



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

Simão Pedro Ferreira Afonso

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(Ciclo de Estudos Integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brojo

Covilhã, Outubro de 2018

‘God wants, man dreams, the work is born’

Fernando Pessoa

Agradecimentos

O desenvolvimento da presente dissertação não seria possível sem o esforço e colaboração conjunta de várias partes, às quais pretendo expressar a minha mais sincera gratidão e reconhecimento.

Em primeiro lugar, aos meus pais, que foram um suporte fundamental para o meu desenvolvimento académico, transmitindo ao longo de toda a minha vida, os valores, força e confiança necessária, definindo a pessoa que hoje sou.

À minha família, em especial aos meus avós maternos, por todo o apoio e carinho prestado em todos os momentos necessários ao longo do meu percurso académico;

Ao meu orientador, Professor Doutor Francisco Brojo pela disponibilidade, paciência e compromisso assumidos durante o período de orientação, permitindo uma partilha e transmissão de conhecimentos, essencial para o desenvolvimento desta dissertação.

À minha melhor amiga, Tânia Pais, por todos os momentos de encorajamento e carinho, mas sobretudo pela orientação e cumplicidade que comigo repartiu até este período.

Ao Peter Jorge, quem considero como um irmão, por todo o carinho, preocupação e apoio mútuo, tornando-se um pilar motivacional e emocional, nos bons e maus momentos, durante o meu percurso académico.

Ao meu amigo de infância, Gonçalo Fonseca, pela disponibilidade e pela ajuda prestada na realização desta dissertação.

Ao meu grupo de amigos, pelo companheirismo e amizade, aos quais agradeço todos os momentos e experiências com eles partilhadas há mais de uma década.

Por último, uma palavra de apreço e gratidão a todos os docentes do Departamento de Engenharia Aeronáutica, pelos conhecimentos e métodos de trabalho transmitidos ao longo deste percurso.

Resumo

O desenvolvimento dos UAV's começou verdadeiramente no final da década de 1950, aproveitando a necessidade de informação, de vigilância e de reconhecimento estratégico durante a Guerra do Vietname e da Guerra Fria. A sua pesquisa em larga escala e desenvolvimento prolongou-se até a década de 1970. Após a Guerra do Vietname, os EUA e Israel procuraram desenvolver UAV's cada vez menores e mais baratos. Estas pequenas aeronaves não tripuladas adotavam pequenos motores, como os usados em motocicletas, e carregavam câmaras de vídeo para transmitir imagens para o operador no solo.

A utilização destes dispositivos, por parte dos EUA, foi posta em prática durante a Guerra do Golfo, em 1991. Este acontecimento intensificou o desenvolvimento dos UAV's para aplicações militares, sendo o Predator o mais famoso.

Recentemente, o termo UAV foi substituído pelo termo UA, que significa *Unmanned Aircraft*. Para enfatizar que um UA faz parte de um sistema completo, incluindo estações de operação no solo, mecanismos de lançamento, entre outros, o termo UAS (*Unmanned Aircraft System*) foi introduzido. UAS descreve "todo o sistema que inclui aeronaves, estações de controlo e tratamento de dados".

O sistema de aeronaves não tripuladas (UAS) tem sido usado recentemente em aplicações militares, mas também em aplicações civis. São inúmeras as possibilidades de utilização, destacando-se a possibilidade de espionagem, vigilância e reconhecimento, controlo fronteiriço, ataques aéreos, identificação e designação de alvos, retransmissão de comunicações, ataques eletrónicos, aplicações policiais e de segurança, monitorização agrícola, mapeamento aéreo e meteorologia.

A crescente procura e dependência de UAS em operações de combate e manutenção da paz duplicou o ritmo de pesquisa e desenvolvimento relacionados com UAS. Fiabilidade, autonomia, peso, tamanho e eficiência de combustível são os fatores chave a ter em consideração no desenvolvimento de UAS.

Palavras-chave

UAV's, desenvolvimento, pesquisa, aplicações militares, Predator, UAS.

Abstract

The development of UAV's began truthfully at the end of the 1950s, taking advantage of the need for information, surveillance and reconnaissance during the Vietnam War and Cold War, with full-scale research and development continuing into the 1970s. After the Vietnam War, the U.S. and Israel began to develop smaller and cheaper UAV's. These small aircraft adopted small engines, such as those used in motorcycles, and they carried video cameras to transmit images to the operator's location.

The U.S. put UAV's into practical use in the Gulf War in 1991, and UAV's for military applications developed quickly after this. The most famous UAV for military use is the Predator.

In recent years, the term UAV has been replaced with the term UA which stands for Unmanned Aircraft. To emphasize that a UA is a part of a complete system including ground operator stations, launching mechanisms and so forth, the term UAS (Unmanned Aircraft System) has been introduced. UAS describes the entire system that includes aircraft, control stations and data link.

Unmanned Aircraft system (UAS) has been used recently a lot in military applications as well as in civilian. They are mainly used for intelligence, surveillance and reconnaissance (ISR), border security, attack and strike, target identification and designation, communications relay, electronic attack, law enforcement and security applications, environmental monitoring and agriculture, aerial mapping and meteorology.

The increasing demand and reliance on UAS in warfighting and peacekeeping operations has doubled the pace of UAS-related research and development. Reliability, endurance, weight, size and fuel efficiencies are the key drivers in the development of UAS power plants.

Keywords

UAV, development, research, military applications, UAS, Predator.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Abstract	v
Índice	vi
Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	x
Lista de Siglas e Acrónimos	xi
Capítulo 1 - UAV: MQ-9 REAPER	1
1.1 - Introdução	1
1.2 - Descrição do MQ-9 Reaper	1
1.3 - TPE331 Honeywell.....	3
1.3.1 - Princípio operacional	3
1.3.2 - Vantagens das características de design do TPE331	4
1.3.3 - Estações.....	5
Capítulo 2 - Compressor Centrífugo	6
2.1- Introdução	6
2.2 - Princípio de Funcionamento	8
2.3 - Nomenclatura do Compressor Centrífugo	9
2.3.1 - Rotor	10
2.3.2 - Difusor.....	10
2.3.3 - Coletor	11
2.4 - Classificação do compressor centrífugo	11
2.5 - Equações Governantes.....	13
2.5.1 - As equações governantes de um fluido em movimento	16
2.6 - Fenómeno de escorregamento	21
2.6.1 - Fator de Slip vs Power Input Factor	23
2.6.2 - Causas do fenómeno slip.....	24
2.7 - Prewhirl	26
2.8 - Configuração da pá do rotor.....	31

2.9 - O Difusor e o processo de difusão	35
2.10 - Desempenho Característico do Compressor Centrífugo	38
2.10.1 - Surge	40
2.10.2 - Rotating Stall	40
Capítulo 3 - Turbina Axial	42
3.1 - Introdução	42
3.2 - Princípio de Funcionamento	44
3.3 - Equações Governantes.....	47
3.3.1- Equação de Euler.....	48
3.3.2- Eficiência, Razão de pressão e Perdas na turbina axial	49
3.4 - Quantidades adimensionais	53
3.5- Desempenho Característico da Turbina Axial	57
Capítulo 4 - Conclusões e Trabalhos Futuros	60
4.1 - Análise do Compressor Centrífugo	60
4.1.1 - Descrição do Compressor Centrífugo	60
4.1.2 - Considerações e Resultados obtidos para o Compressor Centrífugo	60
4.2 - Análise da Turbina Axial.....	61
4.2.1 - Descrição da Turbina Axial	61
4.2.2 - Considerações e Resultados obtidos para a Turbina Axial	62
4.3 - Discussão dos Resultados	62
4.4 - Limitações e propostas para trabalhos futuros.....	66
Capítulo 5 - Bibliografia.....	67
Capítulo 6 - Anexos	68
Anexo 1 - Código do Compressor Centrífugo no Matlab	68
Anexo 2 - Código da Turbina Axial no Matlab	73
Anexo 3 - Resultados para o Compressor Centrífugo	76
Anexo 4 - Resultados para a Turbina Axial	77

