UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Relatório Final Trabalho de Conclusão de Curso

Propulsão a jato em aeronaves: turbojato e turbofan

Autor: Victor Branco da Luz Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Campinas, Agosto de 2020

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Relatório Final Trabalho de Conclusão de Curso

Propulsão a jato em aeronaves: turbojato e turbofan

Autor: Victor Branco da Luz Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Curso: Engenharia Mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Comissão de Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Campinas, 2020 S.P. – Brasil

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Prof. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo pelo total apoio na realização desse trabalho, onde sempre demonstrou interesse e disponibilidade para tirar dúvidas, além das constantes revisões de formatação e de conteúdo deste documento.

A todos os outros professores da Faculdade de Engenharia Mecânica que foram os meus professores e colaboraram para a minha formação.

Aos meus pais pelo total apoio não apenas esse semestre, mas em todos os anos da minha graduação.

E a todos os meus colegas de sala que sempre me apoiaram em todos esses anos de curso.

Índice

	Resumo	6
	Lista de Figuras	7
	Lista de Tabelas	9
	Nomenclatura	10
Capítulo 1	Introdução	11
Capítulo 2	Revisão Bibliográfica	12
2.1.	Instalações de Potência com Turbinas a Gás	12
2.2.	Ciclo de Ar-Padrão Brayton	13
2.3.	Turbinas a Gás para Propulsão de Aeronaves	17
2.4.	Motores turbojato	19
2.5.	Motores turbofan	27
2.6.	Compressores	31
2.7.	Turbinas	35
2.8.	Entradas, câmaras de combustão e bocais	40
2.9.	Correspondência de componentes	46
Capítulo 3	Simulação da operação de turbojatos e turbofans	60
3.1.	Modelo Base para um Motor Turbofan	60
3.1.1.	Análise do Ciclo para um Motor Turbofan	62
3.1.2.	Fan (Estação 2-3)	63
3.1.3.	Compressores de Pressão Intermediária e Alta Pressão	63
	(Estação 3-5, Estação 5-6)	
3.1.4.	Câmara de Combustão (Estação 6-7)	64
3.1.5.	Turbinas HPT e LPT (Estação 7-8, Estação 8-9)	64
3.1.6.	Bocais Frio e Quente (Estação 3-4, Estação 9-10)	66
3.1.7.	Desempenho	67
3.2.	Modelo Base para um Motor Turbojato	69
3.2.1.	Compressor (Estação 1-2)	69
3.2.2.	Câmara de Combustão (Estação 2-3)	70
3.2.3	Turbina (Estação 3-4)	70
3.2.4	Bocal (Estação 4-5)	71
Capítulo 4	Resultados e Discussões	72

4.1.	Análise dos Resultados Obtidos para o Motor Turbofan	72
4.2	Análise dos Resultados Obtidos para o Motor Turbojato	75
Capítulo 5	Conclusões	81
	Referências Bibliográficas	82
	Anexos	84

Resumo

DA LUZ, Victor Branco, *Propulsão a jato em aeronaves: turbojato e turbofan*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Trabalho de Conclusão de Curso, (2020), 84 pp.

Nesse trabalho foram abordadas as principais características das turbinas a gás, dos motores turbojato e dos motores turbofan, assim como seus principais componentes. Entre esses componentes estão as turbinas, os compressores, os bocais, as entradas e as câmaras de combustão. Além disso, observou-se como esses componentes se relacionam entre si. Esse trabalho foi realizado devido à relevância dos propulsores a jato na área de engenharia mecânica, principalmente nos dias atuais, onde é possível observar um crescente aumento do uso de aeronaves como meio de transporte. Os motores turbojato e turbofan foram modelados no EES, onde se possibilitou a obtenção dos parâmetros de desempenho desses motores e compará-los com referências.

Palavras Chave: Propulsão, Motores Turbojato, Motores Turbofan, Desempenho, Empuxo, Eficiências, Turbinas, Compressores, Bocais, Câmara de Combustão

Lista de Figuras

Figura 2.1. Turbina a gás simples. (a) Aberta para a atmosfera. (b)	13
Fechada. Fonte: [3]	
Figura 2.2. Diagramas <i>p-v</i> e <i>T-s</i> do ciclo de ar-padrão ideal Brayton.	15
Fonte: [4]	
Figura 2.3. Efeitos de irreversibilidade na turbina a gás de ar-padrão.	16
Fonte: [5]	
Figura 2.4. Dispositivo gerador de empuxo. Fonte: [6]	17
Figura 2.5. Perfil da temperatura atmosférica. Fonte: [7]	19
Figura 2.6. Esquema do motor turbojato. Fonte: [5]	20
Figura 2.7. Diagrama <i>T-s</i> de um motor turbojato. Fonte: [5]	21
Figura 2.8. Diagrama T-s para um motor turbojato com expansão de	22
bocal de volta para a pressão ambiente. Fonte: [7]	
Figura 2.9. Diagrama T-s para um difusor. Fonte: [7]	23
Figura 2.10. Diagrama T-s para um bocal. Fonte: [7]	24
Figura 2.11. Variação do empuxo com a razão de pressão para um	25
motor turbojato com um motor ideal e com eficiências realistas. Fonte:	
[7]	
Figura 2.12. Variação do empuxo com a razão de pressão para um	26
motor turbojato para as eficiências de diversos componentes. Fonte:	
[7]	
Figura 2.13. Visão geral de um motor turbofan. Fonte: [7]	27
Figura 2.14. Variação do empuxo específico com a velocidade de voo	28
para várias altitudes. Fonte: [7]	
Figura 2.15. Motores turbofan sem mistura. Fonte: [7]	29
Figura 2.16. Motores turbofan com mistura. Fonte: [7]	29
Figura 2.17. Variação do empuxo com a razão de pressão para um	30
motor turbofan com componentes fixos para vários escapes e razões	
de pressão do ventilador. Fonte: [7]	
Figura 2.18. Caminho do fluxo para compressores de fluxo axial e de	31
fluxo centrífugo. Fonte: [7]	

Figura 2.19. Mapa de desempenho para um compressor hipotético.	35
Fonte: [7]	
Figura 2.20. Turbina de fluxo radial. Fonte: [7]	36
Figura 2.21. Desempenho da turbina pela razão de expansão para	38
alguns valores corrigidos da velocidade do rotor. Fonte: [7]	
Figura 2.22. Parâmetro de fluxo na entrada da turbina pela razão de	39
expansão para alguns valores corrigidos da velocidade do rotor. Fonte:	
[7]	
Figura 2.23. Padrão do fluxo de ar para diversas velocidades de	41
avanço. (a) Operação estática. (b) Baixa velocidade de avanço. (c) Alta	
velocidade de avanço. Fonte: [7]	
Figura 2.24. Efeito do ângulo de ataque na entrada. (a) Operação	41
normal. (b) Alto ângulo de ataque. Fonte: [7]	
Figura 2.25. Câmara de combustão convencional para uma turbina a	42
gás. Fonte: [7]	
Figura 2.26. Diagrama esquemático de um bocal convergente-	46
divergente de área variável. Fonte: [7]	
Figura 2.27. Diagrama esquemático de um motor turbojato de bobina	49
única. Fonte: [7]	
Figura 2.28. Características do fluxo de uma turbina. Fonte: [7]	50
Figura 2.29. Equação projetada em um típico mapa de compressor.	51
Fonte: [7]	
Figura 2.30. Hipotético mapa de um compressor com a linha de	55
operação em regime permanente. Fonte: [7]	
Figura 2.31. Diagrama esquemático de um motor turbojato duplo.	56
Fonte: [7]	
Figura 2.32. Características dos componentes para um motor turbojato	57
duplo. (a) Compressor de baixa pressão. (b) Compressor de alta	
pressão. (c) Turbina de alta pressão. (d) Turbina de alta pressão. (e)	
Turbina de baixa pressão. (f) Turbina de baixa pressão (g) Bocal de	
escape. Fonte: [7]	
Figura 3.1. Motor turbofan de dois eixos	60

74 Figura 4.1. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para uma razão de escape (B) igual a 1 em um motor turbofan 74 Figura 4.2. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para uma razão de escape (B) igual a 3 em um motor turbofan Figura 4.3. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 75 do compressor para uma razão de escape (B) igual a 5 em um motor turbofan Figura 4.4. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 77 do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 87% e 89% respectivamente Figura 4.5. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 78 do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 100% Figura 4.6. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 78 do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 90% Figura 4.7. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 79 do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 80% Figura 4.8. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão 79 do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 70%

Lista de Tabelas

Tabela 4.1. Comparação entre os resultados obtidos pelo modelo base	72
e pela referência [9]	
Tabela 4.2. Comparação entre os resultados obtidos pelo modelo base	72
e pela referência [8]	
Tabela 4.3. Parâmetros de desempenho encontrados quando o motor	73
turbofan foi avaliado nas condições de decolagem	
Tabela 4.4. Comparação entre os resultados obtidos pelo modelo base	76
e pela referência [2]	

9

Nomenclatura

Letras Latinas

e_f	eficiência politrópica do fan	[%]
e _c	eficiência politrópica do compressor	[%]
e _t	eficiência politrópica da turbina	[%]
P _o	pressão ambiente	[bar]
T _o	temperatura ambiente	[K]
Vo	velocidade da corrente livre	[m/s]
T ₇	temperatura de entrada da turbina	[K]
В	razão do bypass	
\dot{m}_{tot}	fluxo de massa total	[kg/s]
A _h	área do bocal quente	[m²]
A _c	área do bocal frio	[m²]

Letras Gregas

η_f	eficiência isentrópica do bocal	[%]
η_m	eficiência mecânica	[%]
η_t	eficiência da turbina	[%]
η_c	eficiência do compressor	[%]
η_n	eficiência do bocal	[%]
π_{HPC}	razão de pressão HPC (compressor de alta pressão)	
π_o	razão de pressão geral	
Δ_p	perda de pressão total	[%]
π_f	razão de pressão do fan	
π_{IPC}	razão de pressão IPC (compressor de pressão	
	intermediária)	
π_{c}	razão de pressão do compressor	
π_d	fator de recuperação de pressão	[%]

Capítulo 1

Introdução

Os temas abordados nesse trabalho foram as turbinas a gás e a propulsão em aeronaves. As turbinas a gás, que em sua maioria são motores de combustão interna, tiveram foco no ciclo Brayton, com e sem irreversibilidades, assim como suas diferentes composições. A propulsão a jato teve foco nos principais parâmetros de desempenho, nos motores turbojato, nos motores turbofan, nos principais componentes desses motores e na interrelação desses componentes.

A realização desse trabalho se deu para um maior aprofundamento em turbinas a gás, principalmente em motores turbojato e turbofan. O principal objetivo desse trabalho foi a modelagem desses motores no EES, onde possibilitou-se a obtenção dos parâmetros de desempenho desses motores e compará-los com referências.

O motor turbojato modelado foi o de eixo simples e o motor turbofan de duplo eixo. Essas escolhas permitiram uma avaliação mais completa desses motores, onde o motor turbofan escolhido apresenta como configuração um ventilador, dois compressores, duas turbinas, dois bocais e uma câmara de combustão, e o motor turbojato escolhido apresenta apenas um compressor, uma turbina, um bocal, um difusor e uma câmara de combustão.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 Instalações de Potência com Turbinas a Gás

As informações apresentadas nesse capítulo referentes aos tópicos 2.1, 2.2 e parte do 2.3 foram retiradas da referência [1]. Já as informações referentes ao tópico 2.3 até o tópico 2.9 foram retiradas da referência [2], visto que essa referência apresenta um maior aprofundamento sobre motores à jato.

As instalações de potência com turbinas a gás podem operar tanto de modo aberto como fechado, sendo o de modo aberto o mais comum. Trata-se de um motor no qual o ar atmosférico é continuamente arrastado para um compressor, onde é comprimido até uma pressão mais elevada. O ar então entra em uma câmara de combustão, ou combustor, onde é misturado com combustível, e a combustão ocorre, resultando em produtos de combustão a uma temperatura elevada. Os produtos da combustão se expandem através da turbina e são, em seguida, descarregados nas vizinhanças. Parte do trabalho produzido é usada para acionar o compressor, o restante fica disponível para gerar eletricidade, para impulsionar um veículo ou para outros propósitos.

No modo fechado, o fluido de trabalho recebe um aporte de energia por transferência de calor de uma fonte externa, como, por exemplo, um reator nuclear resfriado a gás. O gás que deixa a turbina passa por um trocador de calor, onde é resfriado antes de entrar novamente no compressor.

Uma idealização frequentemente utilizada no estudo de instalações de potência com turbinas a gás é a de uma análise de ar-padrão. Na análise de ar-padrão sempre são formuladas duas hipóteses:

- O fluido de trabalho é o ar, o qual se comporta como um gás ideal.
- O aumento de temperatura que resultaria da combustão é realizado através de uma transferência de calor de uma fonte externa.



Figura 2.1. Turbina a gás simples. (a) Aberta para a atmosfera. (b) Fechada. Fonte: [3]

2.2 Ciclo de Ar-Padrão Brayton

Um diagrama esquemático de uma turbina a gás de ar-padrão é mostrado na figura 2.1. Com as idealizações do ar-padrão, o ar entraria no compressor no estado 1 a partir das vizinhanças e mais tarde retornaria para as vizinhanças no estado 4 com uma temperatura maior do que a temperatura ambiente.

Após interagir com as vizinhanças, cada unidade de massa do ar descarregado finalmente retornaria ao mesmo estado do ar que entra no compressor, de forma que se pode pensar no ar que passa através dos componentes da turbina a gás como se ocorresse um ciclo termodinâmico. O ciclo resultante desta idealização complementar é chamado de ciclo de arpadrão Brayton.

