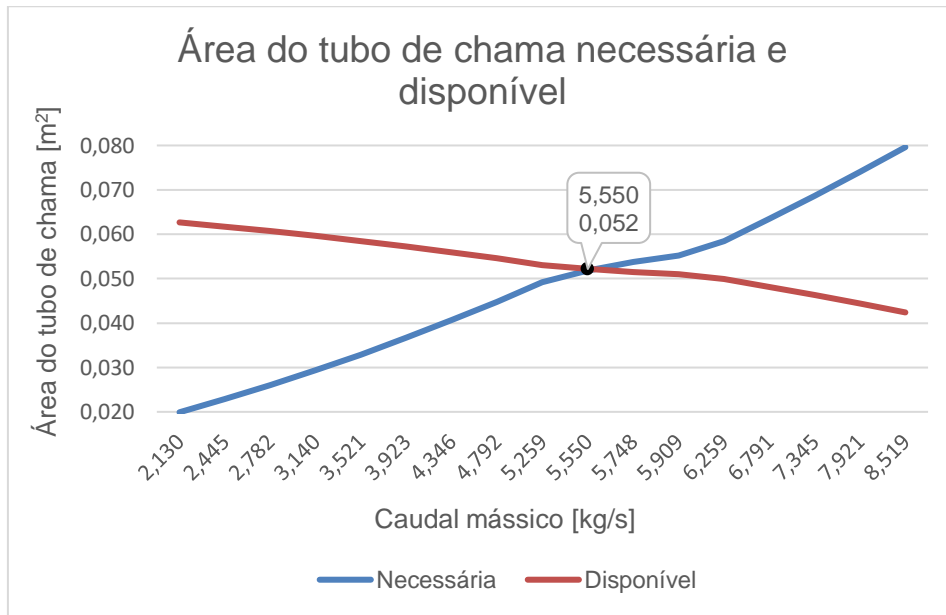


Figura 4.16 – Área de tubo de chama necessária e disponível

Enquanto a área necessária seja inferior à disponível o projeto é exequível, atingindo o seu maior potencial quando as duas curvas se interseitam, já que este é o ponto onde se obtém a maior área do tubo de chama possível e conseqüentemente um maior caudal mássico e força de impulso. É possível observar que o maior caudal mássico possível admitir (para o diâmetro exterior de 0,300 m e a folga imposta) é 5,55 kg/s, correspondendo a uma área do tubo de chama de 0,052 m².

#### 4.4.3 Implementação do Compressor Axial – Definição das dimensões de entrada e saída

Posteriormente, foram calculados os raios, interno e externo das pás alusivas ao primeiro andar do compressor axial. Sendo o raio da raiz da pá,  $r_r$ , e o raio do topo da pá,  $r_t$ , é recomendado que no primeiro andar, o quociente ( $r_r/r_t$ ), também designado de *hub tip ratio*, esteja compreendido entre 0,4 e 0,6. Para selecionar o valor deste parâmetro, recorre-se muitas vezes a um processo iterativo com objetivo de alcançar um projeto que satisfaça certos requisitos, quer a nível das tensões sentidas pelas pás, quer a nível geométrico.

Assumindo que a área transversal das pás reduz com o raio das mesmas, pode-se calcular a tensão centrífuga a que as pás estão sujeitas, através da seguinte equação:

$$\sigma_{ct} = \frac{\rho_M}{2} U_t^2 \left( 1 - \left( \frac{r_r}{r_t} \right)^2 \right) K \quad (4.5)$$

Onde,  $\rho_M$ , é a massa volúmica do material das pás,  $U_t$ , a velocidade de transporte no topo do rotor do compressor,  $(r_r/r_t)$ , o *hub tip ratio* e  $K$ , um fator para contabilizar a redução da área transversal das pás ao longo do raio das mesmas. Habitualmente,  $K$ , toma um valor entre 0,55 e 0,65, pelo que foi selecionado 0,60. A variação da tensão centrífuga e altura das pás em função do *hub tip ratio*, podem ser observadas na Figura 4.17.

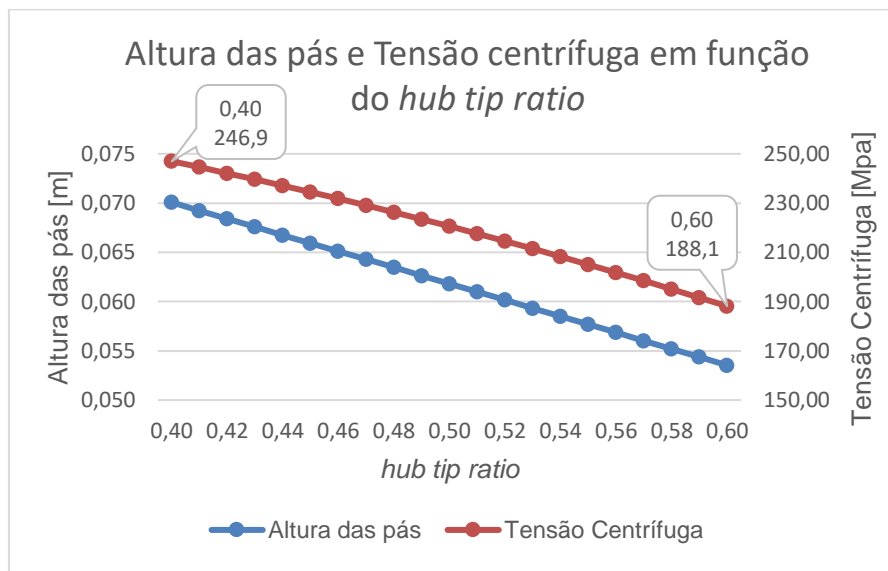


Figura 4.17 – Altura das pás e tensão centrífuga em função do *hub tip ratio*

Concluiu-se que, um *hub tip ratio* mais elevado leva a uma altura das pás menor e consequentemente a uma tensão menor. Por outro lado, um *hub tip ratio* mais baixo leva a uma altura das pás maior e consequentemente a uma tensão maior. Normalmente, as tensões sentidas pelas pás do compressor não são um fator com relevância pois para a velocidade de transporte recomendada (350 m/s) e para a temperatura das pás no primeiro andar (cerca de 288 K), as tensões encontram-se numa magnitude aceitável.

Assim sendo, foi escolhido efetuar o projeto do compressor axial com um *hub tip ratio* de 0,4, permitindo assim admitir um elevado caudal mássico e simultaneamente ter uma área frontal reduzida [2]. Para admitir o caudal mássico de 5,55 kg/s foi necessário ter o primeiro andar do compressor axial com raio exterior de aproximadamente 113 mm, levando assim a um raio no cubo de sensivelmente 45 mm.

Após conclusão do processo iterativo apresentado na Figura 3.16, concluiu-se que a taxa de compressão de 2,44 seria adequada para o compressor axial de modo a obter uma taxa de compressão total de 7,44. Conhecendo a taxa de compressão do compressor axial, obteve-se as

propriedades do escoamento e conseqüentemente as dimensões à saída do compressor. Estes resultados podem ser analisados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Propriedades do escoamento e dimensões gerais do compressor axial

Dimensões de entrada	
Raio no topo da pá - $r_t$ [m]	0,113
Raio médio da pá - $r_m$ [m]	0,079
Raio na raiz da pá - $r_r$ [m]	0,045
Propriedades do escoamento à saída	
Temperatura - $T$ [K]	371
Pressão - $P$ [bar]	2,20
Massa volúmica - $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	2,07
Dimensões de saída	
Área - $A$ [m <sup>2</sup> ]	0,018
Raio no topo da pá - $r_t$ [m]	0,097
Raio médio da pá - $r_m$ [m]	0,079
Raio na raiz da pá - $r_r$ [m]	0,061

#### 4.4.4 Implementação do Compressor Axial – Estimativa do número de andares

No processo de estimativa do número de andares, foi calculada a variação da temperatura de estagnação total do compressor axial e a variação da temperatura de estagnação que ocorre em média por andar. Obteve-se o valor de 94,3 K e 25 K, respetivamente, o que implicaria ter um compressor axial de 3,77, ou seja, 4 andares. Contudo, foi previsto um número de andares superior à estimativa obtida, pois no processo de cálculo não foi considerado o *work done factor*,  $\lambda$ , ou seja, foi considerado que todo o trabalho era transmitido do compressor para o fluido de trabalho, o que não corresponde à realidade. Em suma, o *work done factor* representa o quociente entre o trabalho ideal e o trabalho real que é transferido do compressor para o fluido [2].

#### 4.4.5 Implementação do Compressor Axial – Projeto dos andares

Posteriormente à estimativa do número de andares do compressor axial, procedeu-se ao projeto dos andares. No decurso do trabalho foram respeitadas algumas considerações:

- a) Foi respeitado o critério de *De Haller*, evitando assim grandes deflexões do escoamento e por conseqüência elevadas perdas de pressão no mesmo. Para a aplicação do critério ao rotor e estator de cada andar do compressor, o quociente apresentado na equação (4.6) e (4.7), respetivamente, não deve ser inferior a 0,72.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\cos(\beta_1)}{\cos(\beta_2)} \quad (4.6)$$

$$\frac{C_3}{C_2} = \frac{\cos(\alpha_2)}{\cos(\alpha_3)} \quad (4.7)$$

Sendo,  $V_2$ , a velocidade relativa à saída do rotor,  $V_1$ , a velocidade relativa à entrada do rotor,  $C_3$ , a velocidade absoluta à saída do estator e  $C_2$ , a velocidade absoluta à entrada do estator [2].

- b) O raio médio das pás,  $r_m$ , foi considerado constante no decorrer dos andares, preservando assim a velocidade de transporte no raio médio das pás,  $U_m$ . Assim sendo e tendo em conta as dimensões de entrada no primeiro andar ( $r_t = 0,113 \text{ m}$  e  $r_r = 0,045 \text{ m}$ ), o projeto foi efetuado considerando  $r_m = 0,079 \text{ m}$  e  $U_m = 245 \text{ m/s}$ .
- c) É possível relacionar a variação da velocidade tangencial do fluido,  $\Delta C_w$ , com a variação da temperatura de estagnação,  $\Delta T_0$ , a velocidade de transporte no raio médio das pás do compressor,  $U_m$ , e o *work done factor*,  $\lambda$ , através da seguinte equação [2]:

$$\Delta C_w = \frac{C_p \Delta T_0}{\lambda U_m} \quad (4.8)$$

Visto que o fluido contém apenas velocidade axial à entrada do compressor e pretendia-se que tivesse apenas velocidade axial à saída do mesmo, a variação da velocidade tangencial,  $\Delta C_w$ , deve ser baixa e, portanto, procurou-se um aumento da temperatura de estagnação,  $\Delta T_0$ , no primeiro e último andar mais baixo que nos andares intermédios.

- d) O grau de reação,  $\Lambda$ , varia com o raio da pá, sendo menor junto à raiz e maior no topo da mesma como pode ser observado na Figura 4.18.