Lista de Figuras

Figura 1 - Dimensões do MQ-9 Reaper (Predator B). (Vladimír BEŇO, 2014)	2
Figura 2 - Vista frontal e vista superior do MQ-9 Reaper (Predator B). (Vladimír BEŇO, 2014)..	2
Figura 3 - Configuração do motor Honeywell TPE331. (Honeywell, 2004)	3
Figura 4 - Estações do motor Honeywell TPE331. (Honeywell, 2004)	5
Figura 5 - Classificação dos compressores. (El-Sayed, 2017).....	7
Figura 6 - Layout do Compressor Axial e Centrífugo. (El-Sayed, 2017)	8
Figura 7 - Nomenclatura do compressor centrífugo. (El-Sayed, 2017)	9
Figura 8 - Diferentes tipos de configuração dos difusores: a) <i>vaneless</i> ; b) <i>cascade (2 rows)</i> ; c) <i>vaned diffuser</i> ; d) <i>pipe difuser</i> . (El-Sayed, 2017)	11
Figura 9 - Classificação dos Compressores Centrífugos. (El-Sayed, 2017)	12
Figura 10 - Diagrama T-S típico de um compressor centrífugo. (El-Sayed, 2017)	13
Figura 11 - Representação espacial dos triângulos de velocidade à entrada e à saída do rotor. (El-Sayed, 2017).....	14
Figura 12 - Variação da pressão estática, da pressão de estagnação e da velocidade no Compressor Centrífugo. (Boyce, 1993).....	16
Figura 13 - Diagrama T-S das perdas no rotor e no difusor. (El-Sayed, 2017).....	20
Figura 14 - Características do fluxo e forças geradas no rotor centrífugo. (Boyce, 1993).....	21
Figura 15 - Triângulos de velocidade à saída do rotor, no caso ideal e com o efeito de slip. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	21
Figura 16 - Influência do número de pás na velocidade relativa à saída do rotor. (El-Sayed, 2017)	22
Figura 17 - "Coriolis Circulation" no rotor centrífugo. (Boyce, 1993).....	24
Figura 18 - Desenvolvimento da camada limite no rotor centrífugo. (Boyce, 1993).....	25
Figura 19 - Triângulos de velocidade à saída do rotor para alguns parâmetros que causam slip. (Boyce, 1993).....	26
Figura 20 - Triângulos de velocidade à entrada do rotor: a) com prewhirl e, b) sem prewhirl. (Najjar & Akeel, 2002)	27
Figura 21 - Triângulos de velocidade à entrada do rotor: a) com prewhirl positivo, b) com prewhirl negativo, e c) sem prewhirl. (Boyce, 1993).....	28
Figura 22 - Variação do trabalho adimensionalizado com o ângulo de prewhirl para os três casos considerados. (Najjar & Akeel, 2002)	30
Figura 23 - Variação da razão de pressão adimensionalizada com o ângulo de prewhirl para os três casos considerados. (Najjar & Akeel, 2002)	30
Figura 24 - Efeito Slip: a) pá radial, b) pá inclinada para trás. (El-Sayed, 2017)	31
Figura 25 - Razão de pressão ou aumento temperatura em função do caudal mássico para os diferentes tipos pás no rotor. (El-Sayed, 2017)	33
Figura 26 - Processo de difusão no caso de o difusor ser divergente. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	36

Figura 27 - Layout do difusor. (El-Sayed, 2017)	37
Figura 28 - Características do compressor centrífugo: variação da razão de pressão em função do caudal mássico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	39
Figura 29 - Características do compressor centrífugo: variação da eficiência isentrópica em função do caudal mássico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	39
Figura 30 - <i>Rotating Stall</i> no rotor do compressor centrífugo. (Boyce, 1993)	41
Figura 31 - Classificação das turbinas. (El-Sayed, 2017)	43
Figura 32 - Turbina Axial com 3 estágios. (El-Sayed, 2017)	44
Figura 33 - Variação das propriedades termodinâmicas no difusor (nozzle guide vanes) e no rotor. (Walsh & Fletcher, 2004)	45
Figura 34 - Esquema de um estágio na turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	46
Figura 35 - a) Difusor convergente-divergente e b) Difusor convergente operando a uma razão de pressão superior ao valor crítico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	47
Figura 36 - Diagrama combinado dos triângulos de velocidades de um estágio da turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	47
Figura 37 - Diagrama T-S típico para um estágio de uma turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	52
Figura 38 - Características da turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)	59
Figura 39 - Gráfico representativo de $E_{tar_n_bv}$ em função de ξ	62
Figura 40 - Gráfico representativo de $E_{tar_n_bv}$ em função de β'^2	63
Figura 41 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 1º estágio em função de ϕ	64
Figura 42 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 1º estágio em função de ψ	64
Figura 43 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 2º estágio em função de ϕ	64
Figura 44 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 2º estágio em função de ψ	65
Figura 45 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 3º estágio em função de ϕ	65
Figura 46 - Gráfico representativo de e_{tar} para o 3º estágio em função de ψ	65
Figura 47 - Triângulos de velocidade da turbina axial: a) 1º e 2º estágio e, b) 3º estágio.	66

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Sumário das equações governantes para o rotor com pá radial. (El-Sayed, 2017)..	26
Tabela 2 - As vantagens e desvantagens dos vários tipos de pás do rotor. (Boyce, 2002)	35
Tabela 3 - Características dos vários tipos de turbina em função diferentes graus de reação. (El-Sayed, 2017)	56
Tabela 4 - Resultados para o 1º estágio do compressor centrífugo.	76
Tabela 5 - Resultados para o 2º estágio do compressor centrífugo.	76
Tabela 6 - Resultados para o 1º estágio da turbina axial.	77
Tabela 7 - Resultados para o 2º estágio da turbina axial.	77
Tabela 8 - Resultados para o 3º estágio da turbina axial.	77

Lista de Siglas e Acrónimos

UAV - *Unmanned Air Vehicle*

UA - *Unmanned Aircraft*

UAS - *Unmanned Aircraft System*

DEEC - *Digital Electronic Engine Control*

CIA - *Central Intelligence Agency*

FOD - *Foreign Object Damage*

IGV - *Inlet Guide Vane*

Capítulo 1 - UAV: MQ-9 REAPER

1.1 - Introdução

Unmanned air vehicle (UAV) ou veículo aéreo não tripulado, o MQ-9 Reaper representa, em muitos aspetos, a revolução na aviação militar. Esta aeronave foi um dos primeiros meios de voo não tripulados a ser usado em cenários de guerra. As propriedades que o caracterizam são inúmeras, como por exemplo, a sua autonomia no ar, sistemas modernos de *tracking*, a opção de equipá-lo com o armamento necessário e o seu custo de produção fazem com que este UAV seja utilizado em conflitos militares em várias regiões do mundo.

Além disso, o risco de perder a tripulação em caso de abate bem como outros custos potenciais e riscos associados às ações de salvamento são eliminados graças ao facto de este veículo ser operado remotamente.

É também uma excelente ferramenta para proteger as fronteiras, em terra e no mar, de dia ou de noite, e nas mais adversas condições meteorológicas. Com uma ampla gama de utilização e uma alta precisão na destruição de alvos, o MQ-9 Reaper (Predator B) é um dos sistemas de proteção aérea mais sofisticados do século XXI.

O MQ-9 Reaper é um dos ativos mais valiosos nas várias forças armadas do mundo, como a Marinha dos EUA, Alfândega e Proteção de Fronteiras dos EUA, CIA, Força Aérea Real Britânica, Força Aérea Italiana, entre outros.