As expressões para as transferências de energia em forma de calor e trabalho que ocorrem em regime permanente são deduzidas por simplificação dos balanços das taxas de energia e de massa do volume de controle. Essas

transferências de energia são positivas nos sentidos das setas na figura 2.1. Supondo-se que a turbina opera adiabaticamente e com efeitos desprezíveis das energias cinética e potencial, o trabalho produzido por unidade de massa em escoamento é:

$$\frac{W_t}{m} = h_3 - h_4$$
 Equação 2.1

Com as mesmas hipóteses, o trabalho do compressor por unidade de massa em escoamento é:

$$\frac{W_c}{m} = h_2 - h_1$$
 Equação 2.2

O calor adicionado ao ciclo por unidade de massa é:

$$\frac{Q_{entra}}{m} = h_3 - h_2$$
 Equação 2.3

O calor rejeitado por unidade de massa é:

$$\frac{Q_{sai}}{m} = h_4 - h_1$$
 Equação 2.4

A eficiência térmica do ciclo na figura 1 é:

$$\eta = \frac{\frac{W_t}{m} - \frac{W_c}{m}}{\frac{Q_{entra}}{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4}$$
 Equação 2.5

A razão do trabalho reverso para o ciclo é:

$$bwr = \frac{W_c/m}{W_t/m} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$
 Equação 2.6

Ignorando as irreversibilidades associadas à circulação do ar pelos vários componentes do ciclo Brayton, não há perda de carga por atrito e o ar escoa a pressão constante pelos trocadores de calor. Se perdas por transferência de

calor para o ambiente também forem ignoradas, os processos através da turbina e do compressor são isentrópicos. O ciclo ideal mostrado nos diagramas p-v e T-s na figura 2.2 é coerente com estas idealizações.



Figura 2.2. Diagramas p-v e T-s do ciclo de ar-padrão ideal Brayton. Fonte: [4]

Quando os dados das tabelas de propriedades termodinâmicas do ar são usados para conduzir uma análise que envolva o ciclo Brayton ideal, as seguintes relações aplicam-se aos processos isentrópicos 1-2 e 3-4.

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1}$$
 Equação 2.7
 $p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = p_{r3} \frac{p_1}{p_2}$ Equação 2.8

Quando um ciclo Brayton ideal é analisado com base em ar-padrão frio, os calores específicos são considerados constantes. Assim as duas equações acima são substituídas, respectivamente, pelas expressões abaixo:

$$T_{2} = T_{1} \left(\frac{p_{2}}{p_{1}}\right)^{(k-1)/k}$$
Equação 2.9
$$T_{4} = T_{3} \left(\frac{p_{4}}{p_{3}}\right)^{(k-1)/k} = T_{1} \left(\frac{p_{1}}{p_{2}}\right)^{(k-1)/k}$$
Equação 2.10

Os principais pontos que representam os estados de uma turbina a gás de ar-padrão podem ser mostrados de maneira mais realística como no primeiro diagrama da figura 2.3. Por causa dos efeitos de atrito dentro do compressor e da turbina, o fluido de trabalho pode sofrer aumentos de entropia específica nesses componentes. Devido ao atrito, também pode haver perdas de carga conforme o fluido passe pelos trocadores de calor. Porém, pelo fato das perdas de carga por atrito nos trocadores de calor serem fonte menos significativas de irreversibilidades, as mesmas serão ignoradas nas discussões subsequentes e, para simplificar, será mostrado o escoamento através dos trocadores de calor como ocorrendo a pressão constante. Este comportamento é ilustrado pelo segundo diagrama da figura 2.3.

À medida que os efeitos das irreversibilidades na turbina e no compressor ficam mais pronunciados, o trabalho produzido pela turbina decresce e o trabalho fornecido ao compressor aumenta, resultando em um decréscimo acentuado no trabalho líquido da instalação de potência.



Figura 2.3. Efeitos de irreversibilidade na turbina a gás de ar-padrão. Fonte: [5]

Designando-se os estados conforme indicados na figura 2.3, as eficiências isentrópicas da turbina e do compressor são dadas por:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$
 Equação 2.11

$$\eta_c = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1}$$
 Equação 2.12

2.3 Turbinas a Gás para Propulsão de Aeronaves

Antes da análise dos tipos de turbinas a gás usadas em sistemas de propulsão, é necessário analisar a equação geral do empuxo e os parâmetros de desempenho usados em sistemas de propulsão. A figura 2.4 será usada para se obter a equação geral em relação à posição de um observador se locomovendo junto com o dispositivo gerador de empuxo.



Figura 2.4. Dispositivo gerador de empuxo. Fonte: [6]

Aplicando a segunda lei de Newton e considerando as componentes da quantidade de movimento e da força na direção *x*, pode-se encontrar a expressão abaixo:

$$\Sigma F_x = \tau + (p_o - p_e)A$$
 Equação 2.13

Após a aplicar a conservação da massa, pode-se rearranjar as equações para encontrar a força de empuxo do motor.

$$\tau = (p_e - p_o)A + m_p [(1 + f)V_j - V]$$
 Equação 2.14

O empuxo específico é definido como o empuxo produzido quando uma unidade de massa de ar por segundo entra no dispositivo.

$$I = \frac{\tau}{m_p}$$
 Equação 2.15

Para dispositivos geradores de empuxo três parâmetros de desempenho são relevantes. Esses parâmetros são a eficiência de propulsão, a eficiência térmica e a eficiência global.

A eficiência de propulsão é a razão entre a potência de empuxo pela potência do jato. A potência de empuxo é definida como o produto entre o empuxo e a velocidade do voo. A potência do jato é a variação da energia cinética dos gases que passam pelo dispositivo. A eficiência de propulsão de um dispositivo com um único jato é:

$$\eta_p = \frac{potência \ do \ empuxo}{potência \ do \ jato} = \frac{\tau V}{m_p \left[(1+f) \left(\frac{V_j^2}{2}\right) - (V^2/2) \right]}$$
 Equação 2.16

A eficiência térmica para o dispositivo de interesse é definida como a razão entre a variação da energia cinética dos gases que passam pelo dispositivo e a taxa da energia que é adicionada ao dispositivo, onde $|\Delta H_c|$ é o PCI.

$$\eta_{th} = \frac{m_{pa} \left[(1+f) \left(\frac{V_j^2}{2} \right) - (V^2/2) \right]}{m_{pf} |\Delta H_c|}$$
 Equação 2.17

A eficiência global é definida como o produto da eficiência térmica e a eficiência de propulsão.

$$\eta_o = \eta_{th} \eta_p$$
 Equação 2.18

A pressão ambiente e a temperatura variam com a altitude. Isso pode ser visto na figura 2.5, onde a temperatura decresce a partir do nível do mar até cerca de 11.000 m, permanece constante de 11.000 m até 20.000 m, e então aumenta de 20.000 m até 47.000 m.



Figura 2.5. Perfil da temperatura atmosférica. Fonte: [7]

2.4 Motores turbojato

As turbinas a gás são particularmente adequadas para a propulsão de aeronaves devido à sua razão potência/peso favorável. O motor turbojato costuma ser usado para esse propósito. Como mostrado na figura 2.6, esse tipo de motor consiste em três seções principais: o difusor, o gerador de gás e o bocal.



Figura 2.6. Esquema do motor turbojato. Fonte: [5]

O difusor colocado antes do compressor desacelera o ar de admissão com relação ao motor. Um aumento de pressão conhecido como efeito pistão está associado a essa desaceleração. A seção do gerador de gás consiste em um compressor, um combustor e uma turbina, com as mesmas funções que os componentes correspondentes de uma instalação de potência a gás. Em um motor turbojato, porém, a potência de saída da turbina precisa ser suficiente apenas para acionar o compressor e os equipamentos auxiliares.

Os gases de combustão deixam a turbina a uma pressão significativamente maior que a pressão atmosférica e se expandem pelo bocal até uma velocidade alta antes de serem descarregados na vizinhança. A variação global na velocidade dos gases em relação ao motor dá origem à força propulsora, ou empuxo.

Alguns turbojatos são equipados com um pós-queimador. Este é essencialmente um equipamento de reaquecimento no qual uma quantidade adicional de combustível é injetada no gás que está deixando a turbina e queimada, produzindo na entrada do bocal uma temperatura mais alta do que seria obtida de outra maneira. Como consequência, é atingida uma maior velocidade de saída no bocal, resultando em um aumento de empuxo.

O diagrama *T-s* dos processos em um motor turbojato ideal é mostrado na figura 2.7. De acordo com as hipóteses de uma análise de ar-padrão, o fluido

de trabalho é o ar modelado como um gás ideal. Os processos no difusor, no compressor, na turbina e no bocal são isentrópicos, e o combustor opera a pressão constante.

- O processo isentrópico 1-2 mostra o aumento de pressão que ocorre no difusor à medida que o ar desacelera ao passar por este componente
- O processo 2-3 é uma compressão isentrópica.
- O processo 3-4 é uma adição de calor a pressão constante.
- O processo 4-5 é uma expansão isentrópica através da turbina durante a qual o trabalho é produzido.
- O processo 5-6 é uma expansão isentrópica, através do bocal, na qual o ar se acelera e a pressão diminui.



Figura 2.7. Diagrama *T*-s de um motor turbojato. Fonte: [5]

Devido a irreversibilidades em um motor real, ocorreriam aumentos de entropia no difusor, no compressor, na turbina e no bocal. Além disso, haveria uma irreversibilidade na combustão e uma perda de carga através do combustor do motor real. Em uma análise termodinâmica típica de um turbojato com base no ar-padrão, devem-se conhecer as seguintes quantidades: a velocidade na entrada do difusor, a relação de pressão do compressor e a temperatura de entrada na turbina. A eficiência do difusor adiabático é definida (de acordo com a figura 2.9) como a divisão entre a variação da entalpia real e a variação da entalpia isentrópica. Portanto,

$$\eta_d = \frac{h_{1} - h_0}{h_{0_0} - h_0}$$
Equação 2.19

Em termos das pressões estática e total, a eficiência do difusor se torna,

$$\eta_d = \frac{p_{o_1} - p_0}{p_{o_0} - p_0}$$
Equação 2.20



Figura 2.8. Diagrama T-s para um motor turbojato com expansão de bocal de volta para a pressão ambiente. Fonte: [7]



Figura 2.9. Diagrama T-s para um difusor. Fonte: [7]

A eficiência do difusor é geralmente mensurada pela razão de recuperação, que é definida como,

$$\eta_r = \frac{p_{o_1}}{p_{o_0}}$$
 Equação 2.21

Os estágios de entrada e saída do compressor, da câmara de combustão e da turbina que são usados para definir as eficiências e as quedas de pressão são geralmente as pressões totais (estagnação). Na análise de ar-padrão, a câmara de combustão é substituída por um processo de adição de calor. Idealmente, não ocorrem quedas de pressão na câmara de combustão (processo de adição de calor). No caso real, as quedas de pressão ocorrem.

O trabalho real fornecido pela turbina é igual ao trabalho requisitado pelo compressor. Portanto,

$$|w_{2a}| = |w_{4a}|$$
 Equação 2.22

Desde que o trabalho fornecido pela turbina seja igual ao trabalho requisitado pelo compressor, a pressão na saída da turbina é alta. O ar se expande pelo bocal, onde a velocidade é aumentada resultando em um decréscimo de pressão. Idealmente o bocal opera isentropicamente. Na realidade, o bocal opera adiabaticamente, porém de maneira irreversível. A

eficiência do bocal é definida como a razão entre as energias cinética real e ideal quando ocorre expansão do estado de estagnação para o estado de mesma pressão estática. Portanto,

$$\eta_N = \frac{h_{04} - h_{5a}}{h_{04} - h_{5i}}$$
Equação 2.23

Figura 2.10. Diagrama T-s para um bocal. Fonte: [7]

Em um motor real, combustível é adicionado na câmara de combustão e queimado com ar saindo do compressor. Desde que a temperatura máxima do ciclo seja 1600 K ou menos, o excesso de ar é elevado. Assim, a combustão é completa e os produtos da combustão possuem propriedades muito próximas ao do ar.

Uma solução considerando um meio real seria utilizar ar como fluido de trabalho através do compressor, e então os produtos da combustão após a câmara de combustão. Isso envolve um número considerável de soluções tentativa e erro, especialmente quando as eficiências da turbina e/ou do bocal são inferiores a 100%.



Figura 2.11. Variação do empuxo com a razão de pressão para um motor turbojato com um motor ideal e com eficiências realistas. Fonte: [7]

A figura 2.11 mostra como o empuxo realizado na decolagem varia com a variação de pressão do compressor. Essas curvas podem ser traçadas para diversos valores de eficiências, tanto para a turbina quanto para o compressor. A observação dessas curvas permite a identificação do ponto onde o empuxo atinge o valor máximo. Assim, é possível identificar qual o valor de razão de pressão do compressor a ser utilizado para diversas eficiências.

Um método muito mais simples que quase aproxima os valores calculados quando um fluido de trabalho real é utilizado, é calcular a verdadeira razão ar-combustível assumindo ar como fluido de trabalho saindo.

Quando a massa do combustível adicionado na câmara de combustão é levada em consideração significa que para cada quilograma de ar que entra no compressor, (1+f) quilogramas de ar deixam a câmara de combustão e expandem através da turbina e do bocal. Portanto,

$$m_{air,compressor}$$
. $|w_{comp,act}| = m_{air,turbine}$. $|w_{turb,act}|$ Equação 2.24

Um fator usado para julgar o desempenho dos motores turbojato é o consumo específico de combustível (TSFC), que é a massa de combustível adicionada por unidade de tempo dividido pelo empuxo do motor, ou,

$$TSFC = \frac{m_f}{\tau}$$
 Equação 2.25



Figura 2.12. Variação do empuxo com a razão de pressão para um motor turbojato para as eficiências de diversos componentes. Fonte: [7]

A figura 2.12 é um complemento da figura 2.11, onde é possível observar para mais valores de eficiência, o comportamento do empuxo do motor turbojato em relação à razão de pressão do compressor. A linha do empuxo máximo permite identificar o valor máximo de empuxo para cada curva de eficiência, o que possibilita uma modelagem onde serão alcançados melhores parâmetros de desempenho.

2.5 Motores turbofan

A eficiência de propulsão de um motor turbojato é baixa exceto a altas velocidades de voo. Isso é observado pela alta velocidade dos gases saindo do motor.

Para aumentar a eficiência de propulsão, a velocidade de saída do bocal deve ser diminuída. Isso pode ser obtido extraindo mais potência da turbina sem aumentar a potência requisitada pelo compressor. Esse aumento de potência pode ser utilizado para comprimir o ar, o qual será utilizado na câmara de combustão. Assim, aumenta-se a massa de ar comprimido sem aumentar a quantidade de combustível consumida pelo motor. O tipo de motor que realiza o processo citado anteriormente é chamado de motor turbofan.