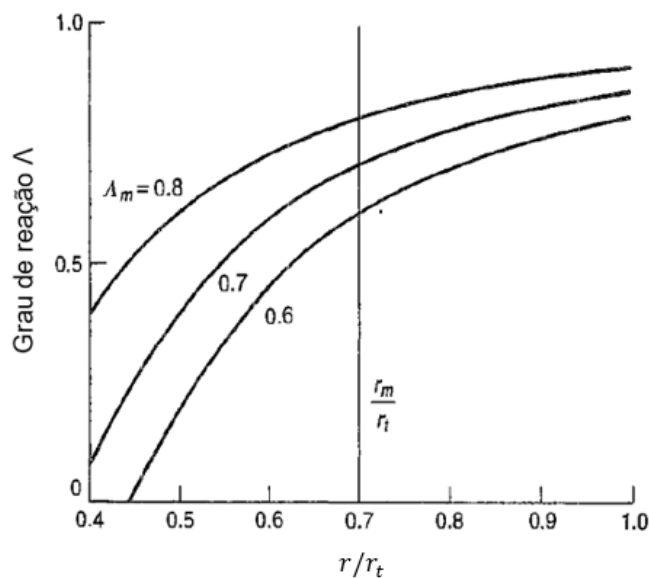


Figura 4.18 – Variação do grau de reação com a altura da pá (Adaptado de [1])

Assim sendo, de modo a evitar um grau de reação muito baixo ou mesmo negativo junto à raiz, é aconselhável que o primeiro andar tenha um maior grau de reação referente ao raio médio da pá, porém, este deve convergir para o valor de 0,5 no decorrer dos andares [2]. O grau de reação de cada andar do compressor axial é dado por [2]:

$$\Lambda = 1 - \frac{C_{w2} + C_{w1}}{2U_m} \quad (4.9)$$

- e) De modo a considerar as perdas que ocorrem na transferência de trabalho, foi considerado um valor para o *work done factor*,  $\lambda$ , de 0,98 para o primeiro andar, 0,93 para o segundo, 0,88 para o terceiro e 0,83 para os seguintes andares [2].
- f) Com o decorrer das iterações, foi necessário ajustar as dimensões de entrada do compressor radial de modo a respeitar a equação da continuidade. Como a velocidade e massa volúmica são iguais, quer na saída do compressor axial, quer na entrada do compressor radial, previa-se que a área de entrada do segundo compressor teria de ser igual à área de saída do primeiro.

Numa primeira iteração, foram considerados os quatro andares obtidos na estimativa. Os resultados obtidos referentes ao projeto dos andares deste compressor axial, podem ser analisados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – 1ª iteração do projeto dos andares do compressor axial

Andar	I	II	III	IV
Variação da temperatura de estagnação - $\Delta T_0$ [K]	22,0	22,5	22,0	27,4
<i>Work Done Factor</i> - $\lambda$	0,98	0,93	0,88	0,83
Grau de reação médio - $\Lambda_m$	0,83	0,70	0,50	0,50
Ângulo entre $V_1$ e $C_{a1}$ - $\beta_1$ [°]	58,5	55,8	49,2	51,8
Ângulo entre $V_2$ e $C_{a2}$ - $\beta_2$ [°]	45,6	39,1	25,4	20,0
Ângulo entre $C_1$ e $C_{a1}$ - $\alpha_1$ [°]	0	9,0	25,4	20,0
Ângulo entre $C_2$ e $C_{a2}$ - $\alpha_2$ [°]	31,5	39,4	49,2	51,8
Ângulo entre $C_3$ e $C_{a3}$ - $\alpha_3$ [°]	9,0	25,4	20,0	31,0
Número de <i>De Haller</i> para rotor - $V_2/V_1$	0,75	0,72	0,72	0,66
Número de <i>De Haller</i> para estator - $C_3/C_2$	0,86	0,86	0,70	0,72
Velocidade tangencial à entrada do rotor - $C_{w1}$ [m/s]	0	23,9	71,2	54,7
Velocidade tangencial à saída do rotor - $C_{w2}$ [m/s]	92,1	123,1	173,8	190,3
Variação da velocidade tangencial - $\Delta C_w$ [m/s]	92,1	99,2	102,6	135,7
Taxa de compressão - $r_p$	1,26	1,25	1,22	1,27
Pressão de estagnação à saída do estator - $P_{03}$ [bar]	1,27	1,58	1,93	2,45
Temperatura de estagnação à saída do estator - $T_{03}$ [K]	310,2	332,7	354,7	382,1

Ao obter um elevado aumento da temperatura de estagnação,  $\Delta T_0$ , no último andar, os quatro andares mostraram-se ser insuficientes. Este elevado aumento da temperatura de estagnação implica uma alta deflexão do escoamento e, portanto, o não cumprimento do critério de *De Haller* no estator do 3º andar e rotor do 4º andar.

Tal como previsto, na segunda iteração foi considerado o uso de mais um andar que o obtido na estimativa, ou seja, cinco andares. Assim sendo, na Tabela 4.13 é possível analisar os resultados alusivos ao compressor axial de cinco andares.

Tabela 4.13 – 2ª iteração do projeto dos andares do compressor axial

Andar	I	II	III	IV	V
Variação da temperatura de estagnação - $\Delta T_0$ [K]	20,0	22,0	22,0	21,0	9,0
<i>Work Done Factor</i> - $\lambda$	0,98	0,93	0,88	0,83	0,83
Grau de reação médio - $\Lambda_m$	0,83	0,70	0,50	0,50	0,50
Ângulo entre $V_1$ e $C_{a1}$ - $\beta_1$ [°]	58,5	55,7	49,2	49,3	44,0
Ângulo entre $V_2$ e $C_{a2}$ - $\beta_2$ [°]	47,1	39,3	25,4	25,2	33,8
Ângulo entre $C_1$ e $C_{a1}$ - $\alpha_1$ [°]	0	9,5	25,4	25,2	33,8
Ângulo entre $C_2$ e $C_{a2}$ - $\alpha_2$ [°]	29,2	39,1	49,2	49,3	44,0
Ângulo entre $C_3$ e $C_{a3}$ - $\alpha_3$ [°]	9,5	25,4	25,2	33,8	0
Número de <i>De Haller</i> para rotor - $V_2/V_1$	0,77	0,73	0,72	0,72	0,87
Número de <i>De Haller</i> para estator - $C_3/C_2$	0,89	0,86	0,72	0,78	0,72
Velocidade tangencial à entrada do rotor - $C_{w1}$ [m/s]	0	25,0	71,2	70,6	100,3
Velocidade tangencial à saída do rotor - $C_{w2}$ [m/s]	83,7	122,0	173,8	174,4	144,7
Variação da velocidade tangencial - $\Delta C_w$ [m/s]	83,7	97,0	102,6	103,8	44,5
Taxa de compressão - $\rho_p$	1,24	1,24	1,23	1,20	1,08
Pressão de estagnação à saída do estator - $P_{03}$ [bar]	1,24	1,54	1,89	2,27	2,45
Temperatura de estagnação à saída do estator - $T_{03}$ [K]	308,2	330,2	352,2	373,2	382,1

Após análise dos resultados obtidos na segunda iteração, concluiu-se que foi alcançado um bom projeto para o compressor axial, respeitando as recomendações e considerações apresentadas de a) a e). A adição de um andar em relação à estimativa, levou a uma variação da temperatura de estagnação mais baixa nos últimos andares e consequentemente a uma redução da deflexão do escoamento e cumprimento do critério de *De Haller*.

Para melhor compreensão dos ângulos apresentados na Tabela 4.13, são apresentados os triângulos de velocidade para cada um dos cinco andares na Figura 4.19 e Figura 4.20.

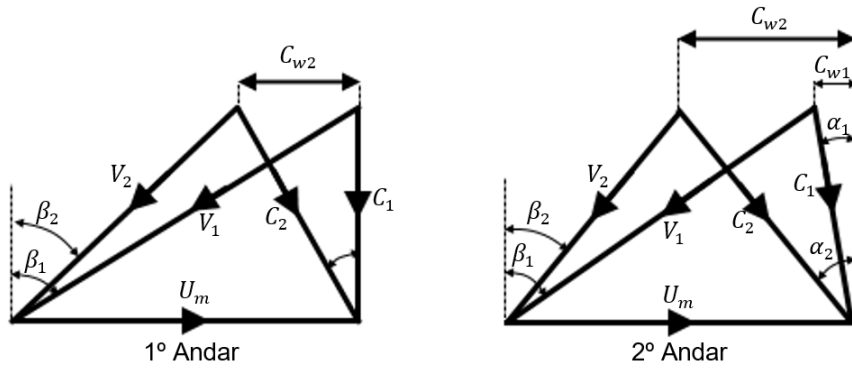


Figura 4.19 – Triângulos de velocidade do 1º e 2º andar

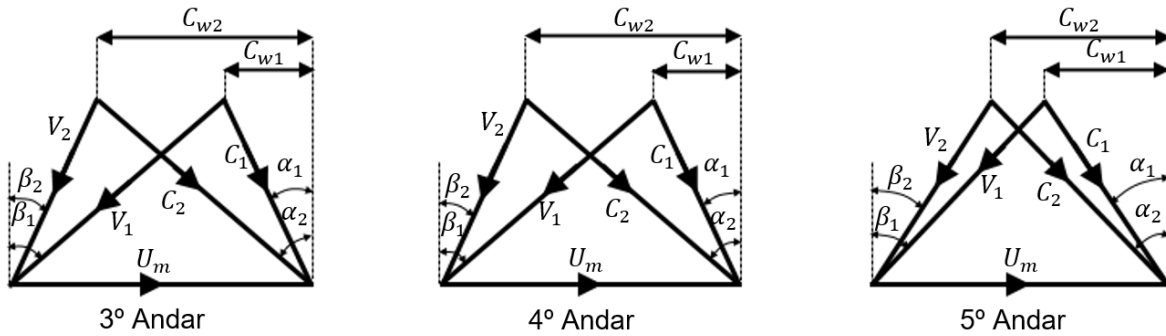


Figura 4.20 – Triângulos de velocidade do 3º, 4º e 5º andar

#### 4.4.6 Modificações ao caso A (após adição do compressor axial)

Com a adição do compressor axial, foi necessário confirmar se alguma alteração teria de ser efetuada nos restantes componentes da turbina a gás, nomeadamente ao compressor radial, à câmara de combustão e à turbina.

De modo a respeitar a equação da continuidade (consideração f)), foi necessário aumentar o diâmetro exterior de entrada do compressor radial de 0,150 m para 0,162 m. O mesmo acontece com as dimensões de entrada e saída do difusor, que viram o seu valor incrementado relativamente ao caso A. Estas alterações podem ser observadas na Figura 4.21.

Como observado na Tabela 4.11 e na Figura 4.21, as dimensões de saída do compressor axial ( $r_t = 0,097\text{ m}$  e  $r_r = 0,061\text{ m}$ ) e de entrada do compressor radial ( $r_t = 0,162/2 = 0,081\text{ m}$  e  $r_r = 0,060/2 = 0,030\text{ m}$ ) não coincidiram, pelo que foi necessário adicionar uma conduta que conectasse os dois componentes.

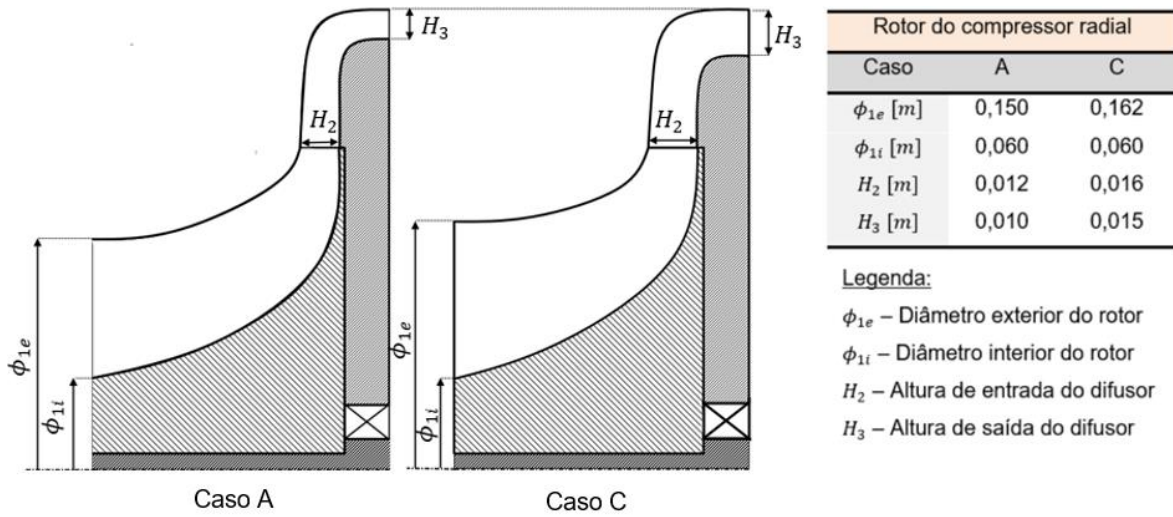


Figura 4.21 – Alterações efetuadas ao compressor radial após adição do compressor axial

Com o aumento do caudal mássico de 2,45 kg/s para 5,55 kg/s, a folga entre o tubo de chama e as paredes da câmara de combustão aumentou de 10 mm para 15 mm, reduzindo a área do tubo de chama de 0,058 m<sup>2</sup> para 0,052 m<sup>2</sup>.