1.2 - Descrição do MQ-9 Reaper

De acordo com (Vladimír BEŇO, 2014) e (Atomics, s.d.), o MQ-9 Reaper é uma aeronave altamente modular e facilmente configurada com uma variedade de cargas, tais como, *Multi-functional anti-ground radar LYNX ER*, *Multi-mode maritime radar*, *transmission systems*, *electro-optical infrared system MTS-B EO/IR*, *laser designator of targets* e várias armas, por forma a cumprir os requisitos da missão.

Este UAV tem uma envergadura de asa de 20 metros e um comprimento de 11 metros, conforme se pode ver nas figuras 1 e 2. Apresentando uma flexibilidade incomparável, o Predator B tem uma autonomia aproximadamente de 27 horas e pode operar num teto máximo de 15240 m (50000 pés). É equipado com o motor turbohélice Honeywell TPE331-10, integrado com DEEC (*Digital Electronic Engine Controle*) que melhora significativamente o desempenho do motor e o consumo de combustível, especialmente em baixas altitudes. Este motor fornece uma potência máxima de 671kW (900 hp) e permite que a aeronave atinja uma velocidade máxima de 445 km/h (240 KTAS).

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

A velocidade máxima da turbina é de 41730 rpm e o limite máximo da velocidade da hélice é de 2000 rpm. O combustível, geralmente, utilizado é o JP-8 ou JP-4.

Por último, importa referir que esta aeronave é equipada com um sistema de controlo de voo tolerante a falhas e uma arquitetura de sistema triplo de aviônicos redundantes, tornando-a extremamente fiável.

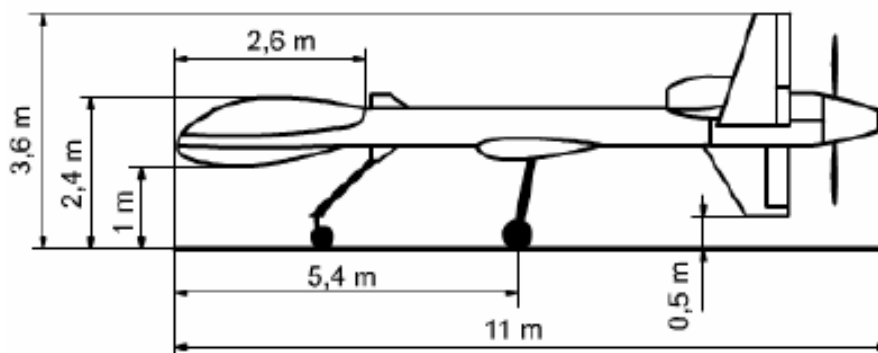


Figura 1 - Dimensões do MQ-9 Reaper (Predator B). (Vladimír BEŇO, 2014)

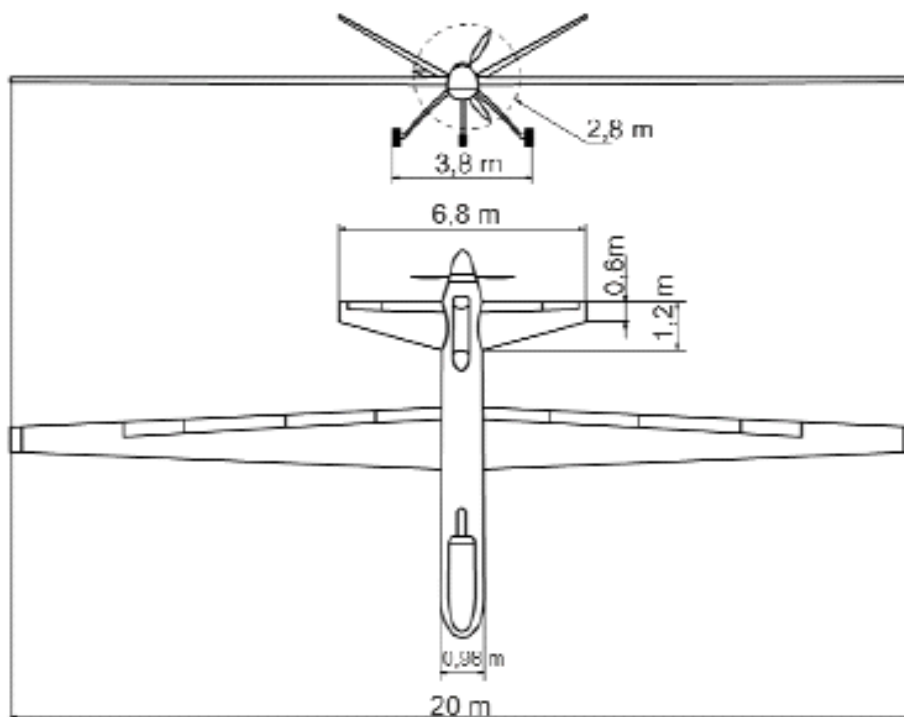


Figura 2 - Vista frontal e vista superior do MQ-9 Reaper (Predator B). (Vladimír BEŇO, 2014)

1.3 - TPE331 Honeywell

1.3.1 - Princípio operacional

O TPE331 é um motor turbohélice de apenas um eixo, figura 3. Produz potência convertendo energia térmica¹ (*heat energy*) em energia mecânica de rotação (torque). O ar circundante é aspirado e comprimido por um compressor centrífugo de dois estágios. À saída do difusor, no segundo estágio, o ar é direcionado para a câmara de combustão anelar e misturado com o combustível. A mistura ar/combustível é inflamada e uma combustão contínua é mantida. Os gases em expansão entram na área do bocal da turbina (difusor), aumentando a aceleração de fluxo devido à sua configuração convergente. Os gases quentes continuam o seu percurso através dos restantes difusores e rotores da turbina e, finalmente, voltam à atmosfera como gases de escape.

O movimento rotacional da turbina é transmitido para a seção do compressor e da gearbox (*reduction gears*) através de um eixo fixo comum. Aproximadamente 2/3 da potência mecânica no eixo produzida pelo gerador a gás² é usada para acionar o compressor. A gearbox converte a restante energia de alta velocidade/baixo torque em energia de baixa velocidade/alto torque necessária para acionar os acessórios da hélice e do motor (Honeywell, 2004).

¹ Energia térmica é libertada ao combinar energia de pressão (ar comprimido) com energia química (combustível atomizado) e inflamando esta mistura ar/combustível.

² O gerador a gás consiste na seção do compressor, da câmara de combustão e da turbina.

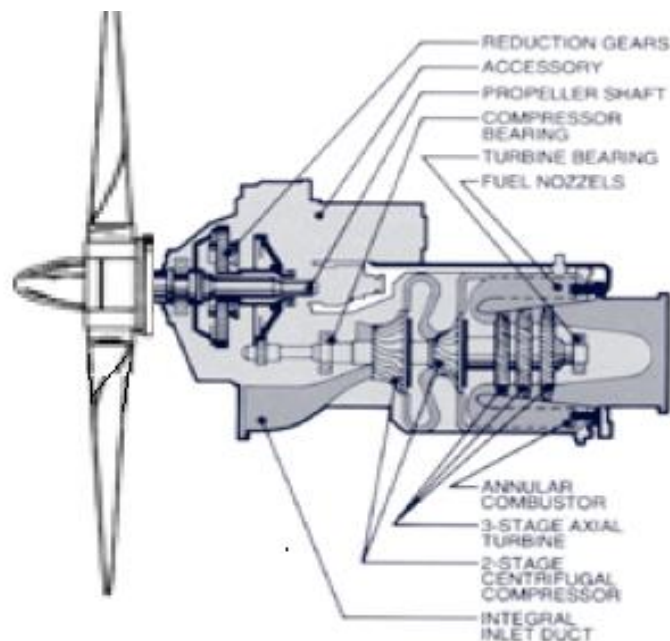


Figura 3 - Configuração do motor Honeywell TPE331. (Honeywell, 2004)

1.3.2 - Vantagens das características de design do TPE331

Compressor Centrífugo: o compressor centrífugo de dois estágios converte energia mecânica em energia de pressão.