Um motor turbofan é basicamente um motor turbojato no qual alguns estágios do compressor foram removidos e repostos por estágios com grandes diâmetros, usualmente chamados de *fans* (ventiladores). Um exemplo do motor turbofan é mostrado na figura 2.13. Uma maior capacidade da turbina é necessária para funcionar a combinação entre ventilador e compressor. A capacidade adicional depende da razão de pressão do ventilador e da quantidade de ar de escape passando pelo gerador de gás de combustão.



Figura 2.13. Visão geral de um motor turbofan. Fonte: [7]

A razão de pressão do ventilador varia levemente entre 1,0 e 3,0. A razão de escape (BRP) é definida como a razão entre o fluxo de ar passando pelo

ventilador e pelo duto e o fluxo de ar passando pelo motor gerador de gás de combustão. Portanto,

$$1 + BPR = \frac{m_{total}}{m_{gas \ generator}}$$
Equação 2.26

Geralmente, altas razões de pressão do ventilador estão associadas com baixas razões de escape, e altas razões de escape estão associadas com baixas razões de pressão do ventilador.

A figura 2.14 permite avaliar o empuxo específico em relação a velocidade de voo para diversas altitudes. Essa avaliação permite identificar qual a velocidade de voo ideal para cada altitude, assim é possível modelar o motor turbofan de maneira a obter parâmetros de desempenho mais elevados.



Figura 2.14. Variação do empuxo específico com a velocidade de voo para várias altitudes. Fonte: [7]

O motor turbofan possui a vantagem que um grande aumento no empuxo pode ser alcançado adicionando um ventilador a um turbojato já existente. Isso diminui a velocidade de saída e aumenta a eficiência de propulsão. O motor turbofan, desde que não se aumente o fluxo de combustível com esse aumento de empuxo, possui mais empuxo por massa de ar entrando no gerador de gás e assim um menor consumo de combustível de empuxo específico.

Existem dois tipos comuns de motores turbofan. Esses são denominados motores turbofan sem mistura (vazões separadas) e os motores turbofan com mistura de fluxo (pressão estática balanceada). Esses motores são mostrados nas figuras 2.15 e 2.16.



Figura 2.15. Motores turbofan sem mistura. Fonte: [7]



Figura 2.16. Motores turbofan com mistura. Fonte: [7]

Nos motores turbofan sem mistura, o ar que passa pelo ventilador entra no duto, e então passa pelo bocal. Nos motores turbofan com mistura de fluxos, o ar que passa pelo ventilador é mandado para uma câmara de mistura que antecede o bocal e se mistura com os gases do gerador de gás atrás da turbina. A pressão estática no momento da mistura deve ser a mesma para ambas as vazões. As vazões misturadas, então passam pelo bocal.

O empuxo do motor turbofan pode ser avaliado através da razão de pressão do compressor para diversas razões de escape, como observado na figura 2.17. Para o motor turbofan a razão de escape é necessária para avaliar a quantidade de ar que passa pelo motor gerador de gás de combustão, além de afetar o empuxo total do sistema. Essa figura permite avaliar qual razão de escape será necessária para se obter o empuxo necessário.



Figura 2.17. Variação do empuxo com a razão de pressão para um motor turbofan com componentes fixos para vários escapes e razões de pressão do ventilador. Fonte: [7]

2.6 Compressores

A eficiência de compressão de grandes volumes de ar é essencial para o sucesso de um motor de turbina a gás. Isso pode ser obtido com dois tipos de compressores, o compressor de fluxo axial e o compressor de fluxo centrífugo. Os dois tipos serão discutidos a seguir.



axial-flow compressor

centrifugal-flow compressor



Compressores projetados para eficiência máxima não são difíceis de obter se a operação se mantiver restrita a uma condição de operação única. No entanto, compressores devem ter boa eficiência em relação a vários pontos de operação. O objetivo de um bom *design* de um compressor é obter a maior quantidade de ar possível que passa pelo diâmetro do compressor com um número mínimo de estágios, enquanto se mantém eficiências relativamente altas e uma boa estabilidade aerodinâmica. A liberdade de *design* é geralmente restrita pela parte mecânica, geométrica, custo e tempo. A compatibilidade do eixo de velocidade do compressor com um bom *design* da turbina também deve ser considerada.

A figura 2.18 ilustra os caminhos típicos do fluxo para compressores de fluxo axial e compressores de fluxo centrífugo. O caminho do fluxo nos compressores de fluxo axial é essencialmente paralelo ao eixo de rotação.

Cada estágio inclui diversas pás rotativas onde energia é adicionada ao fluído. Esse rotor é seguido por diversas pás fixas comumente chamadas como estator. Vários estágios são necessários nos compressores de fluxo axial para se obter as razões de pressão desejadas.

Em um compressor de fluxo centrífugo, o fluído entra pelo centro do compressor e gira radialmente para fora. O componente de rotação de um compressor de fluxo centrífugo é seguido por uma passagem difusiva, que pode ou não incorporar pás estacionárias.

As vantagens do compressor axial em relação ao compressor centrífugo são:

- 1. Menor área frontal para uma dada quantidade de massa ou fluxo.
- A direção do fluxo na descarga é mais adequada para estágios múltiplos.
- Pode usar pesquisa de experimento cascata no desenvolvimento do compressor.
- 4. Eficiências maiores para maiores razões de pressão.

As vantagens do compressor centrífugo em relação ao compressor axial são:

- 1. Maior razão de pressão no estágio.
- 2. Maior simplicidade na construção.
- 3. Menor queda no desempenho com a aderência de poeira nas pás.
- 4. Menor comprimento para a mesma razão de pressão.
- Direção do fluxo na descarga de ar é conveniente para a instalação de dispositivos para inter-resfriamento e/ou aquecedor de calor.
- Maior possibilidade de estabilidade de operação entre limites dada uma velocidade de rotação.

Desempenho do compressor

A análise dimensional deve ser aplicada ao desempenho de um compressor para determinar quais grupos adimensionais são relevantes para o

desempenho. Testes mostram que o desempenho tanto do compressor centrífugo quanto do compressor axial pode ser descrito pelas grandezas abaixo:

- Temperatura de estagnação na entrada (*T*₀₁).
- Pressão de estagnação na entrada (p₀₁).
- Constante de pressão específica do gás (c_p).
- Dimensão característica geralmente o diâmetro (D).
- Velocidade rotacional do rotor (N).
- Fluxo de massa do gás (m).
- Pressão de estagnação na saída (p_{o2}).
- Temperatura de estagnação real na saída (T_{o2a}).
- Viscosidade absoluta do gás (μ).
- Densidade do gás na entrada (ρ).

Ao invés da densidade, um dos parâmetros pode ser a constante dos gases (R), a massa molecular (M) ou a constante do calor específico (k). Selecionando T_{o1} , c_p , p_{o1} e D como as variáveis que se repetem nos termos dos seis grupos adimensionais a seguir tem-se:

$$\pi_{1} = \frac{ND}{\sqrt{c_{p}T_{o1}}}$$

$$\pi_{2} = \frac{m\sqrt{c_{p}T_{o1}}}{p_{o1}D^{2}}$$

$$\pi_{3} = \frac{p_{o2}}{p_{o1}}$$

$$\pi_{4} = \frac{T_{o2a}}{T_{o1}}$$

$$\pi_{5} = \frac{\mu\sqrt{c_{p}T_{o1}}}{p_{o1}D}$$

$$\pi_{6} = \frac{c_{p}\rho_{1}T_{o1}}{p_{o1}}$$

Examinando cada um dos termos adimensionais:

-π₁: Representa o número de Mach na ponta do rotor, porque D é o diâmetro do rotor e $\sqrt{c_p T_{o1}}$ é o termo proporcional a velocidade sônica.

-π₂: Representa o parâmetro do fluxo de massa e é uma função do número de Mach do fluxo do compressor na entrada.

-π₃: É a razão de pressão do compressor.

- π_4 : É a mudança de temperatura pelo compressor. Quando combinado com π_3 resulta na forma da eficiência do compressor.

-π₅: Representa o número de Reynolds.

 -π₆: É igual ao calor específico dividido pela constante dos gases e define o gás sendo comprimido.

Como o fluido de trabalho geralmente é o ar, π_6 geralmente não é considerado. Já π_5 , que contém a viscosidade, geralmente é apresentado na forma de curva mostrando a mudança na eficiência do compressor.

Para se obter uma maior facilidade de entendimento dos valores dos outros quatro termos. A temperatura na entrada T_{o1} é dividida pela temperatura ao nível do mar (288 K), e a pressão total na entrada é dividida pela pressão ao nível do mar (101,325 kPa).

Os termos resultantes são θ_o e δ_o que são definidos como:

 $\theta_{0} = \frac{temperatura \ total \ na \ entrada \ do \ compressor}{temperatura \ no \ nível \ do \ mar} = \frac{T_{o1}, K}{288, 15}$ $\delta_{0} = \frac{pressão \ total \ na \ entrada \ do \ compressor}{pressão \ ao \ nível \ do \ mar} = \frac{p_{o}kPa}{101, 325}$

O desempenho dos compressores axiais e centrífugos é geralmente apresentado como um mapa que cobre o alcance de operação de um motor. Os parâmetros geralmente incluídos são:

- 1. Razão de pressão do compressor $(p_{o,outlet}/p_{o,inlet})$.
- 2. Fluxo de massa corrigido para a entrada $(m\sqrt{\theta_{o,inlet}}/\delta_{o,inlet})$.
- 3. Velocidade de rotação corrigida para a entrada $(N/\sqrt{\theta_{o,inlet}})$.

34

4. Eficiência adiabática do compressor. (η_c).



Figura 2.19. Mapa de desempenho para um compressor hipotético. Fonte: [7]

A figura 2.19 ilustra um mapa de desempenho de um compressor hipotético. O mapa inclui a *surge line* que representa o limite da operação estável. Acima e à esquerda dessa linha, instabilidades aerodinâmicas se tornam maiores do que as toleráveis. Vale ressaltar, que o mapa do compressor não mostra o efeito do número de Reynolds. Outra coisa importante a ressaltar é que a eficiência máxima ocorre próxima à linha e a velocidades moderadas, e não à velocidade máxima do rotor.

2.7 Turbinas

A análise de turbinas é semelhante à análise de compressores. A termodinâmica e a mecânica dos fluidos utilizadas para entender as turbinas são basicamente as mesmas utilizadas para entender os compressores. A

equação abaixo é a equação geral para o trabalho de um compressor ou de uma turbina.

$$w = U_1 V_{u1} - U_{1.5} V_{u1.5}$$
 Equação 2.27

Se o termo $U_{1.5}V_{u1.5}$ for maior que o termo U_1V_{u1} , então o trabalho é realizado no fluido, e portanto, trata-se um compressor. Se o termo $U_{1.5}V_{u1.5}$ for menor que U_1V_{u1} , então o trabalho é realizado pelo fluido, e portanto, trata-se de uma turbina.

Em um compressor, um estágio consiste em um rotor e um estator ou difusor. Em uma turbina o estágio também consiste em uma parte estacionária e uma parte rotativa. A parte estacionária é comumente chamada de bocal, e precede a parte rotativa.

Existem dois tipos de turbinas, as turbinas de fluxo radial e as turbinas de fluxo axial. As turbinas radiais são similares aos compressores centrífugos, exceto pelo fato do fluxo possuir entrada tangencial e saída radial. A figura 2.20 mostra as visões lateral e frontal de uma turbina radial.



Figura 2.20. Turbina de fluxo radial. Fonte: [7]

Turbinas de fluxo radial são usadas apenas para potências extremamente baixas ou onde a compactação é mais importante que o desempenho. Turbinas axiais são quase sempre utilizadas em motores de turbina a gás. Essa turbina consiste em um ou mais estágios, onde cada estágio consiste em uma fileira de bocais e uma fileira de rotores.
As velocidades relativas em turbinas axiais são, em geral, bem maiores das que ocorrem em compressores axiais, com uma grande variação na entalpia por estágio. Na fileira dos bocais a velocidade tangencial é aumentada na direção da rotação com uma queda na pressa estática. Na fileira dos rotores, a velocidade tangencial é diminuída.

Consideravelmente menos estágios são necessários em turbinas axiais do que em compressores axiais. Isso se deve, pois em compressores axiais o fluxo é desacelerado nas passagens com um respectivo aumento na pressão, enquanto o gás é acelerado na turbina. A ação difusora do compressor permite apenas variações moderadas nas passagens do compressor para evitar separação.

Desempenho da turbina

Os princípios da análise dimensional serão aplicados para o fluxo através de uma turbina para determinar os grupos adimensionais utilizados para descrever o desempenho de uma turbina. Será assumido que a entrada da turbina se dará no estágio 3 e a saída no estágio 4.

- Temperatura de estagnação na entrada (*T*₀₃).
- Pressão de estagnação na entrada (p_{o3}).
- Constante de pressão específica do gás (c_p).
- Dimensão característica geralmente diâmetro (D).
- Velocidade rotacional do rotor (N).
- Fluxo de massa do gás (m_g) .
- Pressão de estagnação na saída (p₀₄).
- Temperatura de estagnação atual na saída (T_{04a}).
- Viscosidade absoluta do gás (µ).
- Densidade do gás na entrada (ρ).

As constantes dos gases R, a massa molecular M ou a taxa do calor específico do gás k poderiam ser utilizadas ao invés da densidade. Também é necessário incluir o efeito da refrigeração da turbina, pois a maioria dos motores de turbina a gás utiliza refrigeração na turbina.

Os parâmetros utilizados podem apresentar diversas formas. As formas utilizadas serão:

- 1. Taxa de expansão (p_{o3}/p_{o4}) .
- 2. Parâmetro de fluxo na entrada $(m_g \sqrt{T_{o3}}/p_{o3} A)$.
- 3. Velocidade rotacional $(N/\sqrt{T_{o3}})$.
- 4. Eficiência adiabática da turbina (η_T).
- 5. Fluxo de ar na refrigeração da turbina.

O desempenho das turbinas geralmente é apresentado utilizando dois gráficos ao invés dos mapas de desempenho utilizados para os compressores. Isso é mostrado nas figuras 2.21 e 2.22.