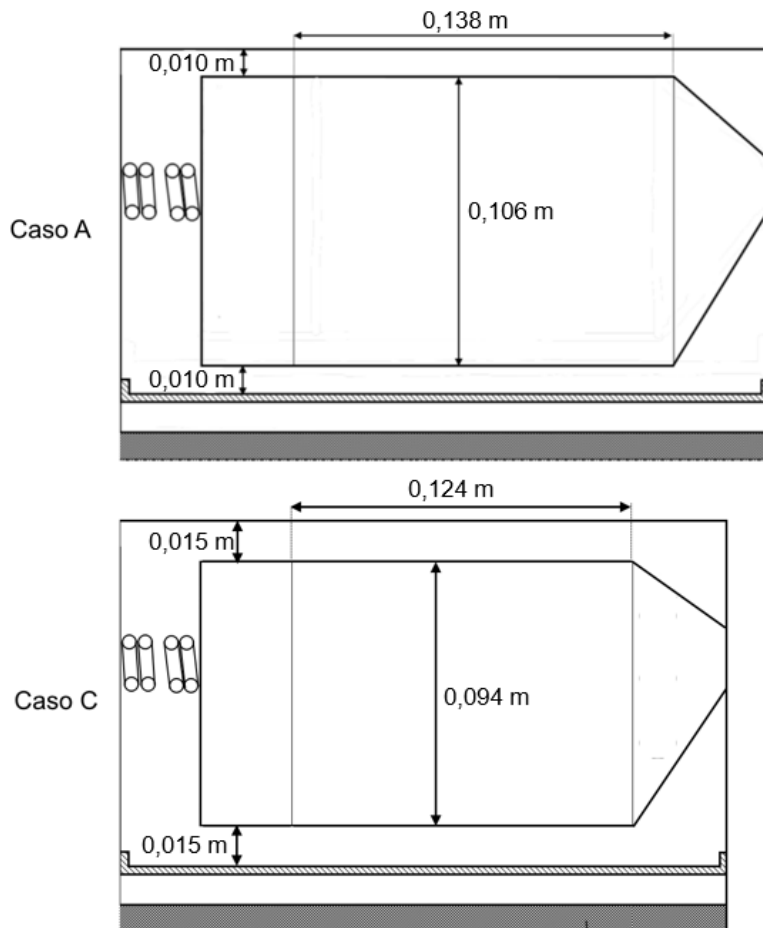


Figura 4.22 – Alterações à câmara de combustão após adição do compressor axial

Com esta redução seria de esperar que a área do tubo de chama não fosse suficiente para escoar todo o caudal mássico. Porém, devido ao aumento da velocidade do fluido no interior da câmara de combustão para 60 m/s e devido ao aumento da massa volúmica de 1,01 kg/m<sup>3</sup> para 1,82 kg/m<sup>3</sup>, foi possível escoar todo o caudal mássico. A redução da área do tubo de chama, incitou ainda a uma redução da zona secundária do tubo de 0,138 m para 0,124 m. As alterações às dimensões da câmara de combustão podem ser observadas na Figura 4.22.

O valor recomendado para a velocidade de transporte no topo do rotor do 1º andar do compressor axial é de 350 m/s, o que corresponde a uma velocidade angular de aproximadamente 493 rps. Por outro lado, a velocidade de transporte à saída do compressor radial é de 450 m/s, o que corresponde a uma velocidade angular de 682 rps. Devido à diferença entre velocidades angulares, inicialmente foi considerada a hipótese de usar dois veios na turbina a gás, assim como dois andares para a turbina, um de alta pressão seguido de outro de baixa pressão. Contudo, durante a análise de tensões que será apresentada a posteriori, o uso de dois veios mostrou-se inexequível devido ao elevado valor das tensões obtidas e, portanto, não fará parte da solução final.

Na Tabela 4.14, podem ser observadas as dimensões da turbina do caso A e do caso C e na Figura 4.23, uma representação da turbina para cada caso.

Tabela 4.14 – Dimensões da turbina no caso A e após adição do compressor axial

	Caso A			Caso					
				Andar de alta pressão (I)			Andar de baixa pressão (II)		
	Entrada Estator (4)	Folga (F)	Saída Rotor (5)	Entrada Estator (4)	Folga (F)	Saída Rotor (5)	Entrada Estator (4)	Folga (F)	Saída Rotor (5)
<i>A</i> [m <sup>2</sup> ]	0,011	0,014	0,018	0,014	0,017	0,022	0,022	0,025	0,029
<i>H</i> [m]	0,018	0,022	0,028	0,022	0,027	0,035	0,035	0,039	0,045
<i>r<sub>t</sub></i> [m]	0,109	0,111	0,114	0,111	0,114	0,117	0,117	0,120	0,123
<i>r<sub>r</sub></i> [m]	0,091	0,089	0,086	0,089	0,086	0,083	0,083	0,080	0,077
	Estator (4F)	Folga (F)	Rotor (F5)	Estator (4F)	Folga (F)	Rotor (F5)	Estator (4F)	Folga (F)	Rotor (F5)
<i>W</i> [m]	0,012	0,007	0,018	0,014	0,009	0,022	0,013	0,007	0,017

O aumento do caudal mássico teve uma maior influência na área, quando comparado com o aumento da massa volúmica do fluido de trabalho. Assim sendo, a turbina viu a sua área transversal aumentar, o que levou a pás com uma altura superior. A largura do estator, folga e rotor também viu o seu valor incrementado.

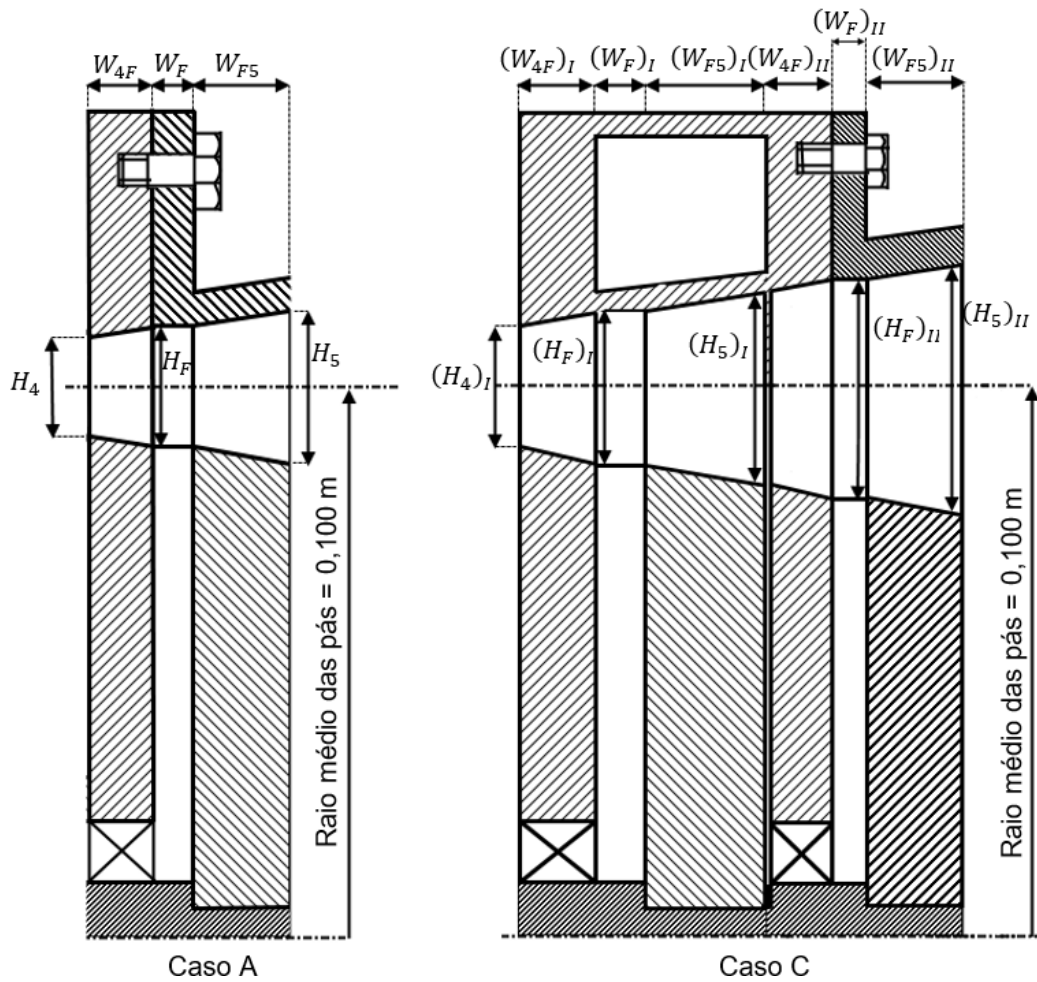


Figura 4.23 – Representação da turbina do caso A e do caso C

Com o aumento do caudal mássico, as áreas de entrada e saída da tubeira propulsora também viram o seu valor incrementado, sendo que a área de saída aumentou de  $0,010 \text{ m}^2$  para  $0,017 \text{ m}^2$ . As dimensões de entrada da tubeira coincidem com as da saída do andar de baixa pressão da turbina. Na Figura 4.24, pode ser observada a tubeira propulsora do caso A e caso C.

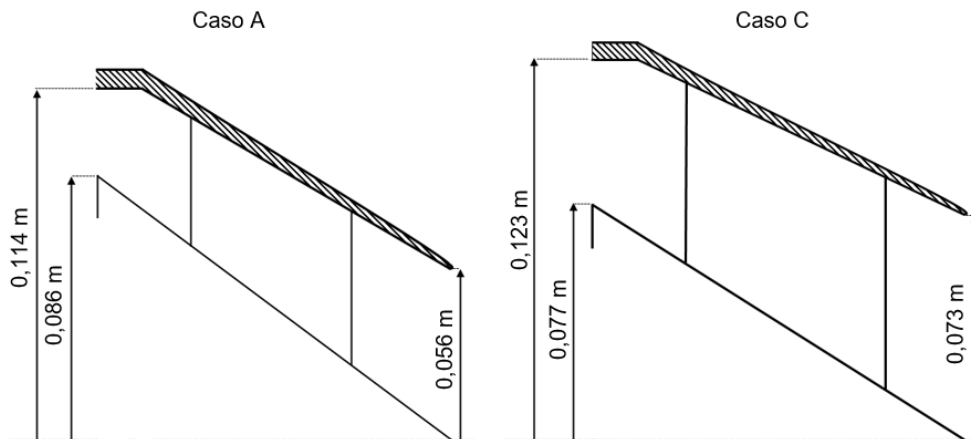


Figura 4.24 – Alterações na tubeira propulsora após adição do compressor axial

Posto isto, a turbina a gás obtida após a adição do compressor axial com cinco andares pode ser observado na Figura 4.25. No entanto, é bastante importante frisar que esta se trata de uma solução intermédia pois faltava efetuar a análise de tensões da turbina. A solução final será apresentada no final do capítulo.