Razão de Compressão: maior aumento da pressão por estágio associado a uma melhor eficiência de compressão numa ampla faixa/gama de velocidade de rotação (desde o repouso à potência máxima) caracteriza claramente as vantagens do compressor centrífugo em comparação com um compressor de fluxo axial. Por exemplo, o TPE331 requer apenas dois estágios do compressor para alcançar uma razão de compressão de até 11,4:1 com um caudal mássico de ar de aproximadamente 5,44 kg/s (12 lbs/s) ao nível do mar num dia standard.

Foreign Object Damage (FOD): Contrariamente aos compressores de fluxo axial usados em motores turboélices de classe de potência similares, o TPE331 provou ser altamente resistente a FOD sem grelhas de entrada e/ou dutos separadores de objetos estranhos. Além disso, a maioria dos objetos estranhos é rejeitada no primeiro estágio do compressor devido à alta velocidade do rotor e à geometria do fluxo de ar centrífugo, e sem degradação significativa do seu desempenho.

Outras vantagens adicionais notáveis dos compressores centrífugos são:

- Simplicidade e baixo custo de fabricação;
- Peso reduzido;
- Comprimento total mais curto;
- Resistência do compressor a entrar em perda

Seção da Turbina Axial: A seção da turbina axial é composta por três estágios e converte a energia térmica em energia mecânica.

1.3.3 - Estações

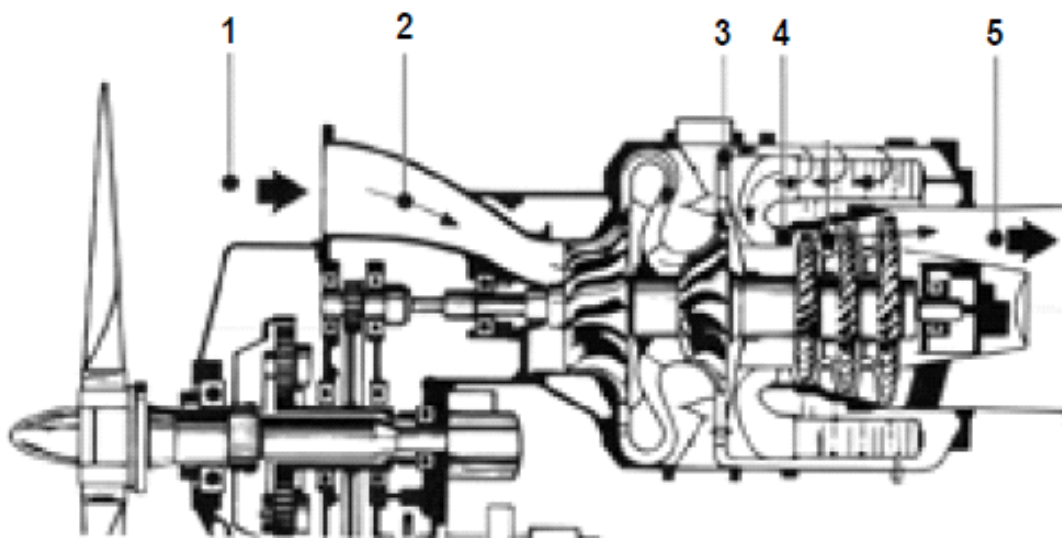


Figura 4 - Estações do motor Honeywell TPE331. (Honeywell, 2004)

- 1 - Ar circundante/ambiente;
- 2 - Entrada do compressor (entrada para o primeiro estágio do compressor);
- 3 - Saída do compressor (área com maior pressão dentro do motor);
- 4 - Entrada da turbina (área com a temperatura mais alta na secção da turbina);
- 5 - Bocal de escape (descarga da turbina).

Capítulo 2 - Compressor Centrífugo

2.1- Introdução

O compressor é uma turbomáquina que opera com um fluido escoando através de pás fixas no rotor e a transferência de energia deve-se à variação da quantidade de movimento nas seções de escoamento deste. A sua natureza depende do tipo de fluxo: fluxo intermitente ou fluxo contínuo.

Os compressores de fluxo intermitente são dispositivos de deslocamento positivo, podendo estes ser diferenciados consoante o seu tipo: alternativo ou rotativo. Este tipo de compressor realiza o aumento de pressão retendo o fluido num espaço confinado e transportando-o para a região de maior pressão. As máquinas rotativas como as bombas de engrenagem e as máquinas alternativas como compressor a pistão são exemplos de dispositivos de deslocamento positivo.

Os compressores de fluxo contínuo são classificados como ejetores ou compressores dinâmicos. Os compressores dinâmicos podem ainda ser diferenciados consoante a geometria do percurso do fluido: fluxo radial, fluxo axial ou fluxo misto. Nos compressores de fluxo radial, relativamente à saída, o fluido escoa num plano perpendicular ao eixo de rotação, enquanto que nos compressores axiais o escoamento é paralelo ao eixo de rotação. Por último, no caso dos compressores de fluxo misto, o escoamento à saída é uma mistura de ambos, ou seja, é parcialmente radial e parcialmente axial. O compressor centrífugo é um exemplo de um compressor dinâmico (El-Sayed, 2017).

Nos compressores centrífugos, o aumento de pressão é obtido pela transmissão de energia cinética ao fluido no rotor, sendo essa energia cinética, posteriormente, convertida em pressão no difusor. O fluido atinge velocidades bastante elevadas pelo que o número de Mach pode aproximar-se da unidade em muitos pontos durante o seu escoamento. Assim sendo, há que ter em consideração os efeitos de compressibilidade em todos os estágios do compressor. (Gorla & Khan, 2003)

No que diz respeito aos motores de aeronaves, os compressores centrífugos apresentam apenas um ou dois estágios. A razão de pressão por estágio varia de 4:1 a 8:1, enquanto que para dois estágios em série, uma razão de pressão de 15:1 é encontrada no Pratt & Whitney PW100 (El-Sayed, 2017) e (Saravanamuttoo, et al., 1996).

Segundo (Najjar & Akeel, 2002), o design desejável de um compressor centrífugo é aquele que maximiza a admissão do fluido através de um determinado diâmetro, com um número mínimo de estágios, mantendo eficiências elevadas e a estabilidade aerodinâmica na faixa de operação.

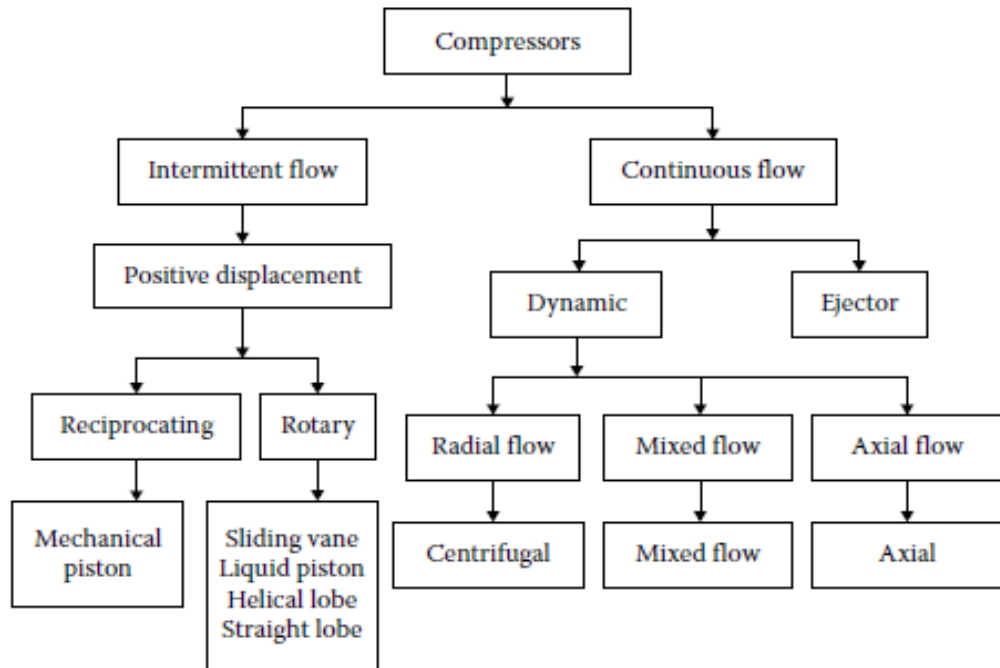


Figura 5 - Classificação dos compressores. (El-Sayed, 2017)

De acordo com (El-Sayed, 2017) e (Najjar & Akeel, 2002), os compressores centrífugos têm as seguintes vantagens: leves, baixo custo de produção, robustez, alta razão de pressão por estágio, simplicidade, melhor resistência a danos por objetos estranhos (Foreign Object Damage), menor suscetibilidade a perdas de desempenho pelo acúmulo de depósitos nas superfícies das pás e, por último, a capacidade de operar numa faixa de caudal mássico mais ampla a uma determinada velocidade.