Figura 2.21. Desempenho da turbina pela razão de expansão para alguns valores corrigidos da velocidade do rotor. Fonte: [7]



Expansion ratio, pos/pos

Figura 2.22. Parâmetro de fluxo na entrada da turbina pela razão de expansão para alguns valores corrigidos da velocidade do rotor. Fonte: [7]

Observando a figura 2.22, observa-se que a curva se aproxima daquela para o fluxo através de um bocal convergente. Essa similaridade ocorre porque o estrangulamento pode ocorrer tanto no bocal quanto no rotor da turbina, fixando o parâmetro de fluxo para a turbina. Também é importante lembrar que quando a turbina está estrangulada, o parâmetro de fluxo permanece constante. Isso não quer dizer que a razão de expansão é fixada, ou seja, a razão de expansão continua a variar mesmo quando o parâmetro de fluxo é constante. Também é importante observar que o parâmetro de fluxo é dependente da velocidade do rotor.

A área usada para o parâmetro de fluxo é a mínima área do fluxo na primeira fileira de bocais da turbina. Isso ocorre na garganta dos bocais da turbina.

2.8 Entradas, câmaras de combustão e bocais

Entradas subsônicas

Sabe-se que existem diferentes tipos de dutos de entrada de ar para motores de turbina a gás em aeronaves. Motores de aeronaves podem ser localizados embaixo das asas da aeronave, na base do estabilizador vertical, ou na fuselagem da aeronave com a entrada localizada na base da asa ou embaixo da fuselagem.

Cada uma dessas instalações pode causar problemas associados com entradas subsônicas. Entre esses problemas estão a distorção na entrada do compressor e perdas na pressão total. Entradas também podem ser classificadas como entrada simples, como as que ocorrem com motores instalados na parte inferior das asas da aeronave, ou podem ser classificadas como entrada dividida, como as que ocorrem em aviões de combate, onde as entradas estão localizadas na base das asas da aeronave. A configuração de entrada dividida pode levar à distorção (variação de pressão e/ou temperatura) na entrada do motor.

Entradas subsônicas são projetadas de maneira fixa. As entradas para motores com a mesma razão de desvio são projetadas com portas de sopro, no qual peças com molas são instaladas no perímetro do duto de entrada, projetado para entregar um ar adicional na face do motor de turbina a gás com alta potência de saída e baixa velocidade de avanço da aeronave.

A superfície interna de uma entrada subsônica é uma seção difusora presente no compressor. O padrão de ar na entrada a uma velocidade de avanço zero (operação estática) é mostrado na figura 2.23a. O padrão de ar na entrada a baixas velocidades de avanço é mostrado na figura 2.23b. E para altas velocidades de avanço, o padrão de ar é mostrado na figura 2.23c. É essencial que a entrada seja projetada dessa forma para não ocorrer a separação da camada limite.



Figura 2.23. Padrão do fluxo de ar para diversas velocidades de avanço. (a) Operação estática. (b) Baixa velocidade de avanço. (c) Alta velocidade de avanço. Fonte: [7]

A figura 2.24 ilustra o efeito da mudança do ângulo de ataque na entrada do duto.



Figura 2.24. Efeito do ângulo de ataque na entrada. (a) Operação normal. (b) Alto ângulo de ataque. Fonte: [7]

Câmaras de combustão

Esforços para produzir uma câmara de combustão eficiente, compacta e com baixa emissão de gases são dificultados pelas diversas condições de operação que o sistema pode operar. A variedade de operação inclui a partida, a parada, a aceleração, a desaceleração e a operação à potência máxima. Motores de aeronaves devem operar com condições no nível do mar e a altas altitudes.

Requisitos para um sistema de uma câmara de combustão em motores de turbina a gás incluem:

- 1. A liberação da energia do combustível no menor espaço possível.
- 2. Mínima queda de pressão em relação ao espectro de operação.
- Operação estável e eficiente em relação a uma larga variedade de razões ar-combustível, altitudes, velocidades de voo, e/ou níveis de potência.
- 4. Confiabilidade igual ou maior do que a revisão da vida útil do motor.
- 5. Capacidade de reativação em altitude para motores de aeronave.
- 6. Boa distribuição de temperatura na entrada do estator da turbina.
- 7. Baixas emissões (alta eficiência de combustão).

Uma típica câmara de combustão é mostrada na figura 2.25. Três zonas são identificadas na figura, o difusor, a zona primária e a zona secundária.



Figura 2.25. Câmara de combustão convencional para uma turbina a gás. Fonte: [7]

A zona de difusão é uma área de transição entre a saída do compressor e a entrada da câmara de combustão. É importante para reduzir a velocidade uma vez que a queda de pressão é função da velocidade ao quadrado. Manter típicas velocidades axiais para o compressor (150-170 m/s) pode levar a grandes quedas de pressão. A zona primária possui várias funções. Primeiro, essa é a região onde o combustível é adicionado e a ignição ocorre. O combustível deve ser injetado de maneira que forneça, aproximadamente, uma mistura estequiométrica do ar e do combustível que seja uniformemente distribuída. O sistema de injeção do combustível deve ser capaz de realizar isso para todas as condições de operação. A velocidade do ar, para todas as condições de operação, deve ser inferior a velocidade da chama para que a chama não saia da câmara de combustão.

O tamanho da gotícula do combustível, que é função da pressão do combustível, é importante. Um combustível líquido deve evaporar antes de poder queimar. A taxa de evaporação é aumentada se o combustível líquido possui uma grande área de superfície e se o combustível é injetado com uma alta velocidade. Injetar um combustível a uma alta velocidade quebra o combustível em gotículas menores, aprimorando a evaporação. Um método alternativo é aquecer o combustível.

Se as gotículas são muito pequenas, elas não penetrarão a corrente de ar. Já se as gotículas são muito grandes, o tempo de evaporação é aumentado, levando a uma combustão pobre.

Ar primário entra próxima ao combustível do bocal. Ar adicional, às vezes chamado de ar secundário, é introduzido como mostrado na figura 60 para garantir uma combustão completa. A razão ar-combustível deve estar entre certos limites para a combustão ocorrer. Esses limites variam com a pressão, temperatura do ar e velocidade, mas geralmente, estão entre uma razão equivalente de 0,6 e 2,5. Essa razão equivalente é definida como,

$$\phi = \frac{(f/a)_{actual}}{(f/a)_{stoich}}$$
Equação 2.28

É importante notar que se a razão de equivalência é menor que 1,0, tratase de uma mistura pobre. Já se a razão de equivalência for maior que 1,0, trata-se de uma mistura rica. A função da zona secundária é introduzir o ar remanescente para reduzir os gases da câmara de combustão, e assim alcançar a temperatura de entrada na turbina desejada. Além disso, a zona secundária providencia a mistura adequada para se obter uma distribuição uniforme na temperatura na entrada do bocal da turbina.

Muitas turbinas a gás possuem sistemas de combustão com um número fixo de bocais de combustível com tamanhos fixos. Isso significa que o combustível tanto na potência mínima quanto na potência máxima, é injetado através do mesmo número de bocais de combustível. Essa injeção de combustível leva a condições indesejadas que serão discutidas abaixo.

A baixos níveis de potência, câmaras de combustão de um único estágio possuem as seguintes características indesejáveis:

- 1. Pobre atomização e distribuição.
- Baixa estabilidade de combustão, principalmente devido a baixas pressão e temperatura do ar na entrada.
- Possível resfriamento dos gases de combustão antes da combustão ser completa.

A baixos níveis de potência, a temperatura na entrada da turbina é baixa. Isso significa que uma câmara de combustão com um único estágio de queima será rica em combustível na zona primária apresentando uma baixa vaporização e uma mistura com grande diluição na zona secundária, o que leva a formação de monóxido de carbono e hidrocarbonetos totais.

A altos níveis de potência, a eficiência de combustão é virtualmente 100%, e os níveis de monóxido de carbono e hidrocarbonetos totais são extremamente baixos. Óxidos de nitrogênio se tornam um problema devido às altas temperaturas máximas das câmaras de combustão.

Bocais de escape

Projetar um sistema de escape para uma aeronave comercial subsônica geralmente envolve o uso de um bocal convergente de área fixa, enquanto que, projetar um sistema de escape para uma aeronave supersônica geralmente envolve um sistema de escape com geometria variável. O sistema de escape selecionado para uma aeronave supersônica é uma harmonização entre peso, complexidade e desempenho.

Vários tipos de bocais são utilizados em aeronaves. Entre esses tipos estão.

- 1. Bocais convergentes de área fixa.
- 2. Bocais convergente-divergente de área fixa.
- 3. Bocais convergente-divergente de área variável.
- 4. Bocais de tomada.
- 5. Bocais bidimensionais.

Um bocal de escape para motores de turbina a gás em aeronaves deve:

- Combinar com outros componentes do motor para todas as condições de operação do motor.
- 2. Providenciar a razão de expansão ótima.
- 3. Ter perdas mínimas para as condições de design.
- 4. Ter baixo arrasto.
- 5. Providenciar empuxo reverso se necessário.
- 6. Ser capaz de incorporar material de absorção de ruído.

O sistema de escape mais simples é o bocal convergente com área fixa. Esse tipo de sistema de escape não possui partes móveis, não necessita de mecanismo de controle, e geralmente, é utilizado em aeronaves comerciais subsônicos. Quase todos os contornos suaves na região convergente irão providenciar um bom desempenho devido ao gradiente de pressão favorável na região. É importante lembrar que um empuxo adicional pode ser obtido se um bocal convergente-divergente for utilizado. Um bocal de área fixa é projetado para uma razão de expansão e uma taxa de massa do fluxo. Para outras razões de expansão, o bocal irá expandir demais ou expandir pouco. Um bocal convergente-divergente de área fixa adiciona peso, comprimento, e possivelmente arrasto, para o sistema de escape.

Muitos motores de aeronaves, incluindo todos os motores pós-queima, exigem um sistema de escape onde a área da garganta do bocal varia. Um bocal convergente-divergente de área variável é ilustrado na figura 2.26.



Figura 2.26. Diagrama esquemático de um bocal convergente-divergente de área variável. Fonte: [7]

2.9 Correspondência de componentes

Conceitos Gerais

Um estudo de correspondência é uma investigação da inter-relação da geometria do motor e dos parâmetros do motor como razão de pressão, fluxo de ar, velocidade do rotor, eficiência dos componentes, quedas de pressão, áreas e outros. Esse estudo deve ser conduzido para responder perguntas sobre o estado constante e transiente de um motor de turbina a gás.

A maior parte das discussões a seguir trata de uma operação em regime permanente para um motor turbojato e tenta responder as questões abaixo:

- Para um motor com geometria fixa, o que acontece com os parâmetros dos componentes e a correspondência dos mesmos, quando uma turbina a gás é operada em condições fora do projeto?
- 2. Como a variação na temperatura de entrada da turbina influencia na combinação dos componentes?
- 3. O ponto de correspondência dos componentes muda quando a área do bocal de um motor turbojato muda? Se sim, como se determina o novo ponto de correspondência?
- 4. Quais efeitos a condição de pós-queima tem no ponto de correspondência para um gerador de gás no motor turbojato? É possível para um motor turbojato com pós-queima operar no mesmo ponto de correspondência com a pós-queima tanto na condição de operação, quanto na condição de não operação?
- 5. Como a injeção de água no difusor ou a operação de um gás com baixo *Btu* influencia no ponto de correspondência?
- 6. Como a variação na área do bocal da turbina influencia na combinação do motor?
- 7. Como o vazamento do motor, a extração de potência, e/ou o resfriamento da pá da turbina influenciam na combinação do motor?

As respostas para essas perguntas envolvem a inter-relação de um grande número de variáveis. As equações desenvolvidas para responder essas questões contém um número de suposições que seriam questionáveis se um motor real for utilizado. A correspondência no motor, por causa da sua complexidade, é feita quase exclusivamente em computadores digitais de alta velocidade.

A geometria e as áreas do fluxo são estabelecidas no "ponto de *design*". Em todas as outras condições de operação, os componentes devem ser combinados para determinar a razão de pressão, o fluxo de ar, a velocidade do rotor, a eficiência, entre outros. O ponto de correspondência é definido na operação de regime permanente para uma turbina a gás quando o compressor e a turbina são balanceados na velocidade do rotor, potência e fluxo.

Não importa qual o tipo de motor está sendo considerado, as conservações de massa, energia e momento devem ser satisfeitas. Para satisfazer a conservação de massa é necessário:

- O fluxo que passa pela turbina deve ser igual ao fluxo que passa pelo compressor mais a adição de combustível, subtraindo qualquer ar extraído. Deve se tomar cuidado com qualquer ar extraído e onde esse ar volta para o sistema.
- As características de fluxo para o sistema de escape devem ser satisfeitas.

Para satisfazer a conservação de energia é necessário que a potência desenvolvida por cada turbina deva ser igual à potência requerida por cada compressor, considerando perdas e a potência que é extraída.

Como apenas tendências gerais de combinação de um motor turbojato estão sendo consideradas, algumas simplificações devem ser assumidas. Essas simplificações são:

- Nenhuma perda de pressão por queima ou pelo sistema de escape deve ser incluída. Ou seja, é assumido que a pressão permanece constante através da câmara de combustão e da saída da turbina até a entrada do bocal de exaustão.
- 2. O fluxo de massa é assumido para ser o mesmo através do compressor, da turbina e do bocal de exaustão. Isso significa que a massa de combustível adicionada será negligenciada, nenhum ar é extraído do compressor e o resfriamento da turbina não será utilizado no motor estudado.
- Nenhuma potência é extraída e nenhuma perda ocorre entre a turbina e o compressor.

- As áreas dos bocais da turbina e do jato possuem valores constantes, determinadas pelas condições de projeção.
- É assumido que o ar é o fluido de trabalho e que a taxa de calor específico possui um valor constante de 1,4.

Conservação de massa

Para facilitar o entendimento, será considerado um motor turbojato de rotor único. A figura 2.27 é um diagrama esquemático de um motor turbojato de rotor único mostrando os vários componentes e números de estações.



Figura 2.27. Diagrama esquemático de um motor turbojato de rotor único. Fonte: [7]

As características do fluxo da turbina que será utilizada na análise são mostradas na figura 2.28. É possível notar nessa figura, que a variação dos parâmetros de fluxo da turbina como função da razão de expansão é mostrada como uma curva simples sem a correção das linhas de velocidade rotacional da turbina. Essas características do fluxo foram assumidas:

- 1. Para simplificar a análise.
- Por causa do pequeno efeito que a velocidade rotacional da turbina possui no parâmetro de fluxo da turbina e na eficiência.