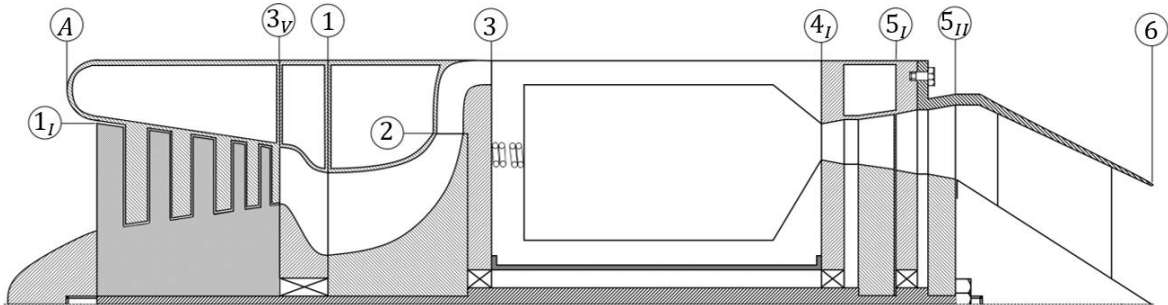


Figura 4.25 – Solução intermédia do caso C

#### 4.4.7 Análise de Tensões – Turbina de Alta Pressão

Para mais informação acerca das equações e metodologia aplicada na análise de tensões, será útil a consulta do subcapítulo 3.4 desta dissertação. A priori, era espectável uma tensão mais aceitável na turbina de baixa pressão pois para além da velocidade angular desta ser mais baixa, a temperatura do escoamento é também mais reduzida, permitindo assim tensões mais elevadas. Por esta razão, as tensões da turbina de alta pressão foram analisadas primeiro.

Para a turbina de alta pressão, obteve-se aproximadamente 304 MPa para a tensão centrífuga e cerca de 19 MPa para a tensão de flexão das pás do rotor. Em seguida, foi confirmado se as tensões se encontravam dentro dos limites recomendados de modo a obter uma vida útil de 10 000 horas. Como se pode observar na Figura 4.26, para uma temperatura de estagnação à entrada da turbina de 1300 K, a conjugação das tensões não é a mais aconselhada, sendo que o ponto de funcionamento se encontra longe do limite recomendado.

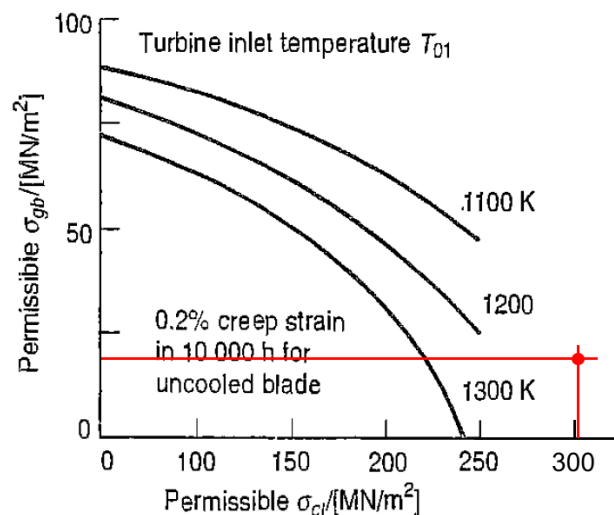


Figura 4.26 – Tensões da solução intermédia (adaptado de [2])

Conclui-se também que, a tensão centrífuga tem um efeito bastante prejudicial para as pás, quando comparado com a tensão de flexão, pelo que se procedeu à redução da tensão centrífuga com objetivo de colocar o ponto de funcionamento na zona recomendada. Analisando os fatores que influenciam a tensão centrífuga, concluiu-se que a principal razão para o aumento da mesma, foi o aumento do caudal mássico e conseqüente aumento da altura das pás da turbina, tal como ficou evidente na Tabela 4.14 e Figura 4.23.

Assumindo que o material utilizado no fabrico das pás não pode ser alterado, os únicos parâmetros possíveis de modificar com objetivo de reduzir esta tensão são a velocidade angular,  $\omega$ , e a área transversal da turbina,  $A$ . Reduzir a área implicava diminuir o caudal mássico e conseqüentemente a força de impulso obtida, pelo que a primeira medida que se implementou consistiu em igualar a velocidade angular da turbina de alta pressão à velocidade angular da turbina de baixa pressão. Concretizando esta ação, a velocidade angular da turbina de alta pressão viu o seu valor reduzido de 682 rps para 493 rps, eliminando assim o uso de dois veios tal como sugerido previamente, no subcapítulo 4.4.6.

Visto que a turbina de alta pressão se encontrava conectada ao compressor radial, a redução na velocidade angular deste andar da turbina levou à diminuição da velocidade de rotação do rotor do compressor radial. Conseqüentemente, o trabalho entregue ao fluido pelo mesmo viu o seu valor reduzido e a taxa de compressão de 7,44 deixou de ser atingida. Por conseguinte, a massa volúmica do fluido à saída do rotor do compressor radial diminuiu, incitando a necessidade de aumentar as dimensões do difusor, tubo de chama e turbina.

Como o trabalho entregue pelo compressor axial mantém-se inalterado, as propriedades do fluido à entrada do compressor radial são preservadas, pelo que as dimensões de entrada do rotor deste compressor não necessitam de ser alteradas. Em relação ao compressor radial da solução intermédia, apresentado na Figura 4.21, apenas foi necessário aumentar a dimensão de entrada do difusor,  $H_2$ , e de saída do mesmo,  $H_3$ , em 5 mm e 7 mm, respetivamente. Estas alterações podem ser analisadas na Figura 4.27.

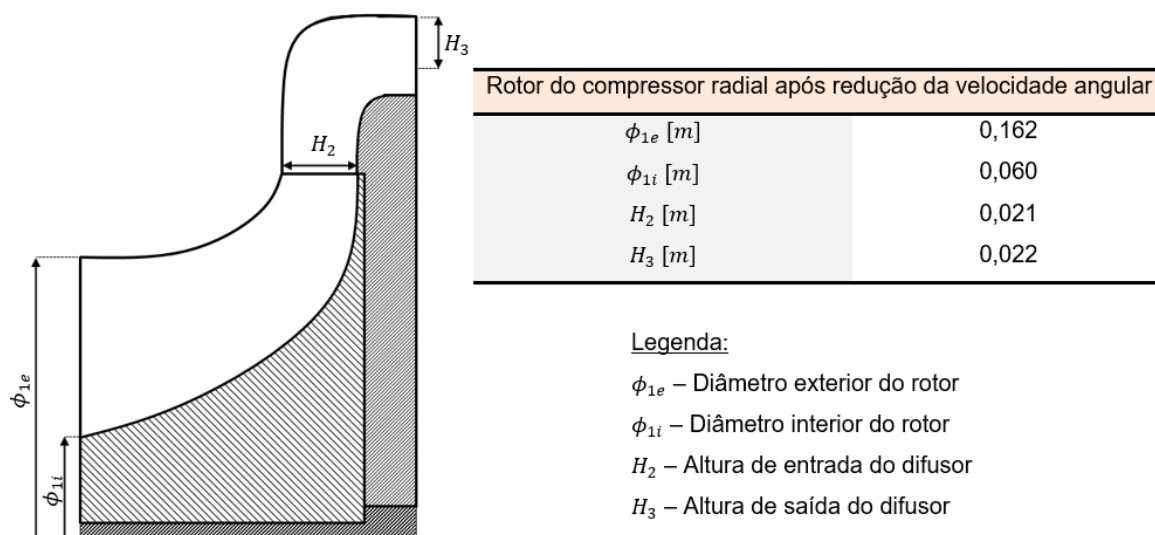


Figura 4.27 – Compressor radial após redução da velocidade angular

Quanto ao tubo de chama, este teria de aumentar para dimensões inexequíveis, já que a massa volúmica do fluido à entrada da câmara de combustão seria mais baixa após a redução da velocidade angular do compressor radial. Assim sendo, seria necessária uma área de tubo de chama de  $0,084 \text{ m}^2$  para escoar todo o caudal mássico, quando comparada com a área disponível de apenas  $0,045 \text{ m}^2$ .

O mesmo aconteceu na turbina, ou seja, com a redução da massa volúmica do fluido de trabalho, a área transversal da turbina aumentou o que levou a pás com maior altura. Em comparação com a turbina da solução intermédia apresentada na Figura 4.23, a altura das pás na entrada do estator, folga e saída do rotor aumentou em 14 mm, 13 mm e 10 mm, respetivamente. A largura do estator, folga e rotor da turbina diminuiu em 2 mm, 2 mm e 7 mm, respetivamente. A turbina de alta pressão, após a redução da velocidade angular,  $\omega$ , pode ser observada na Figura 4.28.

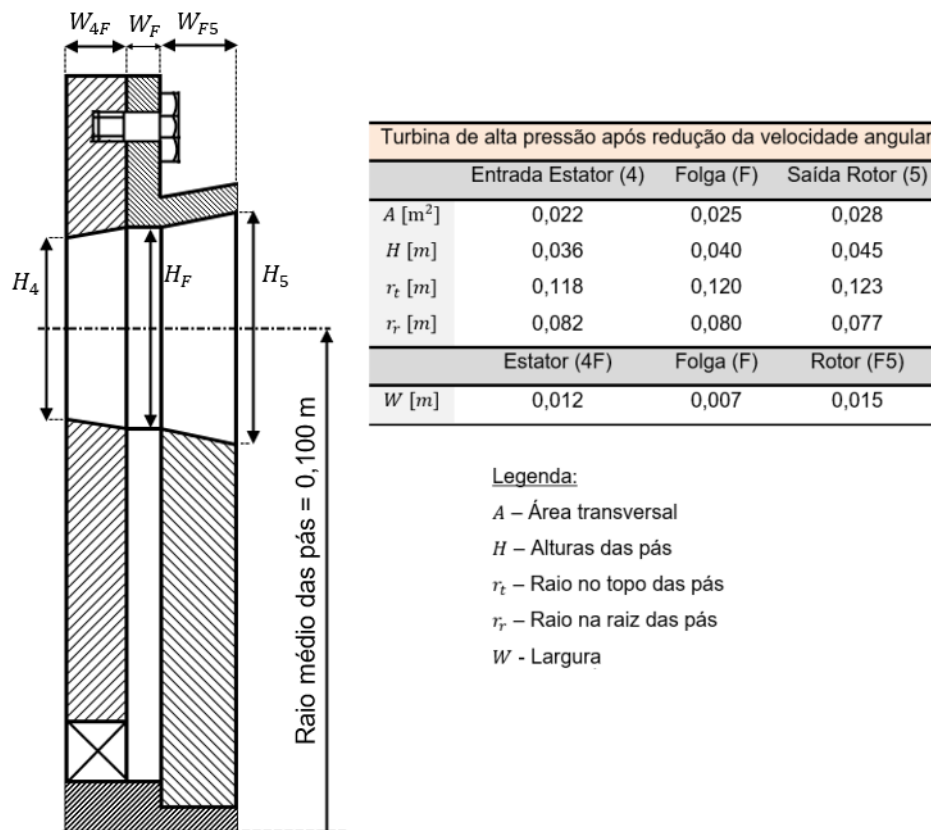


Figura 4.28 – Turbina de alta pressão após redução da velocidade angular

Com o aumento da altura das pás da turbina, seria de esperar um aumento da tensão centrífuga sentida pelas pás do rotor, contudo, a diminuição da velocidade angular da turbina tem uma maior influência sobre esta tensão quando comparada com o aumento da altura das pás. Isto pode ser confirmado ao observar a equação (3.1), onde se conclui que a velocidade angular,  $\omega$ , está elevado ao quadrado em comparação com o expoente unitário aplicado à área transversal,  $A$ .