Relativamente às desvantagens, este é, geralmente, menos eficiente que um compressor axial (na ordem dos 4% a 5%) e tem uma grande seção transversal quando comparada com a seção transversal do fluxo de entrada. Sendo o caudal mássico um fator importante na determinação da quantidade de tração, tendo em consideração a mesma área frontal, isso significa que o motor do compressor axial produzirá maior tração que o motor do compressor centrífugo. Por último, é importante salientar que os compressores axiais permitem grandes aumentos da razão de pressão, pela adição de estágios extras, o que impulsionou, cada vez mais, a sua utilização na maioria dos motores de aeronaves.

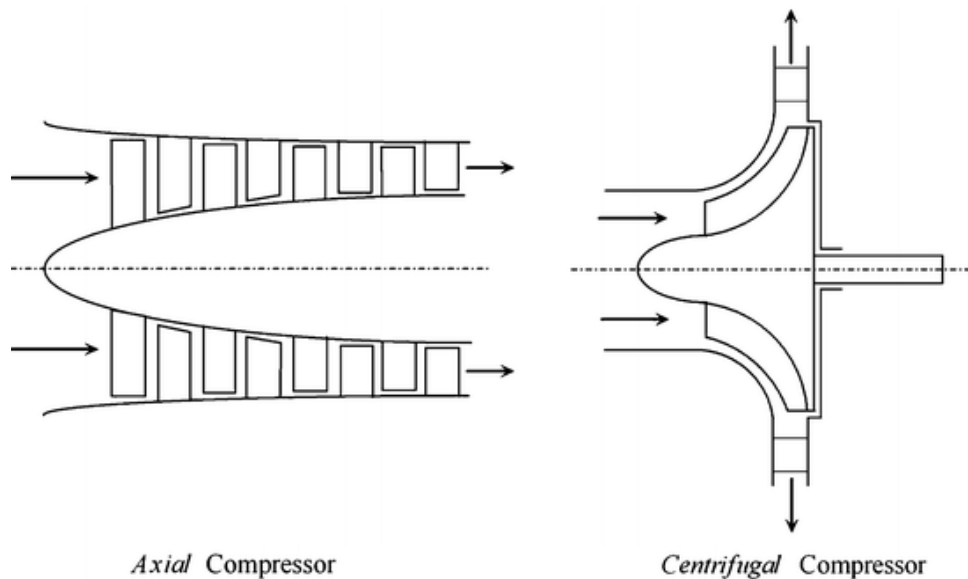


Figura 6 - Layout do Compressor Axial e Centrífugo. (El-Sayed, 2017)

2.2 - Princípio de Funcionamento

O compressor centrífugo consiste, essencialmente, num dispositivo estacionário contendo um rotor que aufer uma alta velocidade ao fluido e várias passagens divergentes fixas, nas quais este é desacelerado com um conseqüente aumento da pressão estática. O último processo é designado de difusão e a parte do compressor que contém as passagens divergentes é conhecida como difusor.

Relativamente ao seu princípio de funcionamento, (Saravanamuttoo, et al., 1996) refere que o fluido é aspirado para o olho do rotor e girado a alta velocidade pelas pás no disco do rotor. Em qualquer ponto do fluxo ao longo das pás do rotor, a aceleração centrípeta é obtida de modo a que pressão estática do ar aumente do olho para a ponta do rotor. O restante aumento de pressão estática é obtido no difusor, onde a velocidade do fluido que sai da ponta do rotor é reduzida para valores de velocidade próximos com que este entra no olho do rotor. Deve ser tido em consideração que o atrito no difusor causará alguma perda na pressão de estagnação.

Na prática, é comum projetar o compressor de forma a que cerca de metade do aumento de pressão ocorra no rotor e metade no difusor (Royce, 1996).

2.3 - Nomenclatura do Compressor Centrífugo

A figura 7 representa um compressor centrífugo típico. Este tipo de compressor é composto por três elementos principais: a parte rotativa ou rotor, a parte estacionária ou difusor e um coletor (denotado por voluta). O rotor tem várias lâminas referidas como pás. O difusor pode ou não ter pás (El-Sayed, 2017).

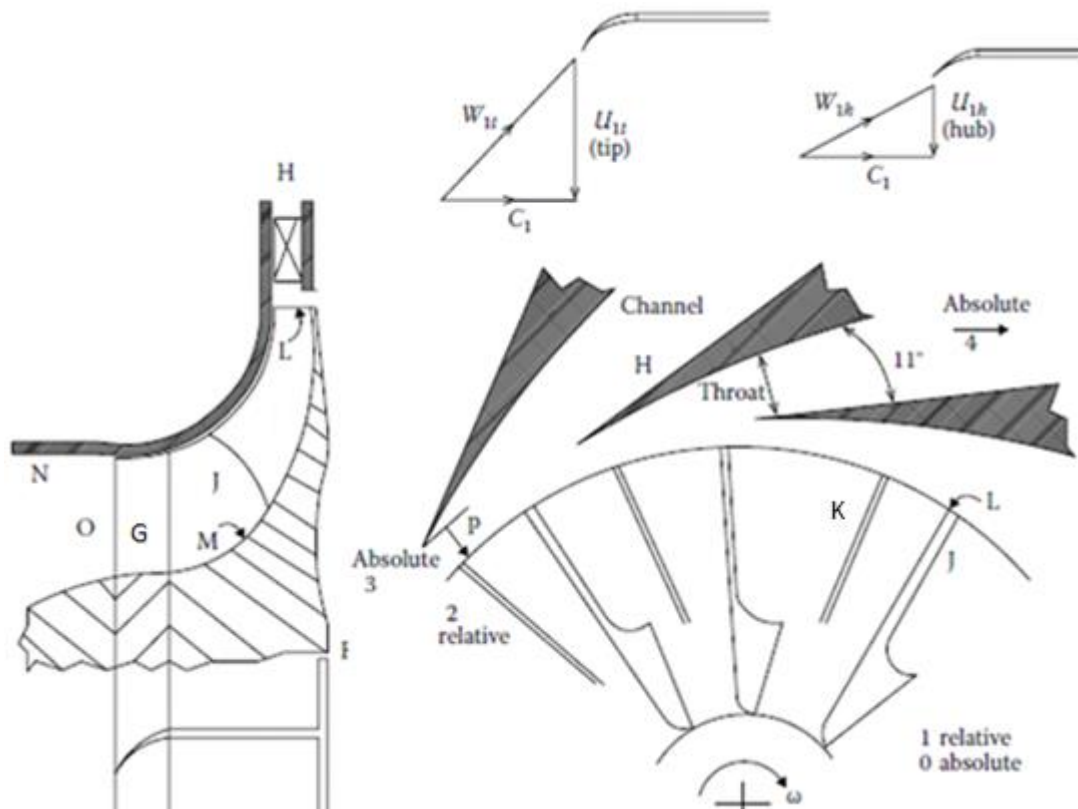


Figura 7 - Nomenclatura do compressor centrífugo. (El-Sayed, 2017)