Figura 2.28. Características do fluxo de uma turbina. Fonte: [7]

A turbina de um motor turbojato simples opera engasgada sob uma larga região do espectro de operação. Assim, na maioria das vezes, o ponto de operação da turbina será no lado direito do ponto A, como mostrado na figura 2.28.

Quando o parâmetro de fluxo da turbina se torna uma constante (a turbina engasga), a razão de expansão da turbina ainda consegue aumentar. Para uma temperatura de entrada fixa na turbina e para uma eficiência da turbina também fixa, o trabalho da turbina é dependente da razão de expansão. Qualquer que seja o ponto de correspondência da turbina, o mesmo depende das características do fluxo que segue a turbina, ou seja, as características do fluxo do bocal de escape para um motor turbojato.

A relação entre as características do fluxo da turbina e do compressor é expressa pela equação abaixo:

$$\frac{\dot{m}_{g_3}\sqrt{T_{o_3}}}{p_{o_3}A_3} = \left[\frac{\dot{m}_{a_1}\sqrt{\theta_{o_1}}}{\delta_{o_1}}\right] \sqrt{\frac{T_{o_3}}{\theta_{o_1}}} \left(\frac{\dot{m}_{g_3}}{\dot{m}_{a_1}}\right) \left[\frac{1}{(p_{o_3}/p_{o_2})(p_{o_2}/p_{o_1})p_{std}A_3}\right]$$
Equação 2.29

Para uma perda de pressão constante na câmara de combustão, para um fluxo de massa no compressor igual ao da turbina ($\dot{m}_{g3} = \dot{m}_{a1}$), para uma área fixa do bocal da turbina ($A_3 = constante$) e para uma turbina engasgada ($\dot{m}_{g3}\sqrt{T_{o3}}/p_{o3}A_3$), a equação acima se torna:

$$\frac{p_{o2}}{p_{o1}} = C_1 \left[\frac{\dot{m}_{a1} \sqrt{\theta_{o1}}}{\delta_{o1}} \right] \sqrt{\frac{T_{o3}}{\theta_{o1}}}$$
 Equação 2.30

Para o termo T_{o3}/θ_{o1} fixo, a expressão se reduz para:

$$\frac{p_{o2}}{p_{o1}} = C_2 \frac{\dot{m}_{a1}\sqrt{\theta_{o1}}}{\delta_{o1}}$$
 Equação 2.31

Projetando a expressão acima em um típico mapa de compressor resulta na figura 2.29.



Figura 2.29. Equação projetada em um típico mapa de compressor. Fonte: [7]

A equação mostra que a razão de pressão é zero quando o fluxo de ar é zero. Porém, isso é impossível, já que a equação assume uma turbina engasgada. Quando se tem baixos fluxos de ar, a turbina desengasga. Assim, as linhas da constante T_{o3}/θ_{o1} se curvam a uma razão de pressão 1,0 quando não há fluxo de ar. Isso é mostrado na figura 2.29 através das linhas tracejadas.

Trabalho do compressor

O trabalho de compressão ideal para um motor turbojato simples, ilustrado na figura 2.27, é dado pela expressão abaixo,

$$w_{C,i} = \Delta h_{oC,i} = c_{pC}(T_{o2i} - T_{o1}) \qquad \qquad \text{Equação 2.32}$$

A expressão acima, quando dividida pela temperatura de entrada do compressor, se torna, para calores específicos constantes,

$$\frac{\Delta h_{oC,i}}{\theta_{o1}} = c_{pC} T_{std} \left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$
 Equação 2.33

A equação acima mostra que o trabalho de compressão ideal é função apenas da razão de pressão. Quando calores específicos variáveis são considerados, o trabalho de compressão ideal é aproximadamente função da razão de pressão.

Trabalho da turbina

O trabalho ideal de uma turbina para um motor turbojato simples, ilustrado na figura 2.27, é, para calores específicos constantes,

$$\frac{\Delta h_{oT,i}}{\theta_{o3}} = c_{pT} T_{std} \left[1 - \left(\frac{p_{o3}}{p_{o4}}\right)^{(1-k)/k} \right]$$
Equação 2.34

A expressão acima ilustra que o trabalho ideal desenvolvido por uma turbina é função apenas da razão de pressão. O trabalho de uma turbina real depende da eficiência da turbina.

$$\frac{\Delta h_{oT,a}}{\theta_{o3}} = \frac{\Delta h_{oT,i}}{\theta_{o3}} \eta_T = c_{pT} T_{std} \eta_T \left[1 - \left(\frac{p_{o3}}{p_{o4}}\right)^{(1-k)/k} \right]$$
Equação 2.35

Balanço de energia turbina-compressor

Foi visto anteriormente, que para uma turbina engasgada, a razão de pressão do compressor é função da temperatura de entrada da turbina e do fluxo de massa corrigido do compressor.

$$\frac{p_{o2}}{p_{o1}} = C_1 \left(\frac{\dot{m}_{a1} \sqrt{\theta_{o1}}}{\delta_{o1}} \right) \sqrt{\frac{T_{o3}}{\theta_{o1}}}$$
Equação 2.36

Os resultados em diversas linhas são ilustrados na figura 2.29, onde cada linha é para uma diferente temperatura de entrada da turbina. A equação acima é baseada na conservação da massa e, como mostrado na figura 2.29, não permite uma pessoa determinar se o motor irá operar no ponto A, B, C ou D.

O ponto de operação real para regime permanente ocorre quando a potência da turbina é igual à potência necessária pelo compressor, onde isso é determinado por um balanço de energia. Baseado em suposições anteriores (sem extração de potência, sem perdas entre o compressor e a turbina, e $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{g3}$),

$$\frac{\Delta h_{oC,a}}{\theta_{o1}} = \frac{\Delta h_{oT,a}}{\theta_{o3}} \begin{pmatrix} T_{o3} \\ T_{o1} \end{pmatrix}$$
 Equação 2.37

Combinando as equações do trabalho do compressor, do trabalho da turbina e do balanço de energia, para o caso onde $c_{p,C} = c_{p,T}$,

$$\left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}}\right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \eta_C \eta_T \left[1 - \left(\frac{p_{o3}}{p_{o4}}\right)^{(1-k)/k} \right] \left(\frac{T_{o3}}{T_{o1}}\right)$$
 Equação 2.38

Essa equação ilustra o fato da razão de pressão do compressor ser função da eficiência do compressor, da eficiência da turbina, da razão de expansão da turbina, e da razão entre a temperatura de entrada da turbina e da temperatura de entrada do compressor, ou

$$\frac{p_{o2}}{p_{o1}} = f\left(\eta_{C}, \eta_{T}, \frac{p_{o3}}{p_{o4}}, \frac{T_{o3}}{T_{o1}}\right)$$
 Equação 2.39

A expressão acima mostra que para T_{o3}/T_{o1} fixo e valores constantes de η_c e η_T , a razão de pressão do compressor é uma função da razão de expansão da turbina. A razão de expansão da turbina é fixa pelas características de fluxo do bocal de escape.

Bocal de escape

Os parâmetros de fluxo da turbina e do bocal de escape, quando combinados, formam a expressão abaixo:

$$\frac{\dot{m}_{g4}\sqrt{T_{o4a}}}{p_{o4}A_4} = \frac{\dot{m}_{g3}\sqrt{T_{o3}}}{p_{o3}A_3} {p_{o4} \choose p_{o4}} \sqrt{\frac{T_{o4a}}{T_{o3}}} {A_4 \choose A_4}$$
Equação 2.40

Para uma eficiência politrópica da turbina, a razão de temperatura real da turbina está relacionada com a razão de expansão da turbina de acordo com a expressão abaixo:

$$\frac{T_{04a}}{T_{03}} = \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\eta_p(k-1)/k}$$
 Equação 2.41

Combinando as duas equações anteriores e assumindo $\dot{m}_{g3} = \dot{m}_{g4} = \dot{m}_{g}$, tem-se que:

$$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{04a}}}{p_{04}A_4} = \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{p_{03}A_3} \left(\frac{p_{03}}{p_{04}}\right)^{1 - \frac{\eta_p}{2}(k-1)/k} \left(\frac{A_3}{A_4}\right)$$
Equação 2.42

A equação acima mostra que, para bocais de escape e da turbina de área fixa, a razão de expansão possui um valor constante, desde que os bocais de escape e da turbina engasguem. Porém, isso se torna verdade apenas se a eficiência politrópica da turbina seja uma constante.

Linha de operação

É importante determinar o que acontece com as condições de operação em regime permanente de um motor se a temperatura de entrada da turbina e/ou as condições de voo variar. Isso será feito assumindo um mapa de compressor hipotético para um motor turbojato simples, fixando as áreas no ponto de projeção, e então determinar o que acontece com a operação do motor com a variação da temperatura de entrada da turbina. Isso é ilustrado com o mapa do compressor hipotético da figura 2.30.



Figura 2.30. Hipotético mapa de um compressor com a linha de operação em regime permanente. Fonte: [7]

Procedimento geral de combinar componentes

O procedimento geral de combinação deve levar em conta calores específicos variáveis, os produtos reais da combustão, o fato do ar poder ser extraído em um estágio intermediário ou na saída do compressor, que o resfriamento da turbina pode ser utilizado, a adição de combustível, a queda de

pressão na câmara de combustão, as características do fluxo da turbina como função da velocidade do rotor, o fato da eficiência da turbina não ser uma constante, e assim por diante.

Será assumido que o motor turbojato de duplo eixo possui o número de estágios mostrados na figura 2.31 e que as características de desempenho do compressor, da turbina e do bocal são mostradas na figura 2.32.



Figura 2.31. Diagrama esquemático de um motor turbojato de duplo eixo. Fonte: [7]



Figura 2.32. Características dos componentes para um motor turbojato de duplo eixo. (a) Compressor de baixa pressão. (b) Compressor de alta pressão.
(c) Turbina de alta pressão. (d) Turbina de alta pressão. (e) Turbina de baixa pressão. (f) Turbina de baixa pressão (g) Bocal de escape. Fonte: [7]

Os tópicos abaixo descrevem o procedimento geral de combinação de componentes. É assumido que as condições de voo (altitude e velocidade) e a temperatura de entrada da turbina são conhecidas.

1. Sabendo as condições de voo fixar T_{o1} e p_{o1} .

- 2. Assumir um ponto de operação LPC (assumir $p_{o1.5}/p_{o1}$ e $\dot{m}_{a1}\sqrt{\theta_{o1}}/\delta_{o1}$). Desde que η_{LPC} e $N_{LPC}/\sqrt{\theta_{o1}}$ são conhecidos do mapa LPC (figura 2.32a), N_{LPC} , \dot{m}_{a1} , $\Delta h_{LPC,a}$, $\dot{m}_{a1.5}$, $T_{o1.5,a}$ e $p_{o1.5}$ podem ser calculados.
- 3. Assumir uma razão de pressão LPC, $p_{o2}/p_{o1.5}$. Calcular $\dot{m}_{a1.5}\sqrt{\theta_{o1.5}}/\delta_{o1.5}$, e então ler do mapa HPC (figura 2.32b), η_{HPC} e $N_{HPC}/\sqrt{\theta_{o1.5}}$. Calcular N_{HPC} , $\Delta h_{LPC,a}$, \dot{m}_{a2} , T_{o2a} e p_{o2} .
- 4. Desde que T_{o3} seja conhecido, determinar a razão ar-combustível e a queda de pressão na câmara de combustão. Calcular \dot{m}_{g3} e p_{o3} .
- 5. Assumir uma razão de expansão HPT. Calcular $N_{HPT}/\sqrt{\theta_{o3}}$. Determinar das características de desempenho da turbina η_{HPT} (figura 2.32d) e $\dot{m}_{q3}\sqrt{T_{o3}}/p_{o3}A_3$ (figura 2.32c). Calcular $\Delta h_{HPT,a}$ e \dot{m}_{q3} .
- 6. Checar se $\Delta h_{HPT,a}$ e \dot{m}_{g3} estão com uma tolerância predefinida. Se não, repetir os passos 3, 4 e 5 até uma correspondência existir.
- 7. Uma vez que o eixo de alta pressão for combinada, $\dot{m}_{g3.5}$, $p_{o3.5}$, $T_{o3.5a}$, e N_{LPC} são conhecidos. Assumir uma razão de expansão LPT, $p_{o3.5}/p_{o4}$. Determinar η_{LPC} (figura 2.32f) e $\dot{m}_{g3.5}\sqrt{T_{o3.5}}/p_{o3.5}A_{3.5}$ (figura 2.32e). Calcular $\Delta h_{LPT,a}$ e $\dot{m}_{g3.5}$.
- 8. Checar se $\Delta h_{LPT,a}$ e \dot{m}_{g3} estão com uma tolerância predefinida. Se não, repetir os passos 2 até o 7 até uma correspondência existir.

9. Uma vez que um eixo de baixa pressão for combinado, \dot{m}_{g4} , p_{o4} , e T_{o4a} , são conhecidos. Determinar das características de fluxo do bocal de escape (figura 2.32g), $\dot{m}_{g4}\sqrt{T_{o4}}/p_{o4}A_4$. Calcular A_4 e comparar com o A_4 conhecido do bocal de escape. A existência da combinação do motor, o empuxo, o consumo de combustível do empuxo específico, e outros valores desejados podem ser calculados com uma tolerância predefinida. Se uma correspondência não existir, repetir os passos 2 até o 9 até uma correspondência ser alcançada.

Observando o procedimento de combinação mostrado acima, conclui-se que o estudo de combinação de componentes para uma turbina a gás é um problema complexo. O procedimento descrito é para um motor turbojato de duplo eixo. A complexidade do problema aumenta para o estudo de um motor turbofan.

Capítulo 3

Simulação da operação de turbojatos e turbofans

3.1 Modelo Base para um Motor Turbofan

O modelo utilizado foi um ciclo de análise termodinâmica completo, construído utilizando o EES para o cálculo das temperaturas, pressões, desempenho e parâmetros de eficiência que podem ser modificados para acomodar mudanças de calor. Esse modelo foi realizado utilizando os conceitos apresentados no capítulo 2 e a análise utilizada para a modelagem teve como base a referência [8].

Nesse arranjo, a turbina de alta pressão (HPT) conduz o compressor de alta pressão (HPC), enquanto a turbina de baixa pressão (LPT) conduz o compressor de pressão intermediária (IPT) e o fan. O ciclo do motor turbofan com dois eixos pode ser visto na figura 3.1.