Sendo assim, a tensão centrífuga viu o seu valor diminuído para 217 MPa, porém, a redução da largura do estator, folga e rotor da turbina, levou a uma diminuição da corda das pás e consequentemente um aumento da tensão de flexão das mesmas para aproximadamente 49 MPa.

Como pode ser observado na Figura 4.29, o ponto de funcionamento ainda se encontrava numa zona indesejada para cumprimento das 10 000 horas de vida útil (para a temperatura de limite metalúrgico de 1300 K).

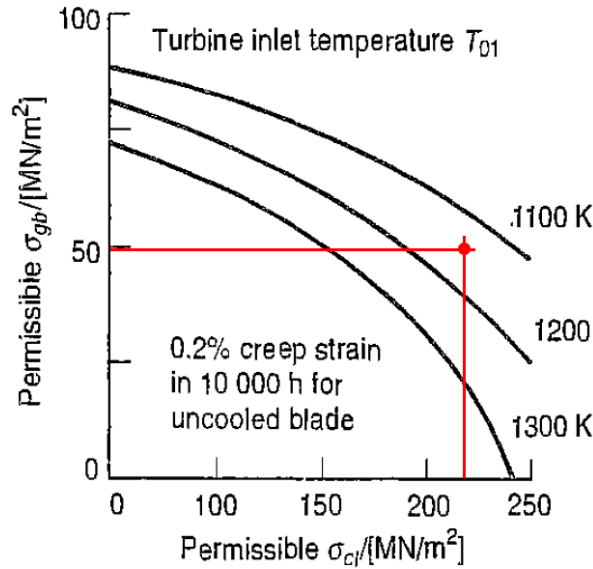


Figura 4.29 – Tensões após redução da velocidade angular (adaptado de [2])

Na tentativa de permitir que todo o caudal mássico admitido fosse escoado na câmara de combustão e de simultaneamente, colocar o ponto de funcionamento referente às tensões numa zona mais segura, uma segunda medida foi tomada. A priori, foi admitida a possibilidade de executar três ações:

- Ação 1 – Adicionar mais andares ao compressor axial, e assim voltar a atingir a taxa de compressão de 7,44.
- Ação 2 – Reduzir a área de admissão, reduzindo o caudal mássico admitido.
- Ação 3 – Uma conjugação das ações tomadas em 1 e 2, ou seja, um ligeiro aumento da taxa de compressão acompanhado de uma redução da área de admissão.

Como o principal objetivo da dissertação consistiu no aumento da força de impulso, foi selecionada a ação 1, pois é esta que otimiza o ciclo termodinâmico e por consequência proporciona uma maior força de impulso. Conciliando com o facto de na ação 2 e 3 ser reduzido o caudal mássico admitido, é seguro afirmar que não será atingido uma força de impulso maior do que na ação 1.

A execução desta ação compensou a redução do trabalho entregue ao fluido pelo compressor radial, através do aumento do trabalho transmitido pelo compressor axial. Para tal, foi

aumentada a taxa de compressão deste compressor de 2,44 para 4,40, ampliando o número de andares de cinco para oito. Com esta medida, a taxa de compressão total atingiu o valor de 7,45.

Na Tabela 4.15, são apresentadas as propriedades à saída de cada andar do compressor axial, assim como as suas dimensões. As dimensões da entrada do compressor axial mantêm-se inalteradas, pois não ocorre variação das propriedades atmosféricas. Porém, com o aumento da taxa de compressão do compressor axial, a massa volúmica à saída do mesmo aumenta, levando a uma redução da área de saída em relação à solução intermédia. Para o cálculo da largura de cada andar, foi considerado um ângulo de convergência,  $\theta_c$  de  $8^\circ$ .

Tabela 4.15 – Propriedades do escoamento e geometria do compressor axial final

Compressor axial – Propriedades do escoamento e dimensões									
Andar		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Entrada do rotor	Raio do topo da pá - $r_t$ [m]	0,113	0,108	0,104	0,101	0,098	0,096	0,094	0,092
	Raio da raiz da pá - $r_r$ [m]	0,045	0,050	0,054	0,057	0,060	0,062	0,064	0,066
	Altura da pá - $H$ [m]	0,068	0,058	0,050	0,044	0,038	0,034	0,030	0,026
Saída do rotor	Raio do topo da pá - $r_t$ [m]	0,111	0,106	0,102	0,099	0,097	0,095	0,093	0,092
	Raio da raiz da pá - $r_r$ [m]	0,048	0,052	0,056	0,059	0,061	0,063	0,065	0,066
	Altura da pá - $H$ [m]	0,063	0,054	0,046	0,040	0,036	0,032	0,028	0,026
Propriedades do escoamento à saída do estator	Velocidade absoluta - $C_3$ [m/s]	151,8	165,6	165,3	165,3	165,3	165,3	167,0	163,6
	Temperatura estática - $T_3$ [K]	297,7	318,5	341,1	362,6	384,1	405,6	426,8	447,3
	Pressão estática - $P_3$ [bar]	1,10	1,36	1,69	2,05	2,46	2,92	3,43	3,98
	Massa volúmica - $\rho_3$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,28	1,48	1,72	1,97	2,23	2,51	2,80	3,10
Saída do estator	Área - $A$ [m <sup>2</sup> ]	0,029	0,025	0,021	0,019	0,017	0,015	0,013	0,012
	Raio do topo da pá - $r_t$ [m]	0,108	0,104	0,101	0,098	0,096	0,094	0,092	0,091
	Raio da raiz da pá - $r_r$ [m]	0,050	0,054	0,057	0,060	0,062	0,064	0,066	0,067
	Altura da pá - $H$ [m]	0,058	0,050	0,044	0,038	0,034	0,030	0,026	0,024
Largura (convergência de $8^\circ$ )	Total - $W$ [m]	0,035	0,028	0,025	0,019	0,016	0,013	0,011	0,009
	Rotor - $W_{Rotor}$ [m]	0,017	0,014	0,012	0,010	0,008	0,007	0,006	0,005
	Estator - $W_{Estator}$ [m]	0,018	0,014	0,013	0,009	0,008	0,006	0,005	0,004

Respeitando a consideração f) apresentada no subcapítulo 4.4.5, foi necessário ajustar as dimensões de entrada do compressor radial. Foi necessária, a redução do diâmetro exterior de entrada do compressor radial de 0,162 m para 0,140 m e um aumento do diâmetro interior de 0,060 m para 0,065 m. Mais uma vez, do aumento da massa volúmica, resultou uma diminuição das dimensões do difusor do compressor radial. Assim sendo, a entrada do mesmo viu o seu valor reduzido de 21 mm para 14 mm e a saída de 22 mm para sensivelmente 15 mm. Comparando as novas dimensões de saída do compressor axial ( $r_t = 0,091$  m e  $r_r = 0,067$  m) com as novas dimensões de entrada do compressor radial ( $r_t = 0,140/2 = 0,070$  m e  $r_r = 0,065/2 = 0,0325$  m), concluiu-se que estas continuavam diferentes pelo que foi mantida a conduta de conexão entre os dois componentes. O compressor final pode ser observado na Figura 4.30.

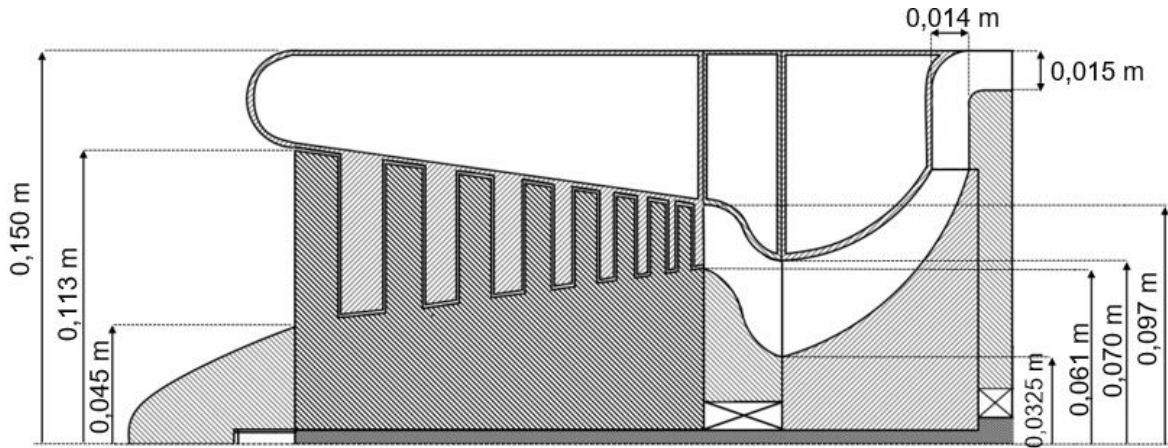
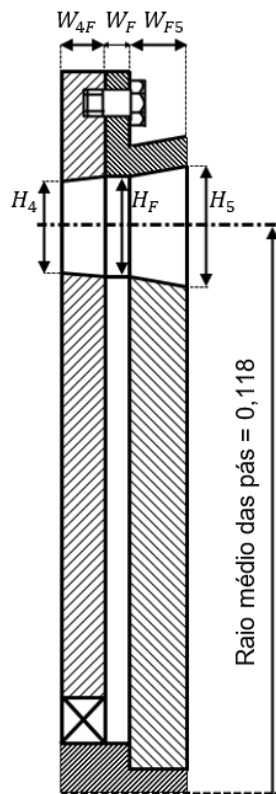


Figura 4.30 – Compressor final

Na turbina, como consequência do aumento da massa volúmica do fluido, a área transversal diminui, provocando uma redução da altura das pás e consequentemente da tensão centrífuga para 144 MPa. A largura do estator, folga e rotor também diminuiu. As dimensões da turbina de alta pressão após o aumento do número de andares do compressor axial, podem ser observadas na Figura 4.31.



Turbina de alta pressão após ação 1			
	Entrada Estator (4)	Folga (F)	Saída Rotor (5)
$A$ [m <sup>2</sup> ]	0,014	0,016	0,019
$H$ [m]	0,019	0,022	0,026
$r_t$ [m]	0,127	0,128	0,130
$r_r$ [m]	0,108	0,107	0,105
	Estator (4F)	Folga (F)	Rotor (F5)
$W$ [m]	0,009	0,005	0,012

Legenda:

$A$  – Área transversal

$H$  – Altura das pás

$r_t$  – Raio no topo das pás

$r_r$  - Raio na raiz das pás

$W$  - Largura

Figura 4.31 – Andar de alta pressão da turbina final

Ao suprimir o uso de dois veios, o trabalho fornecido aos dois compressores será igualmente distribuído pelos dois andares da turbina. Consequentemente, o primeiro andar da turbina viu o

trabalho gerado diminuir de 1024,1 kW para 750,1 kW e o trabalho gerado pelo segundo andar da turbina viu o seu valor aumentar de 526,1 kW para 750,1 kW. Isto provocou uma alteração no grau de reação da turbina, pelo que foi necessário aumentar o raio médio da mesma com objetivo de readquirir um grau de reação,  $\Delta$ , de aproximadamente 0,5. Assim sendo, o raio médio da turbina da alta pressão aumentou de 0,100 m para 0,118 m, tal como pode ser confirmado na Figura 4.31. Consequentemente, a mesma alteração teve de ser efetuada ao andar de baixa pressão.

Comparando com a turbina obtida anteriormente e apresentada na Figura 4.28, a altura das pás na entrada do estator, folga e saída do rotor foram reduzidas em 17 mm, 18 mm e 19 mm, respetivamente. Quanto à largura do estator, folga e rotor, esta foi reduzida em 3 mm, 2 mm e 3 mm, respetivamente.