- F: Rotor
- G: Inducer
- H: Difusor
- J: Pá do rotor
- K: Splitter vanes
- L: Ponta da pá do rotor
- M: Cubo do rotor
- N: Shroud (casing)
- O: Olho do rotor
- P: Vaneless gap

2.3.1 - Rotor

O rotor aspira o fluido de trabalho (ar/gás) para o olho, sucedendo-se uma aceleração deste através da velocidade de rotação do rotor e, finalmente, saindo na ponta da pá (*impeller tip*). No olho (entrada), as pás são curvas de modo a induzir o fluxo: esta parte axial é designada de *inducer* ou, simplesmente, conhecida como pás rotativas, podendo ser integradas ou separadas do rotor principal. A divergência (aumento da área da seção transversal) das passagens nesta seção vai difundir o fluxo, reduzindo sua velocidade relativa e a sua aumentando a pressão estática. As pás do rotor são alinhadas radialmente, com a possibilidade de uma ligeira curvatura, perto da ponta, para frente (*forward vanes*) ou para trás (*backward vanes*).

O número de pás é, geralmente, um número primo, tipicamente de 19 a 37 para evitar problemas de vibração.

As *splitter vanes* (denotada por K na figura 7) são usadas em direção à ponta para melhorar o padrão do fluxo, onde as pás do rotor são amplamente espaçadas.

A curva externa das pás é selada por um invólucro (*shroud*), que pode ser parte da estrutura fixa ou pode girar com o rotor.

As proporções típicas do rotor são: o diâmetro da raiz do olho é cerca de metade do diâmetro da ponta do olho, e o diâmetro do rotor é, praticamente, o dobro do diâmetro da ponta do olho. O rotor é, normalmente, produzido em alumínio (El-Sayed, 2017).

2.3.2 - Difusor

O difusor representa uma parte da estrutura fixa do compressor. A função do difusor é desacelerar o fluxo que sai do rotor, reduzindo assim a velocidade absoluta do fluido na saída do rotor (C_2) para uma velocidade menor (C_3), como apresentado no diagrama T-S da figura 10. A pressão estática do fluido à saída do rotor é aumentada ao passar pelo difusor. A quantidade de desaceleração e o aumento da pressão estática ($P_3 - P_2$) no difusor depende do grau de reação e da eficiência do processo de difusão. Um difusor eficiente deve ter perdas mínimas ($P_{02} - P_{03}$) mas eficiência máxima.

Existem basicamente dois tipos de difusor, com e sem pás. O difusor com pás apresenta várias configurações, incluindo não só os difusores de pás fixas ou de geometria variável, mas também os tipos cascata (*cascade*), canal (*channel*) ou tubo (*pipe*). Entre a saída do rotor e a entrada do difusor existe uma *vaneless gap* (El-Sayed, 2017).

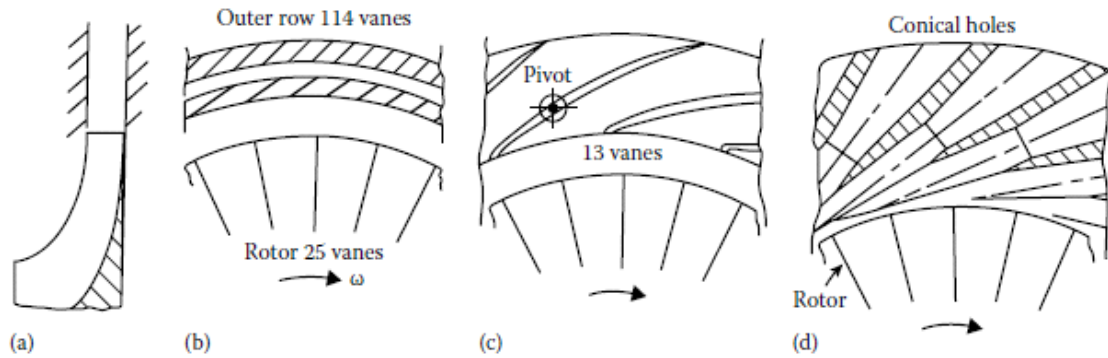


Figura 8 - Diferentes tipos de configuração dos difusores: a) *vaneless*; b) *cascade (2 rows)*; c) *vaned diffuser*; d) *pipe diffuser*. (El-Sayed, 2017)

2.3.3 - Coletor

O elemento final dos compressores centrífugos é o coletor. Os compressores centrífugos com coletores são usados quando o compressor faz parte de um gerador a gás - seja numa turbina a gás ou num motor de aeronave - e, portanto, o compressor é seguido por uma câmara de combustão. Nesse caso, o difusor é aparafusado ao coletor e, geralmente, este conjunto é referido como sendo o difusor (El-Sayed, 2017).

2.4 - Classificação do compressor centrífugo

Segundo (El-Sayed, 2017), os compressores centrífugos podem ser classificados em:

1 - Único ou múltiplos estágios: Para motores utilizados no ramo aeronáutico, os compressores centrífugos têm um ou dois estágios. Por norma, os dois estágios são montados no mesmo eixo, manipulando o fluido em série para aumentar a pressão final.

2 - Entrada simples ou de entrada dupla: As principais diferenças entre entrada simples e entrada dupla são o tamanho do rotor e a disposição do ducto. Embora um pouco mais eficientes no processo de admissão, os rotores de entrada única possuem um maior diâmetro para fornecer fluido suficiente. Por outro lado, os rotores de entrada dupla são menores em diâmetro e giram a velocidades superiores para garantir um fluxo de fluido suficiente.

3 - Rotor *shrouded* ou *unshrouded*: Rotor *unshrouded* significa que há uma folga entre as extremidades das pás do rotor e a parte estacionária, enquanto que o *shrouded* significa que há um invólucro rotativo ou fixado às pás do rotor. Esta “cobertura” reduz as perdas de fluido entre o lado de pressão e o lado de sucção da pá. Contudo, aumenta o atrito e o peso do rotor.

4 - **Configuração da pá:** À saída do rotor, as pás podem ser radiais ou podem ser inclinadas para trás (*backward vanes*) ou para a frente (*forward vanes*).

5 - **Inlet Guide Vanes:** A entrada para o compressor pode ou não ser equipada com IGV's. As IGV's são projetadas para fornecer ângulo de *prewhirl* positivo ou negativo. IGV's que fornecem um ângulo de *prewhirl* positivo são frequentemente encontrados em compressores de alta velocidade, como em motores de aeronaves, de modo a minimizar a possibilidade de o fluido atingir ou exceder a velocidade sónica. Caso isto aconteça, pode ocorrer a formação de ondas de choque, o que levará a grandes perdas na entrada de admissão.

As IGV's que fornecem um ângulo de *prewhirl* negativo são utilizadas, em algumas aplicações, quando se pretende aumentar a velocidade relativa de entrada.

6 - **A saída através de um coletor (também denotada como voluta):** No ramo aeronáutico, o fluido que sai do compressor deve ser direcionado para a câmara de combustão com perdas mínimas no ducto. O difusor é construído ou finalizado por uma curva/dobra de 90° para satisfazer esse requisito.