Figura 3.1. Motor turbofan de dois eixos

As seguintes eficiências e parâmetros fornecidos por [9] foram utilizados para o modelo base. Para o ponto de design, baseou-se em um motor *General Electric 90* de um *Boeing* 777 a uma altitude de voo de 10,668 km com velocidade do ar Mach de 0,85. Esses valores foram escolhidos para posterior

comparação dos parâmetros de desempenho encontrados a partir da modelagem com os valores observados nas referências [8] e [9].

<i>e_f</i>
<i>e</i> _c
<i>e</i> _t
η _f 95%
η _m
<i>π</i> _{<i>HPC</i>} 21,5
π _o 40,44
<i>P</i> _o 0,239 bar
<i>T</i> _o
Δ _p
<i>π</i> _f 1,65
<i>π_{IPC}</i> 1,14
<i>B</i>
<i>m</i> _{tot}
<i>π</i> _d
<i>A_h</i>
<i>A_c</i>

Dado o fluxo de massa total \dot{m}_{tot} , o fluxo de massa do centro \dot{m}_c e o fluxo de massa by-pass \dot{m}_B podem ser determinados usando as Equações 3.1 e 3.2.

$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_{tot}}{1+B}$	Equação 3.1
$\dot{m}_B = B\dot{m}_c$	Equação 3.2

3.1.1 Análise do Ciclo para o Motor Turbofan

Para analisar o ciclo, a abordagem padrão para um ciclo Brayton foi utilizada. Além da entrada do fan e dos bocais frio e quente, propriedades de estagnação foram utilizadas. Para cada estação termodinâmica, relações e eficiências isentrópicas são usadas para obter a temperatura e pressão de saída do fluxo. Um código no EES do modelo base pode ser encontrado nos anexos.

Relações Isentrópicas:
$$\frac{P_1}{P_0} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_0^2\right)^{\gamma/\gamma - 1}$$
 Equação 3.3

$$\frac{T_{o1s}}{T_{o1}} = \left(\frac{P_{o1}}{P_o}\right)^{\gamma/\gamma - 1}$$
 Equação 3.4

Eficiência Isentrópica:
$$\eta = \frac{T_{o1s} - T_o}{T_{o1} - T_o}$$
 Equação 3.5

Desde que as eficiências da turbina e do compressor são dadas em termos politrópicos, a Equação 3.6 foi usada para a conversão em eficiência isentrópica, onde τ é razão de temperatura e "*e*" é a eficiência politrópica.

$$\eta = \frac{1 - \tau}{1 - \left[\tau^{\frac{1}{e}}\right]}$$
Equação 3.6

A equação de fluxo constante é usada para obter as propriedades de estagnação do ambiente e calcular a velocidade de saída, caso o fluxo na saída do bocal se expanda até a pressão ambiente.

$$c_p(T_{o1} - T_o) = \frac{v_{exit}^2}{2}$$
 Equação 3.7

3.1.2 Fan (Estação 2-3)

Inicialmente, a temperatura de estagnação na entrada do fan (T_2) pode ser calculada utilizando a Equação 3.7. A medida que o ar passa, certa quantidade de pressão é perdida. O Fator de Recuperação de Pressão (π_d) quantifica isso e deve ser considerado quando se calcula a pressão na entrada do fan, P_2 . A pressão ambiente (P_o) pode ser convertida em termos de estagnação, P_2 , utilizando a Equação 3.3 com a inclusão do fator π_d .

Tendo obtido a pressão na entrada do fan, a pressão na saída do fan, (P_3) pode ser obtida utilizando a razão de pressão conhecida no fan, π_f que é a razão entre P_3 e P_2 . Para a temperatura na saída do fan (T_{3s}), a Equação 3.4 foi utilizada.

A temperatura real de estagnação na saída do fan (T_3) é obtida usando a Equação 3.5 com a eficiência isentrópica do bocal.

3.1.3 Compressores de Pressão Intermediária e Alta Pressão (Estação 3-5, Estação 5-6)

A seção do compressor começa do compressor de pressão intermediária (IPC) progredindo até o compressor de alta pressão (HPC). Usando a razão de pressão do compressor pré-definida (π_{IPC}), a pressão na saída de IPC (P_5) pode ser obtida conhecendo o valor de P_3 , que é a pressão na saída do fan.

A temperatura recebida em IPC (T_5) pode ser obtida usando relações isentrópicas (Equação 3.4), onde a temperatura ideal (T_{5s}) pode ser encontrada usando a eficiência isentrópica IPC (Equação 3.5).

Para o HPC, a pressão na saída (P_6) foi calculada utilizando a razão de pressão HPC pré-definida (π_{HPC}), conhecendo a pressão de saída IPC (P_5). O

cálculo da temperatura recebida no HPC (T_6) é realizado de forma similar ao da temperatura recebida no IPC.

3.1.4 Câmara de Combustão (Estação 6-7)

Imediatamente após o HPC vem a câmara de combustão. Assumiu-se que a câmara de combustão opera com 100% de eficiência de queima. É crucial considerar a perda de pressão total (Δ_p) na câmara de combustão devido aos efeitos de turbulência provenientes da fricção das paredes e do aumento de temperatura dentro da câmara de combustão. Portanto, a pressão na saída da câmara de combustão (P_7) é calculada com a Equação 3.8.

$$P_7 = (1 - \Delta_p) P_6$$
 Equação 3.8

Tendo calculado P_7 , a razão de ar-combustível (*f*) da câmara de combustão pode ser obtida com a Equação 3.9, onde a temperatura da câmara de combustão (T_7) é a temperatura de entrada da turbina pré-definida. A razão ar-combustível é essencial para calcular o empuxo e o consumo de combustível. Dessa seção em diante, um valor melhorado de calor específico denotado com um subscrito "g" é utilizado para lidar com temperaturas mais elevadas: $c_{p,g}, c\gamma_g$.

$$f = \frac{c_{p,g}T_7 - c_pT_6}{Q_R - c_{p,g}T_7}$$
 Equação 3.9

3.1.5 Turbinas HPT e LPT (Estação 7-8, Estação 8-9)

A turbina consiste em duas seções: turbina de alta pressão (HPT) seguida pela turbina de baixa pressão (LPT). Para ambas as turbinas, o balanço de trabalho teve que ser realizado para calcular a temperatura de saída de ambas as seções da turbina.

Turbina de Alta Pressão (HPT):

Como o HPT comanda o HPC, ambos realizam o mesmo trabalho. No entanto, parte do trabalho realizado pelo HPT é perdido devido à eficiência mecânica (η_m) do eixo e isso é incluído no balanço do trabalho mostrado na Equação 3.10. Além disso, a razão de combustível (f) é também incluída no trabalho realizado pelo HPT. A Equação 3.10 foi utilizada para determinar a temperatura do HPT (T_8).

$$trabalho HPC = \eta_m(trabalho HPT)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_6 - T_5) = (1 + f) \eta_m \dot{m}_c c_{p,g} (T_7 - T_8)$$
 Equação 3.10

Após obter T_8 , a pressão de saída de HPT (P_8) pode ser obtida utilizando as relações isentrópicas (Equação 3.5) e a eficiência isentrópica do HPT (Equação 3.6).

Turbina de Baixa Pressão (LPT):

Nesse ciclo turbofan, o LPT conduz o IPC e o fan. Um balanço de trabalho é realizado para obter a temperatura no LPT (T_9), como mostrado na Equação 3.11. Dois parâmetros diferentes de fluxo de massa são usados para os trabalhos do fan e do IPC devido à natureza do fluxo.

trabalho Fan + trabalho IPC =
$$\eta_m$$
(trabalho LPT)

$$\dot{m}_{tot}c_p(T_3 - T_2) + \dot{m}_c c_p(T_5 - T_3) = (1 + f)\eta_m \dot{m}_c c_{p,g}(T_8 - T_9)$$
 Equação 3.11

Após calcular (T_9) com a Equação 3.11, a pressão LPT (P_9) pode ser calculada similarmente ao cálculo realizado para a pressão de saída HPT (P_8).

3.1.6 Bocais Frio e Quente (Estação 3-4, Estação 9-10)

Existem dois bocais em um turbofan, um bocal frio para o by-pass e um bocal quente para o núcleo. O duto by-pass do turbofan fica a jusante do fan. Portanto é assumido que a temperatura do by-pass (T_4) é igual a temperatura na saída do fan (T_3). O mesmo raciocínio se aplica para a pressão do by-pass (P_3).

Como o ar que passa por ambos os bocais pode ser supersônico, os efeitos de fluxo engasgado precisam ser considerados. Comparando a razão das respectivas pressões e o ponto da pressão ambiente (P_0) para a razão de pressão crítica (Equação 3.12), pode ser estabelecido se o fluxo é engasgado ou não. η_n é a eficiência isentrópica do bocal. Esse processo foi realizado utilizando funções no EES e se aplica para ambos os bocais.

$$\frac{P_{upstream}}{P_{crit}} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_n} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}\right)\right]^{\gamma/\gamma - 1}}$$
Equação 3.12

•
$$\frac{P_4}{P_0} > \frac{P_4}{P_{crit}}$$

O bocal está engasgado. A pressão de saída será igual à pressão crítica (P_{crit}). Propriedades isentrópicas (Equação 3.4) são utilizadas para determinar T_4 que é a temperatura de saída real. Desde que o bocal esteja engasgado, a velocidade de saída do by-pass (V_4) é igual à velocidade do som (Mach) e é calculada usando a Equação 3.13.

$$V_{19} = \sqrt{\gamma R T_{19}}$$
 Equação 3.13

•
$$\frac{P_4}{P_0} < \frac{P_4}{P_{crit}}$$

O bocal está desengasgado. Como consequência, o fluxo de saída do bocal pode ser expandido até a pressão ambiente (P_0). Como está desengasgado, a temperatura real na saída do by-pass (T_4) pode ser calculada

usando as equações 3.4 e 3.5 sendo conhecida a eficiência do bocal (η_n). Por fim, a velocidade de saída do by-pass (V_4) é obtida utilizando a equação 3.7.

Para calcular o empuxo, a contribuição no empuxo específico do bocal by-pass e do bocal do núcleo são determinados separadamente usando as Equações 3.14 e 3.15, que são provenientes da equação geral do empuxo.

Empuxo Específico Bypass:

$$F_{s,b} = \frac{T_{s,b}}{\dot{m}_{tot}} = \left(\frac{1}{\dot{m}_{tot}}\right) \dot{m}_b (V_4 - V_0) + \frac{A_{cold}}{\dot{m}_{tot}} (P_4 - P_0)$$
 Equação 3.14

Empuxo Específico do Núcleo:

$$F_{s,c} = \frac{T_{s,c}}{\dot{m}} = \left(\frac{1}{\dot{m}_{tot}}\right) \dot{m}_c ((1+f)V_{10} - V_0) + \frac{A_{hot}}{\dot{m}_{tot}} (P_{10} - P_0)$$
 Equação 3.15

Pode ser notado que a equação do empuxo específico do núcleo possui um termo adicional de razão ar-combustível (*f*). Isso serve para incluir a contribuição do processo de queima de combustível na câmara de combustão.

Por fim, o empuxo total F_T proveniente de ambas as contribuições pode ser obtido utilizando a equação 3.16.

$$F_T = \dot{m}_{tot} (F_{s,b} + F_{s,c})$$
 Equação 3.16

3.1.7 Desempenho

Primeiramente, a razão do fluxo de massa do combustível (\dot{m}_f) precisa ser calculada. Comparado com o SFC, o fluxo de massa de combustível não é uma função do empuxo total (F_T), portanto é um parâmetro avaliativo melhor em termos do combustível requerido. Isso se dá pelo fato de um baixo SFC, não impedir um alto \dot{m}_f , dependendo do empuxo produzido pelo motor. Porém, um baixo \dot{m}_f infere diretamente em um baixo consumo de combustível. SFC se refere ao combustível consumido por empuxo impulsivo.

$$\dot{m}_f = f \dot{m}_c$$
 Equação 3.17

$$SFC = \frac{F_T}{m_f}$$
 Equação 3.18

Sendo conhecido o empuxo produzido, é útil obter também a razão de empuxo (FR). FR é uma medida que descreve a razão entre o empuxo do núcleo pelo empuxo do by-pass, o que pode ser utilizado para determinar qual possui uma maior contribuição para o empuxo total.

$$FR = \frac{\frac{F_{T,c}}{m_c}}{\frac{F_{T,b}}{m_b}}$$
Equação 3.19

Finalmente, as eficiências podem ser determinadas. A eficiência térmica (η_{th}) quantifica o quanto do calor é convertido em potência para o motor. A eficiência propulsiva (η_p) quantifica o quanto da potência total do motor é convertida em empuxo.

$$\eta_{th} = \frac{F_T V_0 + 1/2(1+f)\dot{m}_c (V_{10} - V_0)^2 + 1/2\dot{m}_b (V_4 - V_0)^2}{Q_R \dot{m}_f}$$
 Equação 3.20

$$\eta_p = \frac{F_T V_0}{F_T V_0 + \frac{1}{2}(1+f)\dot{m}_c (V_{10} - V_0)^2 + \frac{1}{2}\dot{m}_b (V_4 - V_0)^2}$$
 Equação 3.21

A eficiência geral (η_o) do motor é o produto das eficiências térmica e propulsiva.

$$\eta_o = \eta_{th} \eta_p$$
 Equação 3.22

3.2 Modelo Base para um Motor Turbojato

Como foi modelado um motor turbofan de duplo eixo no tópico 3.1, decidiu-se aqui modelar um motor turbojato de eixo simples. Portanto, esse trabalho apresentará um código para um motor de eixo simples e outro código para um motor de duplo eixo, permitindo assim, uma análise mais completa dos propulsores aeronáuticos. O modelo utilizado também foi realizado no EES e permitiu o cálculo das temperaturas, pressões, desempenho e parâmetros de eficiência.

O motor turbojato de eixo simples pode ser observado na figura 2.5, e apresenta em sua composição um difusor, um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina e um bocal. Os valores utilizados para a modelagem foram os valores ao nível do mar na condição de decolagem. Esses valores foram escolhidos para posterior comparação com a referência [2], e assim poder validar o código. Os seguintes valores apresentados foram os valores utilizados no exemplo 6.1 da referência [2].