Apesar da diminuição da corda das pás, a tensão de flexão das mesmas diminuiu a sua magnitude de 49 MPa para 40 MPa. Esta diminuição na tensão, resultou da redução da altura das pás e do simultâneo aumento do número de pás do rotor. Com a redução da velocidade angular do andar de alta pressão e conseqüente aumento do número de andares do compressor axial, conseguiu-se colocar as tensões abaixo do limite recomendado mantendo a taxa de compressão da solução intermédia, como pode ser observado na Figura 4.32.

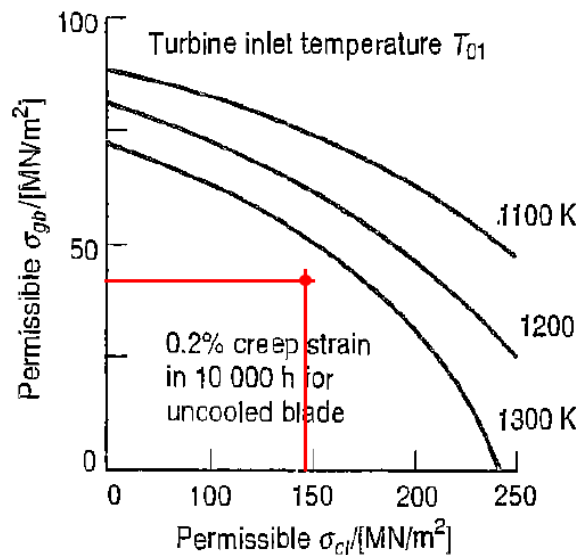


Figura 4.32 – Tensões após execução da ação 1 (adaptado de [2])

#### 4.4.8 Análise de Tensões – Turbina de Baixa Pressão

Analisadas as tensões da turbina de alta pressão, foram verificadas as tensões da turbina de baixa pressão, obtendo-se uma tensão centrífuga de 205 MPa e uma tensão de flexão das pás de 23 MPa. Como espectável, estas tensões encontram-se dentro do limite recomendado, já que a temperatura de estagnação à entrada deste andar é mais baixa – perto dos 1183 K, levando a uma gama de tensões recomendada mais abrangente. Na Figura 4.33, pode ser observado o combinar das tensões sentidas pelas pás do andar de baixa pressão e na Figura 4.34 as dimensões desse andar.

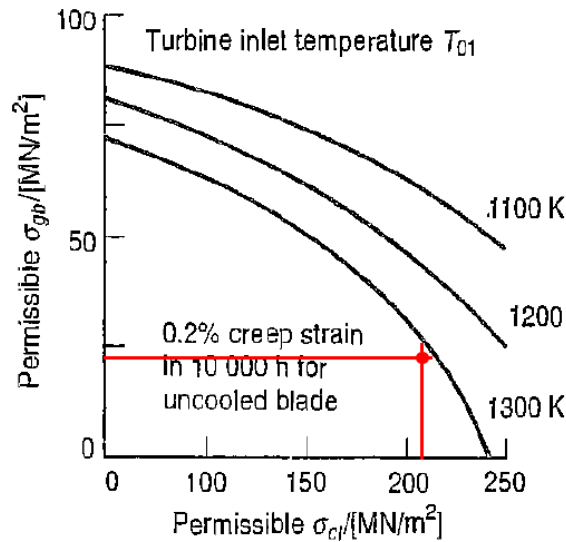
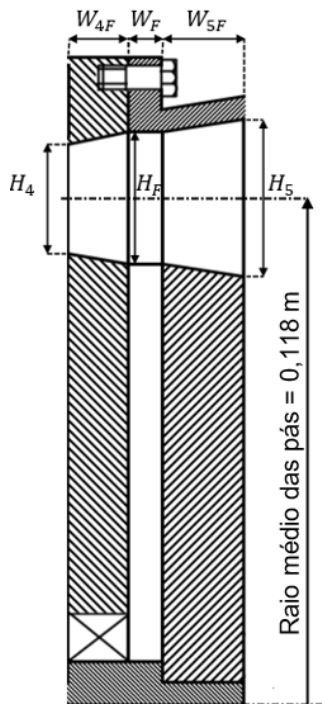


Figura 4.33 – Tensões da turbina de baixa pressão (adaptado de [2])



Turbina de baixa pressão após ação 1			
	Entrada Estator (4)	Folga (F)	Saída Rotor (5)
$A$ [m <sup>2</sup> ]	0,019	0,023	0,028
$H$ [m]	0,026	0,031	0,037
$r_t$ [m]	0,130	0,133	0,136
$r_r$ [m]	0,105	0,102	0,099
	Estator (4F)	Folga (F)	Rotor (F5)
$W$ [m]	0,014	0,008	0,019

**Legenda:**

- $A$  – Área transversal
- $H$  – Altura das pás
- $r_t$  – Raio no topo das pás
- $r_r$  – Raio na raiz das pás
- $W$  – Largura

Figura 4.34 – Andar de baixa pressão da turbina final

**4.4.9 Ângulos das pás na raiz e topo**

Os ângulos obtidos até então dizem respeito ao raio médio da pá. Como referido no Capítulo 3, devido à variação da velocidade de transporte do rotor com o raio, os ângulos das pás na raiz e topo são diferentes relativamente ao raio médio.

Posto isto, na Tabela 4.16 são apresentados os ângulos na raiz, meio e topo das guias do compressor radial e das pás do compressor axial e turbina. No subcapítulo 2.3.9 é possível relembrar os triângulos de velocidade de cada componente, assim como os ângulos apresentados em seguida.

Tabela 4.16 – Ângulos das guias e pás

Ângulos das guias do rotor do compressor radial									
$\varphi$ [°]		Topo	Meio		Raiz				
		23,4	32,2		49,4				
Ângulos das pás do compressor axial									
Andar		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
$\alpha_1$ [°]	Topo	0	6,3	19,5	20,0	20,5	20,9	21,3	22,7
	Meio	0	8,6	25,0	24,8	24,8	24,8	24,8	26,0
	Raiz	0	13,5	34,4	32,5	31,3	30,4	29,7	30,4
$\beta_1$ [°]	Topo	89,8	64,8	60,9	59,8	58,8	57,9	57,2	56,1
	Meio	89,8	56,0	49,4	49,5	49,5	49,5	49,5	48,9
	Raiz	89,6	38,5	23,3	28,8	32,4	35,1	37,2	37,7
$\alpha_2$ [°]	Topo	22,8	31,7	42,0	43,0	43,7	44,3	44,8	44,6
	Meio	30,4	39,6	49,4	49,5	49,5	49,5	49,5	48,9
	Raiz	44,2	51,5	58,9	57,6	56,5	55,6	54,9	53,7
$\beta_2$ [°]	Topo	62,4	58,2	51,4	48,9	46,9	45,1	43,4	42,6
	Meio	46,3	38,8	25,0	24,8	24,8	24,8	24,8	26,0
	Raiz	-2,3	-12,6	-28,3	-21,2	-15,0	-9,9	-5,6	-0,2
Ângulos das pás da turbina									
Andar		Alta pressão (I)				Baixa pressão (II)			
$\alpha_F$ [°]	Topo	59,1				48,4			
	Meio	62,2				53,4			
	Raiz	65,5				59,2			
$\beta_F$ [°]	Topo	-26,4				-27,6			
	Meio	-0,7				-1,8			
	Raiz	28,5				29,7			
$\alpha_5$ [°]	Topo	0				0			
	Meio	0				0			
	Raiz	0				0			
$\beta_5$ [°]	Topo	65,9				59,4			
	Meio	62,3				54,0			
	Raiz	57,5				46,8			

#### 4.4.10 Solução Final

Após todas as alterações subjacentes à análise de tensões da turbina, foi encontrada a solução final da turbina a gás. Esta solução permite obter 4201 N de força de impulso. Os

componentes, assim como alguns dos parâmetros calculados para cada um, foram apresentados no decorrer do Capítulo 4. Contudo, na Tabela 4.17 é efetuado um resumo das dimensões mais significativas de cada componente e na Figura 4.35 é apresentada uma ilustração da solução final.

Tabela 4.17 – Resumo das dimensões da solução final

Compressor axial									
Andar		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Entrada rotor	$r_t$ [m]	0,113	0,108	0,104	0,101	0,098	0,096	0,094	0,092
	$r_r$ [m]	0,045	0,050	0,054	0,057	0,060	0,062	0,064	0,066
Saída rotor	$r_t$ [m]	0,111	0,106	0,102	0,099	0,097	0,095	0,093	0,092
	$r_r$ [m]	0,048	0,052	0,056	0,059	0,061	0,063	0,065	0,066
Saída estator	$r_t$ [m]	0,108	0,104	0,101	0,098	0,096	0,094	0,092	0,091
	$r_r$ [m]	0,050	0,054	0,057	0,060	0,062	0,064	0,066	0,067
Largura	$W_{rotor}$ [m]	0,017	0,014	0,012	0,010	0,008	0,007	0,006	0,005
	$W_{estator}$ [m]	0,018	0,014	0,013	0,009	0,008	0,006	0,005	0,004
Compressor radial									
Entrada rotor		Saída rotor			Altura difusor				
$\phi_{1i}$ [m]	$\phi_{1e}$ [m]	$\phi_2$ [m]			$H_2$ [m]	$H_3$ [m]			
0,65	0,140	0,210			0,014	0,015			
Câmara de combustão									
$A_{c.c}$ [m <sup>2</sup> ]	$Folga$ [m]			$H$ [m]		$L$ [m]			
0,052	0,015			0,093		0,122			
Turbina									
Andar		Alta pressão (I)			Baixa pressão (II)				
Entrada estator	$r_t$ [m]	0,127			0,130				
	$r_r$ [m]	0,108			0,105				
Saída estator / Entrada rotor	$r_t$ [m]	0,128			0,133				
	$r_r$ [m]	0,107			0,102				
Saída rotor	$r_t$ [m]	0,130			0,136				
	$r_r$ [m]	0,105			0,099				
Largura	$W_{estator}$ [m]	0,009			0,014				
	$W_{folga}$ [m]	0,005			0,008				
	$W_{rotor}$ [m]	0,012			0,019				
Tubeira propulsora									
Entrada				Saída					
$r_{5e}$ [m]	$r_{5i}$ [m]			$r_{6e}$ [m]			$r_{6i}$ [m]		
0,136	0,099			0,072			0		

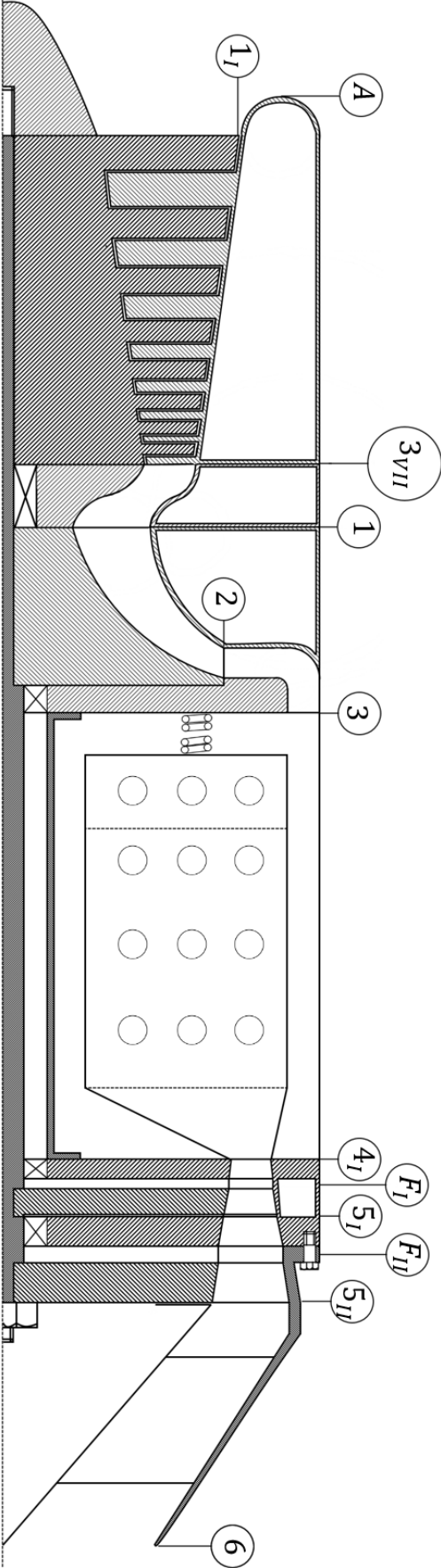


Figura 4.35 – Solução final

## 4.5 Discussão de resultados

O objetivo deste projeto foi aumentar a força de impulso de uma turbina a gás com 300 mm de diâmetro, cuja temperatura de limite metalúrgico se encontrava fixada nos 1300 K. No decorrer do projeto foram desenvolvidas duas soluções (caso B e C) alternativas à solução inicial (caso A).