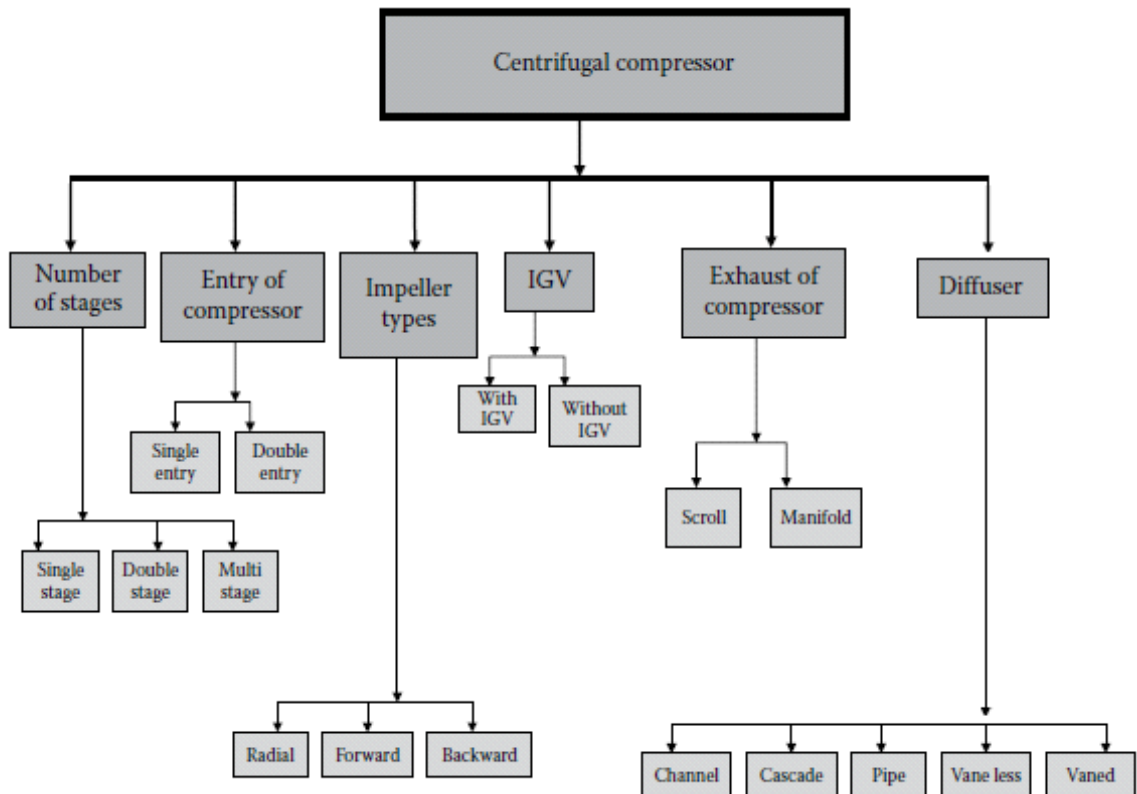


Figura 9 - Classificação dos Compressores Centrífugos. (El-Sayed, 2017)

2.5 - Equações Governantes

O estado termodinâmico de um fluido ideal é descrito por duas propriedades, geralmente, sendo estas a pressão e a temperatura. No caso de o fluido estar em movimento, a sua velocidade (magnitude e direção) deve ser igualmente especificada.

O compressor centrífugo, ilustrado na Figura 1, define três estados: a entrada do rotor (estado 1), a saída do rotor (estado 2) e a saída do difusor (estado 3). Esses estados podem ser representados num diagrama T-S, como o da Figura 10.

Cada estado é definido por dois pontos, representando as condições estáticas e de estagnação do mesmo. Os processos de compressão são assumidos como adiabáticos e irreversíveis, pelo que o aumento da entropia é encontrado em cada processo.

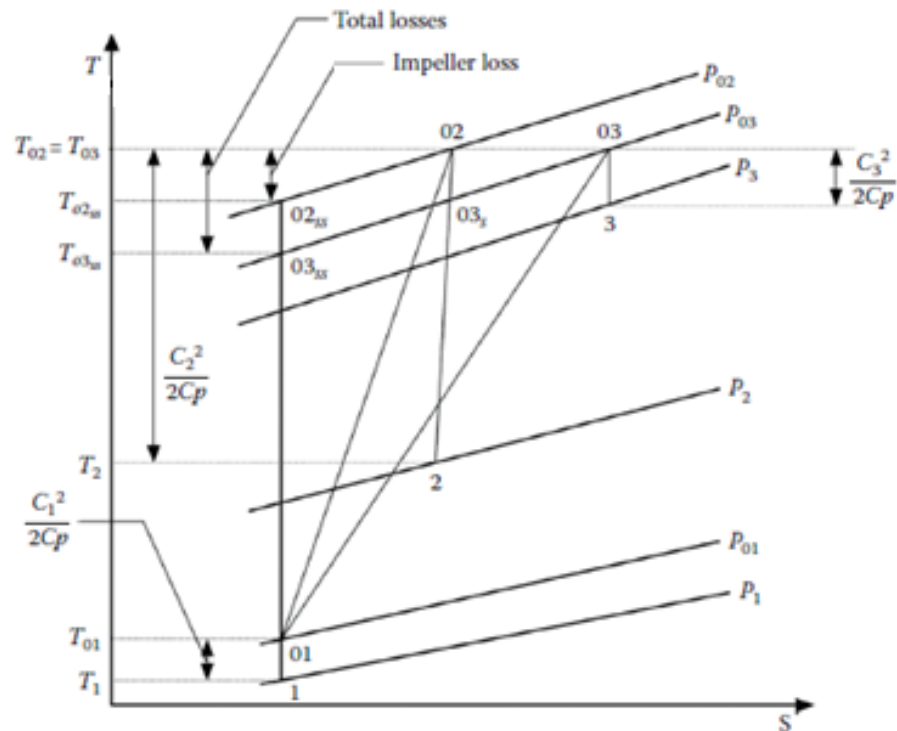


Figura 10 - Diagrama T-S típico de um compressor centrífugo. (El-Sayed, 2017)

Os triângulos de velocidade, em qualquer turbomáquina, são governados pela seguinte equação:

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1)$$

onde \vec{C} , \vec{U} , e \vec{W} são as velocidades absoluta, rotacional e relativa, respetivamente.

Como se pode ver na Figura 11, o fluxo na aproximação do olho do rotor (*impeller eye*) pode ser axial ($C_1 = C_a$), com uma velocidade típica de 150 m/s no caso do ar, ou pode ter um ângulo de entrada (*prewhirl angle*). A velocidade relativa (W_1), resultado da soma vetorial da velocidade do fluxo com a velocidade rotacional do rotor (U_1), varia em magnitude e direção desde a raiz até à ponta do olho rotor, uma vez que U_1 varia de acordo com os raios do mesmo. Na saída do rotor, o fluxo sai com uma velocidade relativa (W_2) que, quando adicionada vectorialmente à velocidade tangencial (U_2), originará a velocidade absoluta (C_2). ($C_2 > C_1$) representa o trabalho realizado no eixo do rotor.

É interessante notar que o triângulo de velocidades à entrada apresenta-se no plano axial-tangencial enquanto que o triângulo de velocidades à saída está no plano radial-tangencial. Assim sendo, os triângulos de velocidades, à entrada e à saída do rotor, estão em dois planos diferentes (El-Sayed, 2017).