η_n	100%
η_c	
η_t	
η_m	
π _c	12
<i>P</i> _o	101,325 kPa
<i>T</i> _o	
T _{entrada turbina}	1400 K
<i>m</i> _{tot}	1 kg/s

3.2.1 Compressor (Estação 1-2)

Como a velocidade de entrada foi considerada igual a zero, as condições na entrada do compressor são iguais às condições ambiente. Logo,

a pressão P_1 é igual a pressão ambiente (P_o) e a temperatura T_1 é igual a temperatura ambiente (T_o).

Utilizando a razão de pressão do compressor pré-definida (π_c), a pressão na saída de compressor (P_2) pode ser obtida conhecendo o valor de P_1 , que é a pressão na entrada do compressor.

A temperatura na saída do compressor (T_2) pode ser obtida usando relações isentrópicas (Equação 3.4), onde a temperatura ideal (T_{2s}) pode ser encontrada utilizando a eficiência do compressor (Equação 3.5).

3.2.2 Câmara de Combustão (Estação 2-3)

Imediatamente após o compressor vem a câmara de combustão. Assumiu-se que a câmara de combustão opera com 100% de eficiência de queima e as perdas devido aos efeitos de turbulência provenientes da fricção das paredes foram desconsideradas. Assim, a pressão na saída da câmara (P_3) foi considerada igual à pressão na saída do compressor (P_2). Outra consideração assumida foi que a razão de ar-combustível (f) da câmara de combustão é igual a zero.

3.2.3 Turbina (Estação 3-4)

Como a turbina comanda o compressor, ambos realizam o mesmo trabalho. Assumindo que a eficiência mecânica (η_m) do eixo é igual a 100%, pode-se obter o balanço do trabalho, como mostrado na Equação 3.10. Além disso, considerando a razão de combustível (f) igual à zero é possível obter a temperatura na saída da turbina (T_4) utilizando a equação 3.10.

Após obter T_4 , a pressão de saída de turbina (P_4) pode ser obtida utilizando as relações isentrópicas (Equação 3.5) e a eficiência isentrópica da turbina.

3.2.4 Bocal (Estação 4-5)

Para o bocal é possível obter a pressão crítica utilizando a Equação 3.12, onde a eficiência do bocal (η_n) assumida foi de 100%. A partir da pressão crítica e da pressão na saída da turbina (P_4), calculou-se a pressão na saída do bocal (P_5).

Em seguida, obteve-se a temperatura real na saída do bocal (T_5) utilizando as Equações 3.4 e 3.5 sendo conhecida a eficiência do bocal (η_n). Por fim, a velocidade de saída do bocal (V_5) é obtida utilizando a Equação 3.7.

Para o cálculo do empuxo, obteve-se inicialmente a área na saída do bocal (A_5) utilizando a Equação 3.23. Além disso, considerou-se a razão de combustível (f) igual à zero e a velocidade inicial (V_o) também igual à zero. Por fim, obteve-se o empuxo a partir da Equação 3.15.

$$A_5 = \frac{m_{tot}RT_5}{V_5P_5}$$
 Equação 3.23

Capítulo 4

Resultados e Discussões

4.1 Análise dos Resultados Obtidos para o Motor Turbofan

Após a finalização do código para o motor turbofan de duplo eixo, o programa foi compilado para a obtenção dos resultados. A partir dos resultados obtidos foi possível compará-los com as referências [8] e [9], e assim obter as diferenças em porcentagem para esses resultados. As tabelas 4.1 e 4.2 realizadas no *Excel* demonstram qual a diferença percentual entre os resultados.

Tabela 4.1. Comparação entre os resultados obtidos pelo modelo base e pela referência [9]

Parâmetros	Modelo base	Referência [9]	Diferença com referência [9] %
Empuxo (kN)	66,63	69,2	3,71
Taxa do fluxo de combustível (kg/s)	1,193	1,079	10,57
SFC (mg/kNs)	17,91	15,6	14,81

Tabela 4.2. Comparação entre os resultados obtidos pelo modelo base e pela referência [8]

Parâmetros	Modelo base	Referência [8]	Diferença com referência [8] %
Empuxo (kN)	66,63	66,628	0,003
Taxa do fluxo de combustível (kg/s)	1,193	1,1935	0,042
SFC (mg/kNs)	17,91	17,913	0,017

Como pode ser observado na tabela 4.1, o modelo gerou um valor de empuxo bem próximo à [9], sendo observada uma diferença de 3,71%. No entanto, os parâmetros de combustível calculados pelo modelo é 14,81% maior para SFC e 10,57% maior para taxa do fluxo de combustível. Essas diferenças podem ter ocorrido devido aos passos e premissas de cálculo tomadas durante a análise do ciclo entre esse modelo e o modelo utilizado em [9].
Para o comparativo entre o modelo base utilizado e o modelo de [8], verifica-se uma grande semelhança entre os valores obtidos para o empuxo, para o SFC e para a taxa do fluxo de combustível, como observado na tabela 4.2. Como o ciclo de análise foi modelado no EES e o ciclo de [8] foi modelado no Matlab, concluiu-se que apesar dos diferentes softwares utilizados, a proximidade dos valores encontrados demonstra que o ciclo foi modelado corretamente no EES e a análise é válida.

Após a validação do código para o motor turbofan, verificou-se quais valores são encontrados para os parâmetros de desempenho no momento da decolagem. Para isso, considerou-se o número de Mach (M) sendo igual a zero, a temperatura ambiente (T_o) sendo 288K, a pressão ambiente (P_o) sendo igual a 101,3 kPa e razão de escape (B) sendo igual a 2. Para os outros parâmetros de entrada, os valores considerados foram os mesmos do tópico 3.1. Os resultados encontrados podem ser observados na tabela 4.3 abaixo.

Tabela 4.3. Parâmetros de desempenho encontrados quando o motor turbofan foi avaliado nas condições de decolagem.

Parâmetros	Modelo base
Empuxo (kN)	222,5
Taxa do fluxo de combustível (kg/s)	3,064
SFC (mg/kNs)	13,77

Em seguida, verificou-se como o empuxo total do motor varia com a razão de pressão do compressor para três valores de razão de escape (B). Esse procedimento foi realizado para verificar se as curvas obtidas através da modelagem se comportam de forma similar às curvas apresentadas na figura 2.17. As figuras 4.1, 4.2 e 4.3 mostram as curvas equivalentes para as razões de escape igual a 1, 3 e 5 respectivamente.



Figura 4.1. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para uma razão de escape (B) igual a 1 em um motor turbofan.



Figura 4.2. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para uma razão de escape (B) igual a 3 em um motor turbofan.



Figura 4.3. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para uma razão de escape (B) igual a 5 em um motor turbofan.

Observando as figuras acima, verificou-se que as curvas apresentam comportamentos similares à figura 2.17, assim o código realizado simula de forma satisfatória um motor turbofan na decolagem. Os valores observados nos gráficos são diferentes, pois as configurações dos motores utilizados no exemplo da referência [2] e na modelagem também são diferentes. Soma-se a isso, o fato dos valores de entrada utilizados no código também serem diferentes aos valores do exemplo. O importante a ser analisado aqui é o comportamento das curvas, onde o comportamento encontrado é similar ao da figura 2.17.

4.2 Análise dos Resultados Obtidos para o Motor Turbojato

Analogamente ao processo utilizado para o motor turbofan, após a modelagem do motor turbojato de eixo simples, comparou-se os resultados obtidos através do código com o exemplo 6.1 do livro do Bathie [2]. A tabela 4.4, também realizada no *Excel*, mostra os valores obtidos com o código, assim como a diferença percentual entre esses valores e o exemplo.

Tabela 4.4. Comparação	entre os	resultados	obtidos	pelo	modelo	base	е
pelo exemplo da referência [2].							

Parâmetros	Modelo base	Referência [2]	Diferença com referência [2] %
T_1 (K)	288	288	0
P_1 (kPa)	101,3	101,3	0
Т_2 (К)	630,6	623	1,22
P_2 (kPa)	1216	1215,6	0,03
Т_З (К)	1400	1400	0,00
P_3 (kPa)	1216	1215,6	0,03
Т_4 (К)	1100	1109	0,81
P_4 (kPa)	404	408,2	1,03
Т_5 (К)	943,2	948	0,51
P_5 (kPa)	218,1	219,9	0,82
A_5 (m²)	2,067	2,053	0,68
V_5 (m/s)	600,5	604	0,58
Empuxo (N)	841,8	848	0,73

Analisando a tabela 4.4, verifica-se que os valores encontrados utilizando o código no EES se aproximaram bastante dos valores encontrados no exemplo. A maior diferença encontrada foi de 1,22% para a temperatura de saída do compressor (T_2). Essas pequenas diferenças se deram por algumas considerações e simplificações assumidas, além de possíveis arredondamentos realizados pelo exemplo do livro ou pelo EES. Portanto, conclui-se que para as condições assumidas e para as condições ao nível do mar, o código realizado é válido para avaliar o funcionamento de um motor turbojato simples.

No entanto, a tabela 4.4 avalia o código para valores específicos de eficiência da turbina (87%), de eficiência do compressor (89%) e de razão de pressão do compressor (12). Portanto, realizou-se alguns gráficos, onde é possível avaliar o comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para alguns valores de eficiência da turbina e do compressor.

Esse procedimento foi realizado para comparar as curvas obtidas através do EES com as curvas apresentadas nas figuras 2.11 e 2.12. A figura 2.11 mostra o comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências da turbina e do compressor de 87% e 89% respectivamente. Como pode ser observado na figura 4.4, a curva obtida para essas eficiências apresenta um comportamento muito similar ao da curva representada na figura 2.11.



Figura 4.4. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 87% e 89% respectivamente.

Em seguida, realizou-se curvas para as eficiências da turbina e do compressor iguais a 100, 90, 80 e 70%. Assim, possibilitou-se a comparação dessas curvas com as curvas apresentadas na figura 2.12. É possível observar nas figuras 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8 que as curvas obtidas pelo EES se aproximam bastante das curvas presentes na figura 2.12.



Figura 4.5. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 100%.



Figura 4.6. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 90%.



Figura 4.7. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 80%.



Figura 4.8. Comportamento do empuxo em relação à razão de pressão do compressor para eficiências do compressor e da turbina de 70%.

Analisando a tabela de resultados e as curvas realizadas a partir do código, conclui-se finalmente, que a modelagem realizada nesse trabalho para

um motor turbojato simples é válida para a avaliação dos parâmetros térmicos desse motor.

Capítulo 5

Conclusões

Nesse trabalho foi realizada, inicialmente, uma breve introdução às turbinas a gás, onde se observaram algumas instalações de potência com essas turbinas, além da análise do ciclo Brayton. Para o ciclo Brayton foram estudados os casos com e sem irreversibilidades para o compressor e para a turbina.

Posteriormente, observaram-se turbinas a gás para propulsão de aeronaves com uma análise inicial na equação do empuxo e nos três parâmetros de desempenho (propulsão, térmica e global). Além disso, foram estudados especificamente os motores turbojato e turbofan, assim como suas principais características e funcionamento.

Na sequência, estudaram-se alguns componentes desses motores, como compressores, turbinas, entradas, câmaras de combustão e bocais, assim como as principais características e aplicações desses componentes. Além disso, foi observado como é a relação entre esses componentes e como se comportam para motores turbojato e turbofan, que por sua vez, foram o foco de estudo desse trabalho.

Após a revisão bibliográfica, modelou-se dois programas no EES a partir de diversas equações termodinâmicas que permitiram o cálculo dos parâmetros de desempenho para um motor turbofan de duplo eixo e para um motor turbojato de eixo simples.

E por fim, foi possível comparar os parâmetros obtidos a partir das modelagens com os valores de algumas referências bibliográficas, permitindo assim, a validação das duas modelagens, visto que os valores encontrados foram muito satisfatórios.

81

Referências Bibliográficas

Princípios de Termodinâmica para Engenharia - Michael J. Moran, Howard
 N. Shapiro, Daisie D. Boettner, Margaret B. Bailey – 7^a edição – Capítulo 9.

[2] Fundamentals of Gas Turbines – William W. Bathie – Second Edition – Chapters 6, 7, 8, 9, 10.

[3]Site:https://www.researchgate.net/figure/FIGURA-1-Fluxogramas-dasturbinas-a-gas-a-Ciclo-aberto-b-Ciclo-fechado-Fonte_fig1_264084421

[4] Site: https://pt.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Brayton

[5] Site: https://kaiohdutra.files.wordpress.com/2017/01/mt_aula-9-11-sistemasde-potc3aancia-a-gc3a1s-brayton.pdf

[6] Slides de aula do Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo sobre turbinas aeronáuticas.