Na solução B, foi mantido o compressor radial e turbina axial e procurou-se aumentar o caudal mássico que percorria a turbina a gás. Para tal, foi necessário aumentar o diâmetro exterior do rotor do compressor radial,  $\phi_{1e}$ , de 0,150 m para 0,169 m. Este incremento no caudal mássico, possibilitou alcançar uma força de impulso de 2200 N, ou seja, mais 534 N do que a solução inicial.

Na solução C, foi mantido o compressor radial e turbina axial e foi adicionado um compressor axial a montante do radial. Esta adição permitiu aumentar a taxa de compressão do fluido de trabalho até 7,45, valor próximo da taxa de compressão ótima do ciclo termodinâmico (8,56). Com o aumento da taxa de compressão a massa volúmica do fluido aumentou, permitindo introduzir um caudal mássico superior no interior da turbina a gás.

Na verdade, este aumento do caudal mássico teve uma maior contribuição para o crescimento da força de impulso, quando comparado com o aumento do trabalho útil específico obtido no ciclo termodinâmico. É possível confirmar este facto, ao analisar o valor da força de impulso específica para o caso A e caso C, que mostrou ser 666 m/s e 743 m/s, respetivamente. Num raciocínio meramente hipotético, ao multiplicar a força de impulso específica do caso C pelo caudal mássico dos gases de combustão do caso A (2,50 kg/s), obter-se-ia uma força de impulso de 1858 N. Em comparação com a força de impulso do caso A (1666 N), apenas seria possível acrescentar 192 N. Tendo em conta que a força de impulso obtida na solução final foi de 4201 N, é possível concluir que o aumento do caudal mássico teve uma grande influência no crescimento da força de impulso do caso A para o caso C.

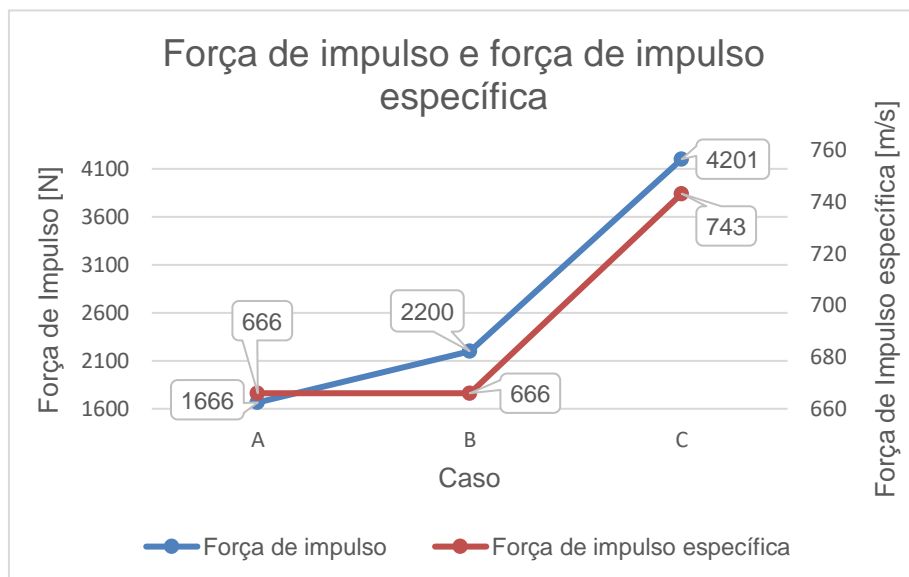


Figura 4.36 – Força de impulso e força de impulso específica

Na Figura 4.36, pode-se observar a força de impulso e força de impulso específica para cada um dos casos. Com a solução final, a força de impulso aumentou em 2535 N, o que corresponde a um incremento de 152,1 % em relação ao caso inicial. Comparando com o aumento do caso B de 32,1 % em relação ao caso A, a solução final apresentou um crescimento muito mais significativo. Em jeito de conclusão, acredita-se que a solução final alcançada é resposta ao problema proposto inicialmente (aumentar a força de impulso de uma turbina a gás com 300 mm de diâmetro e com temperatura metalúrgica fixada nos 1300 K).

Em aplicações aeronáuticas, algumas das vezes o espaço disponível é curto e, portanto, é importante que a turbina a gás seja o menor possível. Um dos inconvenientes da solução final em comparação com a solução inicial é o aumento do comprimento da turbina a gás, sendo que o caso A tem aproximadamente 0,535 m de comprimento em comparação com os 0,688 m do caso C. Este aumento resultou maioritariamente da adição do compressor axial a montante do compressor radial e da adição do andar de baixa pressão à turbina. Em seguida serão discutidas duas alternativas ao projeto do compressor axial, que visaram reduzir o número de andares do mesmo e consequentemente diminuir o comprimento da turbina a gás.

---

#### **4.6 Alternativa ao projeto do compressor axial (raio exterior constante)**

---

Após obter a solução final, foi questionado como seria possível reduzir o número de andares do compressor axial e concluiu-se que efetuar o projeto deste compressor considerando raio exterior constante (ao contrário do caso C onde foi considerado raio médio constante) seria uma possível resposta ao problema. Manter o raio exterior das pás constante no decurso dos andares, permite que o raio médio das pás cresça (em vez de manter) e consequentemente, proporciona um aumento da velocidade de transporte referente ao raio médio das pás. Este aumento na velocidade de transporte, possibilita um maior trabalho entregue ao fluido em cada um dos andares e consequentemente uma possível redução no número de andares necessário.

Nos cálculos utilizados para o projeto do compressor axial com raio exterior constante, foi necessário ter em conta a variação da velocidade de transporte (no raio médio) que ocorria da entrada para a saída do rotor, em cada andar, sendo esta a grande diferença para o processo de cálculo aplicado ao projeto do compressor com raio médio constante (caso C).

Na tentativa de reduzir o número de andares para sete, foi efetuado o projeto do compressor axial com raio exterior constante,  $r_t$ , de 0,113 m e um *hub tip ratio*,  $r_r/r_t$ , de 0,4. Na Tabela 4.18 é possível observar os resultados referentes ao projeto dos andares, nas condições acima referidas. Ao analisar os resultados, concluiu-se que mesmo com o aumento da taxa de compressão em alguns dos andares, a deflexão do escoamento no último andar era bastante elevada, levando ao não cumprimento do critério de *De Haller* no estator do 6º andar e rotor do 7º andar (critério enunciado em a) no subcapítulo 4.4.5). Posto isto, não seria possível reduzir nenhum andar, continuando a ser necessário o uso de oito andares no compressor axial, tal como na solução final – Caso C.

Tabela 4.18 – Projeto de andares com raio exterior constante (*hub tip ratio* de 0,4)

Andar	I	II	III	IV	V	VI	VII
Varição da temperatura de estagnação - $\Delta T_0$ [K]	20,0	22,0	24,5	24,0	24,5	25,5	31,2
<i>Work Done Factor</i> - $\lambda$	0,98	0,93	0,88	0,83	0,83	0,83	0,83
Grau de reação médio - $\Lambda_m$	0,83	0,70	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Ângulo entre $V_1$ e $C_{a1}$ - $\beta_1$ [°]	58,7	57,2	52,1	52,9	53,4	54,0	55,6
Ângulo entre $V_2$ e $C_{a2}$ - $\beta_2$ [°]	49,7	41,6	31,6	33,3	34,6	35,2	33,4
Ângulo entre $C_1$ e $C_{a1}$ - $\alpha_1$ [°]	0	9,1	31,6	33,3	34,6	35,2	33,4
Ângulo entre $C_2$ e $C_{a2}$ - $\alpha_2$ [°]	28,0	42,3	52,1	52,9	53,4	54,0	55,6
Ângulo entre $C_3$ e $C_{a3}$ - $\alpha_3$ [°]	9,1	31,6	33,3	34,8	35,2	33,4	38,5
Número de <i>De Haller</i> para rotor - $V_2/V_1$	0,80	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,68
Número de <i>De Haller</i> para estator - $C_3/C_2$	0,89	0,87	0,73	0,73	0,73	0,70	0,72
Velocidade tangencial à entrada do rotor - $C_{w1}$ [m/s]	0	24,1	92,1	98,5	103,4	105,9	98,7
Velocidade tangencial à saída do rotor - $C_{w2}$ [m/s]	79,9	136,7	193,0	198,4	202,0	206,1	218,8
Varição da velocidade tangencial - $\Delta C_w$ [m/s]	79,9	112,6	100,8	99,8	98,7	100,2	120,0
Taxa de compressão - $\rho_p$	1,24	1,24	1,25	1,23	1,22	1,21	1,25
Pressão de estagnação à saída do estator - $P_{03}$ [bar]	1,24	1,54	1,93	2,38	2,90	3,52	4,39
Temperatura de estagnação à saída do estator - $T_{03}$ [K]	308,2	330,2	354,7	378,7	403,2	428,7	459,8

Posteriormente, foi considerado um *hub tip ratio* de 0,6. De modo a admitir o mesmo caudal mássico (5,55 kg/s) o raio no topo do primeiro andar,  $r_t$ , teria de ser 0,130 m, levando a um raio na raiz,  $r_r$ , de 0,078 m. Na Tabela 4.19, é possível observar os resultados do projeto dos andares nas condições acima referidas.

Tabela 4.19 – Projeto de andares com raio exterior constante (*hub tip ratio* de 0,6)

Andar	I	II	III	IV	V	VI	VII
Varição da temperatura de estagnação - $\Delta T_0$ [K]	22,0	26,0	26,0	25,5	26,0	26,5	40,2
<i>Work Done Factor</i> - $\lambda$	0,98	0,93	0,88	0,83	0,83	0,83	0,83
Grau de reação médio - $\Lambda_m$	0,83	0,70	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
Ângulo entre $V_1$ e $C_{a1}$ - $\beta_1$ [°]	61,8	59,5	53,5	54,0	54,4	54,7	57,8
Ângulo entre $V_2$ e $C_{a2}$ - $\beta_2$ [°]	54,2	45,3	34,6	35,5	36,2	36,7	30,7
Ângulo entre $C_1$ e $C_{a1}$ - $\alpha_1$ [°]	0	12,2	34,6	35,5	36,2	36,7	30,7
Ângulo entre $C_2$ e $C_{a2}$ - $\alpha_2$ [°]	27,7	43,8	53,5	54,0	54,0	54,7	57,8
Ângulo entre $C_3$ e $C_{a3}$ - $\alpha_3$ [°]	12,2	34,6	35,5	36,2	36,7	30,7	42,5
Número de <i>De Haller</i> para rotor - $V_2/V_1$	0,81	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,62
Número de <i>De Haller</i> para estator - $C_3/C_2$	0,91	0,88	0,73	0,73	0,73	0,67	0,72
Velocidade tangencial à entrada do rotor - $C_{w1}$ [m/s]	0	32,4	103,5	106,8	109,8	111,9	89,0
Velocidade tangencial à saída do rotor - $C_{w2}$ [m/s]	78,7	144,0	202,4	206,7	209,4	211,8	238,4
Varição da velocidade tangencial - $\Delta C_w$ [m/s]	78,7	111,6	98,9	99,8	99,7	100,0	149,4
Taxa de compressão - $\rho_p$	1,26	1,29	1,27	1,24	1,23	1,22	1,32
Pressão de estagnação à saída do estator - $P_{03}$ [bar]	1,27	1,63	2,07	2,56	3,14	3,83	5,04
Temperatura de estagnação à saída do estator - $T_{03}$ [K]	310,2	336,2	362,2	387,7	413,7	440,2	480,3

Nestas condições, o raio médio das pás e velocidade de transporte das mesmas, foi mais pronunciado comparando com a alternativa apresentada previamente (*hub tip ratio* de 0,4), possibilitando uma maior taxa de compressão em cada andar.

No entanto, o aumento do raio exterior do primeiro andar de 0,113 m para 0,130 m associado à limitação da velocidade de transporte no topo do rotor do primeiro andar de 350 m/s, levou a uma redução da velocidade angular,  $\omega$ , de 493 rps para 429 rps. Esta redução da velocidade angular reduziu o trabalho entregue ao fluido pelo compressor radial (uma vez estão conectados no mesmo veio). Para reaver a taxa de compressão de 7,45, foi necessário aumentar o trabalho entregue ao fluido pelo compressor axial, aumentando a taxa de compressão do mesmo de 4,40 para 5,03. Embora a taxa de compressão de cada andar tenha aumentado, o trabalho necessário fornecer ao fluido pelo compressor também aumentou pelo que não foi possível suprimir um andar. Mais uma vez, o critério de *De Haller* não foi cumprido incitando assim o uso de oito andares, como na solução final – Caso C.

Em jeito de conclusão, as duas alternativas propostas para o projeto do compressor axial não conseguiram dar resposta ao problema apresentado.

## Capítulo 5 – Conclusão

O trabalho desenvolvido no decorrer da dissertação, tinha como objetivo aumentar a força de impulso de uma turbina a gás com 300 mm de diâmetro exterior e temperatura de limite metalúrgico de 1300 K.

Ao obter o caso B, concluiu-se que o caso A não se encontrava otimizado no que diz respeito à força de impulso. Com as dimensões iniciais, a velocidade no interior da câmara de combustão era próxima de 45 m/s, ou seja, longe da velocidade máxima permitida de 60 m/s. Consequentemente, o caudal mássico admitido no caso inicial encontrava-se abaixo do caudal mássico máximo que a câmara de combustão suportava. Um menor caudal mássico implica uma menor força de impulso.

A solução obtida no caso C, foi ao encontro das expectativas, já que as melhores ações para obter um maior trabalho útil consistem no incremento da taxa de compressão e da temperatura máxima do ciclo termodinâmico. No caso C, o aumento da taxa de compressão para valores próximos da taxa de compressão ótima, proporcionou um maior trabalho útil específico obtido e consequentemente uma maior força de impulso.

Qualquer uma das soluções obtidas respondeu totalmente ao problema proposto, porém, o caso C apresentou ganhos na força de impulso mais significativos. Ao questionar o porquê de isto acontecer, concluiu-se que ao aumentar a taxa de compressão do fluido de trabalho, a massa volúmica do mesmo também aumentou o que permitiu admitir um caudal mássico superior em comparação com o caso A ou caso B. Simultaneamente, houve um aumento da força de impulso específica, ainda que este aumento tenha uma menor contribuição para a força de impulso total, em comparação com a contribuição do aumento do caudal mássico. Em ambas as soluções, o caudal mássico é um parâmetro importante, pelo que deve ser valorizado sempre que se ambicionar uma maior força de impulso.

Concluiu-se também que em taxas de compressão adjacentes à ótima, o trabalho útil específico que se obtém sofre pequenas variações, porém, o mesmo não se pode afirmar em relação ao caudal mássico, que sofre um aumento significativo com o aumento da taxa de compressão. Por esta razão, pensa-se que se deverá analisar o projeto de turbinas a gás com uma taxa de compressão acima da taxa de compressão ótima. O aumento da pressão do fluido leva a um incremento da massa volúmica, permitindo assim escoar mais caudal mássico e consequentemente obter uma maior força de impulso. Assim sendo, esta constitui uma sugestão para trabalho futuro.

Atualmente, recorrendo a técnicas de arrefecimento das pás da turbina é possível alcançar temperaturas máximas do ciclo termodinâmico de 1900 K (comparando com o limite de 1300 K utilizado neste trabalho) [2]. Apesar destas técnicas de arrefecimento serem dispendiosas e possivelmente aplicadas a turbinas a gás de maiores dimensões, seria interessante em trabalho futuro analisar a influência que o aumento da temperatura máxima do ciclo tem sobre a força de impulso.

No subcapítulo 4.6 foram apresentadas alternativas ao projeto do compressor axial, com intuito de reduzir o número de andares e conseqüentemente o comprimento da turbina a gás, porém, este objetivo não foi alcançado. As duas alternativas incidiram no aumento do trabalho entregue ao fluido por cada andar, através do incremento da velocidade de transporte do rotor. Após uma breve reflexão, identificaram-se outros dois parâmetros que influenciam o trabalho que cada andar do compressor fornece ao fluido de trabalho – a velocidade axial do escoamento e a quantidade de deflexão do mesmo. Em turbinas a gás para aplicações aeronáuticas a velocidade axial no compressor axial pode alcançar os 200 m/s (em comparação com os 150 m/s utilizados no projeto) [2]. Também é possível reduzir o comprimento de cada andar atuando sobre o ângulo de convergência do mesmo. No projeto foi considerado  $8^\circ$ , contudo, caso seja considerado um ângulo superior, o comprimento de cada andar é reduzido. Acredita-se que, conciliando as medidas abordadas neste parágrafo, é possível reduzir o número de andares obtido e, portanto, esta é outra sugestão para trabalho futuro.

# Bibliografia

- [1] P. Jansohn, *Modern Gas Turbine Systems*. 2013.
- [2] H. Cohen, G. Rogers, e H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, 4ª. Prentice Hall, 1996.
- [3] T. Kellner, «This Flightless Jet Engine Will Keep a 900-Year-Old Eastern European City Warm», 2015. [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.ge.com/reports/post/111970602730/this-flightless-jet-engine-will-keep-a/>.
- [4] «Mitsubishi Heavy Industries», *CSR Report*, 2007. [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.mhi.com/csr/library/pdf/csrreport2007.pdf>. [Acedido: 14-Fev-2020].
- [5] J. Escobar, «Turbine Engine History», 2006. [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.aviationpros.com/engines-components/aircraft-engines/turbine-engines-parts/article/10383708/turbine-engine-history>. [Acedido: 08-Fev-2020].
- [6] T. S. Taylor, *Introduction to rocket science and engineering*. 2017.
- [7] NASA, «Brief Story of Rockets», 2014. [Em linha]. Disponível em:  
[https://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/TRC/Rockets/history\\_of\\_rockets.html](https://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/TRC/Rockets/history_of_rockets.html). [Acedido: 18-Mar-2020].
- [8] P. Tafuri, «Giovanni Branca – Grandfather of the Industrial Revolution», 2014. [Em linha]. Disponível em: <https://italoamericano.org/story/2014-1-22/Giovanni-Branca>. [Acedido: 10-Fev-2020].
- [9] Encyclopaedia Britannica, «Benoît Fourneyron - French Inventor». [Em linha]. Disponível em: <https://www.britannica.com/biography/Benoit-Fourneyron>. [Acedido: 19-Mar-2020].
- [10] European Route of Industrial Heritage, «Carl Gustaf Patrick de Laval (1845 – 1913)». [Em linha]. Disponível em: <https://www.erih.net/how-it-started/stories-about-people-biographies/biography/show/Biografies/laval/>. [Acedido: 19-Mar-2020].
- [11] S. N. A. and S. Museum, «Rocket Engine, Liquid Fuel, RD-107 Attitude Control Engine». [Em linha]. Disponível em: [https://airandspace.si.edu/collection-objects/rocket-engine-liquid-fuel-rd-107-attitude-control-engine/nasm\\_A19990074000](https://airandspace.si.edu/collection-objects/rocket-engine-liquid-fuel-rd-107-attitude-control-engine/nasm_A19990074000). [Acedido: 21-Mar-2020].
- [12] K. Hünecke, *Jet Engines - Fundamentals of Theory, Design and Operation*, 6ª. Motorbooks International Books, 2003.
- [13] Encyclopaedia Britannica, «Ramjet». [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.britannica.com/technology/ramjet>. [Acedido: 19-Mar-2020].
- [14] W. Bodenstein, «Exploring the flight envelope-The Leduc 0.22». [Em linha]. Disponível em:  
<http://www.pilotspost.com/arn0001473>. [Acedido: 19-Mar-2020].
- [15] Encyclopaedia Britannica, «Sir Frank Whittle». [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.britannica.com/biography/Frank-Whittle>. [Acedido: 20-Mar-2020].
- [16] Encyclopaedia Britannica, «Hans Joachim Pabst von Ohain». [Em linha]. Disponível em:  
<https://www.britannica.com/biography/Hans-Joachim-Pabst-von-Ohain>. [Acedido: 20-Mar-2020].
- [17] S. N. A. and S. Museum, «Jumo 004B Engine». [Em linha]. Disponível em:

- [https://airandspace.si.edu/collection-objects/jumo-004b-engine/nasm\\_A19670124000](https://airandspace.si.edu/collection-objects/jumo-004b-engine/nasm_A19670124000).  
[Acedido: 20-Mar-2020].
- [18] J. Dias, «Máquinas Térmicas -Turbinas a gás e Propulsão Aeronáutica», 2018.
- [19] Hartzell Propeller, «AVIATION HISTORY: THE WORLD'S FIRST TURBOPROP», 2018.  
[Em linha]. Disponível em: <https://hartzellprop.com/aviation-history-the-worlds-first-turboprop/>. [Acedido: 21-Mar-2020].
- [20] J. Rauf, «Jet Engines - Powering Modern Airplanes», 2019.
- [21] MiniJets, «AMT Olympus». [Em linha]. Disponível em: <https://minijets.org/en/0-100/amt-olympus>. [Acedido: 21-Mar-2020].
- [22] A. M. Moos, «Advances in fuel cell technology», *Preprints*, vol. 6, n. 4, 1961.
- [23] Beer, Johnston, e Cornwell, *Mecânica Vetorial para Engenheiros*, 9ª. McGraw Hill, 2012.
- [24] S.L.Dixon e C.A.Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6ª. Butterworth-Heinemann, 2010.
- [25] S. A. Korpela, *Principles of Turbomachinery*. Wiley, 2011.
- [26] M. J. Moran e H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 5ª. John Wiley & Sons, 2006.
- [27] J. Dias, «Ciclos de gás para produção de potência ao veio», 2015.
- [28] J. Dias, «Máquinas térmicas-Turbomáquinas», 2018.
- [29] NASA, «Specific Thrust», 2015. [Em linha]. Disponível em: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/specth.html>. [Acedido: 18-Mai-2020].
- [30] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1988.
- [31] J. Dias, «Apontamentos de Máquinas Térmicas - Motores alternativos».