[7]Site:https://www.academia.edu/37553149/Fundamentals_of_Gas_Turbines_ William_W.Bathie_2e_1996_-_Book.pdf

[8] Advanced Gas Turbine Concepts: Turbofan with Intercooling and Regeneration – Han Shing Ng – Beng Aeronautical Engineering

[9] Cantwell, B. J. (2011). The GE90- An Introduction. Ed: Stanford course material

[10] Modelagem das Curvas de Rendimento de Turbinas Aeronáuticas Turbofan e Turbojato – Victor Camilo Levartoski Maschietto (2014)

[11] Análise Exergética e Termoeconômica do Turbofan R.R. AE – 3007 em umVoo Típico de Aeronave Comercial – Cesare Tona e Paolo Raviolo (2007)

[12] Análise Termodinâmica de uma Turbina a Gás Aeronáutica Operando com Metano – Lucas Mendes Scarpin e Gustavo Cantieri Cavazana (2016)

[13] Simulação Computacional do Escoamento na Seção de Exaustão do MotorPT6A-34 – Kimberlly Costa Carvalho (2018)

[14] Concepção de um Motor a Reação Didático – Alan Pitthan Couto, Arthur Reckelberg Borges da Silva, Augusto Cargnin Morcelli, Bruno Mesquita e Jonas Muller Gonçalves (2017)

Anexos

Anexo I – Código para o motor turbofan de duplo eixo

```
"Funções"
Function funA(P_o4Po;P_o4crit;P_o4;P_o)
if (P_04P_0 > P_04crit) then

P_4 = P_04 / P_04crit
                                                            "Pressão de saída do bocal frio"
else
P_4 = P_0
endif
funA:=P_4
end
Function funB(P_o4Po;P_o4crit;T_o4;P_4;P_o4;gamma;N_n) if (P_o4Po > P_o4crit) then
T_4 = T_04 * ((P_4/P_04) ^ ((gamma - 1) / gamma))
                                                            "Temperatura real na saída do bocal frio"
else
T_4s = T_04 * ((P_4 / P_04) ^ ((gamma - 1) / gamma))
T_4 = T_04 - (N_n*(T_04 - T_4s))
endif
funB:=T 4
end
Function funC(P_o4Po;P_o4crit;gamma;T_4;R;c_p;T_o4)
if (P_04Po > P_04crit) then
V_4 = sqrt(gamma * R * T_4)
                                                            "Velocidade do jato frio"
else
V_4 = sqrt(2 * c_p * (T_o4 - T_4))
endif
funC:=V 4
end
Function funD(P_o10Po;P_o10crit;P_9;P_o) if (P_o10Po > P_o10crit) then
P_10 = P_9 / P_o10crit
                                                             "Pressão de saída do bocal quente"
else
P 10 = P o
endif
funD:=P 10
end
"Temperatura real na saída do bocal quente"
 else
T_10s = T_9 * ((P_10 / P_9) ^ ((gamma_g - 1) / gamma_g))
T_10 = T_9 - (N_n * (T_9 - T_10s))
 endif
 funE:=T_10
 end
 Function funF(T_9;T_10)
 if (T_9 > T_10) then
DeltaT = (T_9 - T_10)
 else
 DeltaT = (T_10 - T_9)
 endif
 funF:=DeltaT
 end
 Function funG(P_o10Po;P_o10crit;c_pg;T_10;gamma_g;R;DeltaT)
 if (P_o10Po > P_o10crit) then
 V_10 = sqrt(gamma_g * R * T_10)
else
                                                                    "Velocidade do jato quente"
 V_10 = sqrt(2 * c_pg * DeltaT)
 endif
 funG:=V 10
 end
```

"Parâmetros"

gamma = 1.4gamma g = 1,333 h = 10668 "Altitude em m" M = 0.85 "Número de Mach" pi o = 40,44"Razão de pressão geral" pi_f = 1,65 "Razão de pressão do fan" B = 8.1 "Razão de escape" T_7 = 1380 "Temperatura de entrada na turbina" e f = 0.93 "Eficiência politrópica do fan" "Convertendo para eficiência isentrópicas' N_f = ((pi_f ^ ((gamma - 1) / gamma)) - 1) / ((pi_f ^ ((gamma - 1) / (gamma * e_f))) - 1) pi IPC = 1.14 "Razão de pressão IPC" pi HPC = 21,5 "Razão de pressão HPC" e c = 0,91 "Eficiência politrópica do compressor" "Convertendo para eficiência isentrópicas" "IPC' N_IPC = ((pi_IPC ^ ((gamma - 1) / gamma)) - 1) / ((pi_IPC ^ ((gamma - 1) / (gamma * e_c))) - 1) "HPC' N_HPC = ((pi_HPC ^ ((gamma - 1) / gamma)) - 1) / ((pi_HPC ^ ((gamma - 1) / (gamma * e_c))) - 1) "Eficiência politrópica da turbina" e t = 0,93 $N_{n} = 0.95$ "Eficiência isentrópica do bocal" "Eficiência mecânica" N m = 0,99 delta_p = 0,05 "Perda de pressão total" prf = 0.98"Fator de recuperação da pressão" P o = 0,239*100 "Pressão ambiente" T o = 218,82 "Temperatura ambiente" "Fluxo de massa total" m_dot_tot = 576 m_dot_c = m_dot_tot / (B + 1) "Fluxo de massa principal" m_dot_b = B * m_dot_c "Fluxo de massa de escape" A h =1,0111 "Área do bocal quente" "Área do bocal frio" A c = 3,5935 c_p = 1005 c_pg = 1148 Q_r = 43100000 R = 287

"Fan"

 $\begin{array}{ll} V_{-0} = M * sqrt(gamma * R * T_{-0}) & "V_{-0} \\ T_{-2} = T_{-0} + ((V_{-0} \wedge 2) / (2 * c_{-p})) & "T_{-1} \\ P_{-2} = pff * P_{-0} * (1 + (((gamma - 1) / 2) * (M^{2}))) \wedge (gamma / (gamma - 1)) & "P_{-3} = P_{-2} * pi f & "P_{-3} \\ T_{-3} = P_{-2} * pi f & "P_{-3} \\ T_{-3} = T_{-2} * ((P_{-3}/P_{-2}) \wedge ((gamma - 1) / gamma)) & "T_{-3} = ((T_{-3} s - T_{-2}) / N_{-f}) + T_{-2} & "T_{-3} \end{array}$

"Velocidade do fluxo livre" "Temperatura de entrada no fan" "Pressão de entrada no fan" "Pressão de saída do fan" "Temperatura ideal na saída do fan" "Temperatura real na saída do fan"

```
"Bypass (bocal frio)"
"Sem perda de pressão"
```

P_o4 = P_3 T_o4 = T_3 P_o4crit = 1 / ((1 - ((1 / N_n) * ((gamma - 1) / (gamma + 1)))) ^ (gamma / (gamma - 1))) P_o4Po = P_o4 / P_o

 $\begin{array}{l} P_4 = funA(P_o4Po;P_o4crit;P_o4;P_o) \\ T_4 = funB(P_o4Po;P_o4crit;T_o4;P_4;P_o4;gamma;N_n) \\ V_4 = funC(P_o4Po;P_o4crit;gamma;T_4;R;c_p;T_o4) \end{array}$

"Empuxo específico do bypass"

F_sb = ((B / (1 + B)) * (V_4 - V_o)) + ((B / (B + 1)) * ((R * T_4) / (P_4 * V_4)) * (P_4 - P_o)) F_tb = m_dot_tot * F_sb "Empuxo real do bypass"

"Núcleo"

"Compressor"

"IP Compressor"

P_5 = pi_IPC * P_3	"Pressão de saída do compressor"
T_5s = T_3 * ((P_5/P_3) ^ ((gamma-1) / gamma))	"Temperatura ideal na saída do compressor"
$T_5 = ((T_5s - T_3) / N_IPC) + T_3$	"Temperatura recebida na saída do compressor"

"HP Compressor'

P_6 = pi_HPC * P_5 "Pressão de saída do compressor" T_6s = T_5 * ((P_6/P_5) * ((gamma-1) / gamma)) T_6 = ((T_6s - T_5) / N_HPC) + T_5 "Temperatura recebida na saída do compressor"

"Câmara de combustão" "Assumindo queima com 100% de eficiência"

 $P_7 = (1 - delta_p) * P_6$ f = ((c_pg * T_7) - (c_p * T_6)) / (Q_r - (c_pg * T_7))

"Razão do fluxo de massa ar-combustível"

"Turbina"

"HP Turbine"

"Trabalho HP Compressor = Trabalho HP Turbine*eficiência mecânica"

 $\begin{array}{l} T_{-}8 = T_{-}7 \cdot ((c_{-}p / ((1+f) * N_m * c_{-}pg)) * (T_{-}6 - T_{-}5)) \\ tao_{-}HPT = T_{-}7 / T_{-}8 \\ N_{-}HPT = (1 - tao_{-}HPT) / (1 - (tao_{-}HPT ^ (1 / e_{-}t))) \\ T_{-}8s = ((T_{-}8 - T_{-}7) / N_{-}HPT) + T_{-}7 \\ P_{-}8 = ((T_{-}8s/T_{-}7) ^ (gamma_g / (gamma_g - 1))) * P_{-}7 \end{array}$

"Temperatura na saída da HPT"

"Conversão da eficiência politrópica em isentrópica" "Temperatura ideal na saída da HPT" "Pressão real na saída da HPT"

"LP Turbine"

"Trabalho do fan + trabalho LP Compressor = Eficiência mecânica*trabalho LP Turbine"

"Bocal quente" "Razão de pressão crítica para o bocal quente"

 $\label{eq:polocit} P_o10crit = 1 / ((1 - ((1 / N_n)*((gamma_g - 1) / (gamma_g + 1)))) ^ (gamma_g / (gamma_g - 1))) \\ P_o10Po = P_9 / P_o$

 $\begin{array}{l} P_{10} = funD(P_{0}10Po;P_{0}10crit;P_{9};P_{0}) \\ T_{10} = funE(P_{0}10Po;P_{0}10crit;T_{9};P_{10};P_{9};gamma_g;N_n) \\ DeltaT = funF(T_{9};T_{10}) \\ V_{10} = funG(P_{0}10Po;P_{0}10crit;c_pg;T_{10};gamma_g;R;DeltaT) \end{array}$

"Empuxo específico do núcleo"

F_sc = ((1 / (1 + B)) * (((1 + f) * V_10) - V_0)) + ((1 / (B + 1)) * (((1 + f) * R * T_10) / (P_10 * V_10)) * (P_10 - P_0)) F_tc = m_dot_tot * F_sc "Empuxo real do núcleo"

"Empuxo"

"Empuxo específico total = empuxo específico do núcleo + empuxo específico do bypass"

F_s = F_sc + F_sb

"Empuxo total"

F_t = m_dot_tot * F_s F_t2 = F_t / 1000

"Convertendo para kN"

"Consumo específico de combustível"

sfc = f / (F_s * (1 + B)) sfc_2 = sfc * 1000 *1000 "Convertendo para mg/kNs" FR = (F_tc / m_dot_c) / (F_tb / m_dot_b)

"Eficiência térmica"

 $\begin{aligned} &N_th = ((F_t * V_o) + (0,5 * (1+f) * m_dot_c * ((V_10 - V_o) * 2)) + (0,5 * m_dot_b * ((V_4 - V_o) * 2))) / (f * Q_r * m_dot_c) \\ &N_th 100 = N_th * 100 \end{aligned}$

"Eficiência propulsiva"

$$\begin{split} N_p &= (F_t * V_o) \ / \ ((F_t * V_o) + (0.5 * (1+f) * m_dot_c * ((V_10 - V_o) * 2)) + (0.5 * m_dot_b * ((V_4 - V_o) * 2))) \\ N_p &100 &= N_p * 100 \end{split}$$

"Eficiência global"

N_o = N_th * N_p N_o100 = N_o * 100

"Taxa do fluxo de massa de combustível"

m_dot_f = f * m_dot_c

Anexo II – Código para o motor turbojato de eixo simples

"Parâmetros"

gamma = 1,4 gamma_g = 1,333 M = 0 V_o = 0 T_3 = 1400 pi_c = 12 N c = 0,87 N t = 0.89N n = 1 N_m = 1 delta p = 0.05P o = 1,01325*100 T o = 288,150 m dot tot = 1 c_p = 1005 c_pg = 1148 Q_r = 43100000 R = 287

"Número de Mach" "Velocidade inicial" "Temperatura de entrada na turbina" "Razão de pressão do compressor" "Eficiência isentrópica do compressor" "Eficiência isentrópica da turbina" "Eficiência isentrópica do bocal" "Eficiência mecânica" "Perda de pressão total" "Pressão ambiente" "Temperatura ambiente" "Fluxo de massa total"

"Compressor"

 $\begin{array}{l} P_1 = P_0 \\ T_1 = T_0 \\ P_2 = pi_c * P_1 \\ T_{2s} = T_1 * ((P_2/P_1) ^ ((gamma-1) / gamma)) \\ T_2 = ((T_{2s} - T_1) / N_c) + T_1 \end{array}$

"Temperatura de entrada do compressor" "Pressão de saída do compressor"

"Pressão de entrada do compressor"

"Razão do fluxo de massa ar-combustível"

"Temperatura na saída da turbina" "Temperatura ideal na saída da turbina" "Pressão real na saída da turbina"

- "Temperatura ideal na saída do compressor"
- "Temperatura recebida na saída do compressor"

"Câmara de combustão" "Assumindo queima com 100% de eficiência"

 $\begin{array}{l} {\sf P}_3 = {\sf P}_2 \\ {\sf f} = (({\sf c_pg} * {\sf T_3}) - ({\sf c_p} * {\sf T_2})) \; / \; ({\sf Q_r} - ({\sf c_pg} * {\sf T_3})) \end{array}$

"Turbina"

 $\begin{array}{l} T_4 = T_3 - ((c_p \ / \ ((1+f) \ ^N_m^* \ c_pg)) \ ^* \ (T_2 \ - \ T_1)) \\ T_4s = ((T_4 \ - \ T_3) \ / \ N_t) \ + \ T_3 \\ P_4 = ((T_4s \ / \ T_3) \ ^* \ (gamma_g \ / \ (gamma_g \ - \ 1))) \ ^* \ P_3 \end{array}$

"Bocal"

P_5crit = 1 / ((1 - ((1 / N_n)*((gamma_g - 1) / (gamma_g + 1)))) ^ (gamma_g / (gamma_g - 1))) P_5 = P_4 / P_5crit

 $\begin{array}{l} T_5s = T_4 * ((P_5 / P_4) \wedge ((gamma_g - 1) / gamma_g)) \\ T_5 = T_4 - (N_n * (T_4 - T_5s)) \end{array}$

V_5 = sqrt(2 * c_pg * (T_4 - T_5)) A_5 = (m_dot_tot * R * T_5) / (V_5 * P_5)

"Pressão crítica do bocal" "Pressão real do bocal"

"Temperatura ideal do bocal" "Temperatura real do bocal"

"Velocidade na saída do bocal" "Área na saída do bocal" "Empuxo específico"

$$\label{eq:N_p} \begin{split} &N_p = (F_t * V_o) \ / \ ((F_t * V_o) + (0.5 * (1+f) * m_dot_tot * ((V_5 - V_o) * 2))) \\ &N_p 100 = N_p * 100 \end{split}$$

"Eficiência global"

 $N_o = N_th * N_p$ N_o100 = N_o * 100

"Consumo específico de combustível"

"Convertendo para mg/kNs"

F_t = m_dot_tot * F_s F_t2 = F_t / 1000

"Convertendo para kN"

sfc_2 = sfc * 1000 *1000

"Eficiência térmica"

"Eficiência propulsiva"

sfc = f / F_s

"Empuxo" F_s = F_sc

"Empuxo total"

F_sc = (P_5 - P_o) * A_5 + m_dot_tot * (((1 + f) * V_5) - V_o)

 $N_th = ((F_t * V_o) + (0,5 * (1+f) * m_dot_tot * ((V_5 - V_o) * 2))) / (f * Q_r * m_dot_tot) \\ N_th100 = N_th * 100$