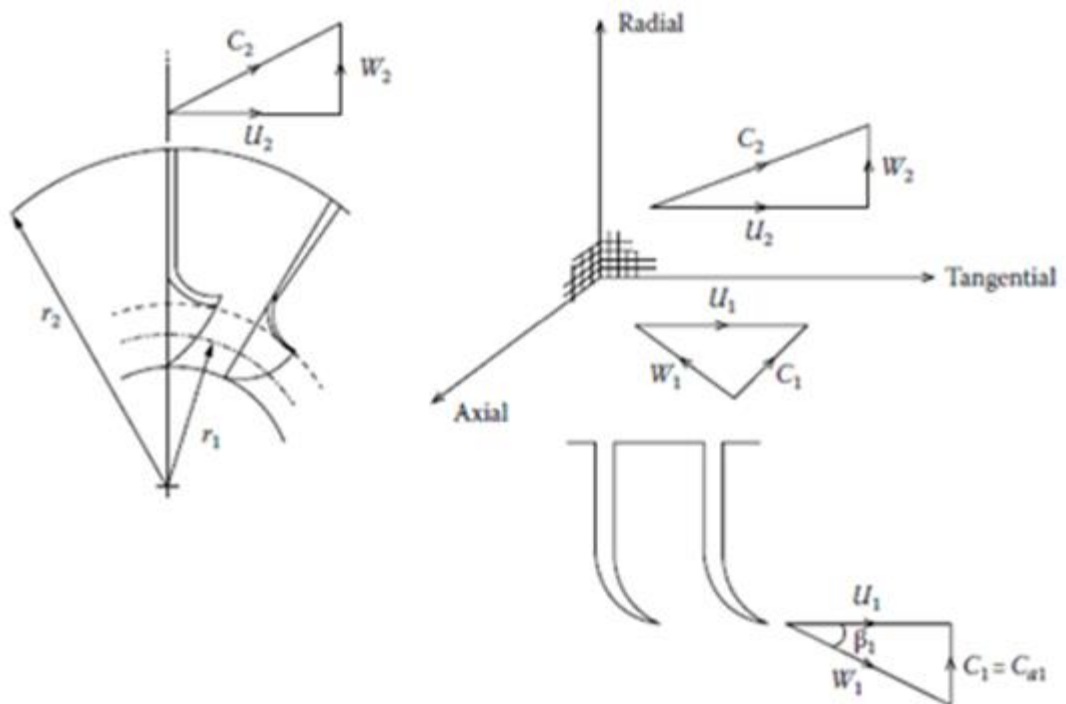


Figura 11 - Representação espacial dos triângulos de velocidade à entrada e à saída do rotor. (El-Sayed, 2017)

Seguidamente, procede-se a uma análise dos três estados do compressor, no ponto de vista termodinâmico bem como em termos das suas velocidades. A Figura 12 complementa o raciocínio desta análise.

1. Estado (1) – Entrada no rotor:

A temperatura estática e de estagnação são T_1 e T_{01} . A pressão estática e de estagnação são P_1 e P_{01} , respetivamente. As velocidades absoluta, relativa e rotacional são: C_1 , W_1 e U_1 .

2. Estado (2) – Saída do Rotor:

A temperatura estática e de estagnação são T_2 e T_{02} . A pressão estática e de estagnação são P_2 e P_{02} , respetivamente. As velocidades absoluta, relativa e rotacional são C_2 , W_2 e U_2 , respetivamente.

As relações entre as condições de entrada e saída são:

$$P_2 > P_1; \quad T_2 > T_1; \quad C_2 \gg C_1; \quad P_{02} \gg P_{01}; \quad T_{02} \gg T_{01}.$$

Tanto a temperatura como a pressão de estagnação aumentam à medida que toda a energia é adicionada ao fluido no rotor. Além disso, como o rotor é um “difusor rotativo”, então a pressão estática aumenta enquanto que velocidade relativa diminui ($W_2 < W_1$).

3. Estado (3) – Saída do Difusor:

À saída do difusor, as pressões, as temperaturas e velocidade absoluta são: P_3 , P_{03} , T_3 , T_{03} e C_3 .

As relações entre as condições de entrada e saída são as seguintes:

$$T_3 > T_2; \quad T_{03} = T_{02}; \quad P_3 > P_2; \quad P_{03} < P_{02}; \quad C_3 < C_2; \quad (C_3 \approx C_1).$$

No difusor há apenas uma conversão da energia cinética em energia de pressão. Assim sendo, pela 1ª Lei da Termodinâmica, a temperatura de estagnação à entrada e à saída do difusor é igual. A pressão de estagnação à saída é menor que a pressão de estagnação à entrada devido ao atrito e, por último, verifica-se um aumento da pressão estática enquanto que a velocidade absoluta diminui, conforme o esperado em qualquer processo de difusão (El-Sayed, 2017) e (Saravanamuttoo, et al., 1996).

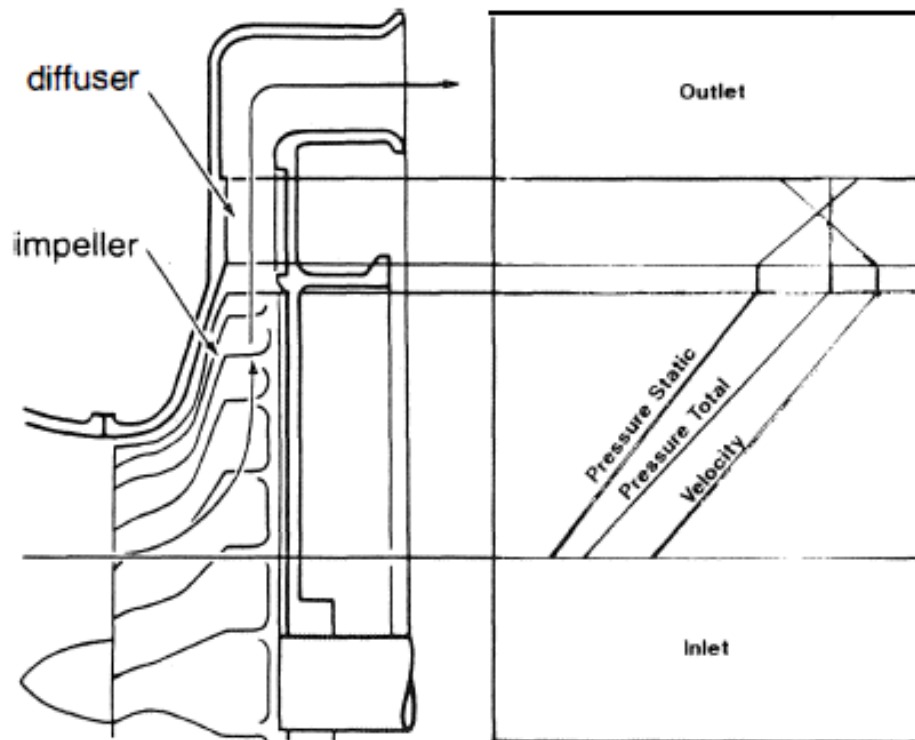


Figura 12 - Variação da pressão estática, da pressão de estagnação e da velocidade no Compressor Centrífugo. (Boyce, 1993)

2.5.1 - As equações governantes de um fluido em movimento

- a) Lei da Conservação de Massas ou a Equação da Continuidade;
- b) Lei da Conservação de Momento ou Equação de Euler para uma turbomáquina;
- c) Lei da Conservação de Energia ou a Primeira Lei da Termodinâmica.

a) Equação da Continuidade

Esta equação afirma simplesmente que, num fluxo constante, as taxas mássicas de fluido que entram e saem de um volume de controle são idênticas. Assim sendo, considerando um volume de controle entre a entrada (estado 1) e a saída (estado 2) do rotor, a equação é escrita da seguinte forma (El-Sayed, 2017):

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2)$$

O caudal mássico à entrada, \dot{m}_1 , é:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 * C_{a1} * \text{área de entrada} = \rho_1 * C_{a1} * \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) (D_{1t}^2 - D_{1r}^2) \right] \quad (3)$$

onde, ρ_1 é a densidade e C_{a1} é a velocidade axial na seção de entrada. D_{1r} e D_{1t} são os diâmetros da raiz e da ponta do olho do rotor (*impeller eye*), respetivamente.

e à saída o caudal mássico, \dot{m}_2 , vem que:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 * C_{r2} * A_2 = \rho_2 * C_{r2} * [\pi D_2 - n_b * t] \quad (4)$$

onde, ρ_2 e C_{r2} são a densidade e a velocidade radial à saída do rotor; n_b é o número de pás e t é a espessura das mesmas.

b) Equação de Euler para uma turbomáquina

Tal como foi referido anteriormente, as componentes da velocidade numa turbomáquina são: a componente axial (C), a componente tangencial/rotacional (U) e a componente relativa (W). Ora, a componente tangencial é a única componente que causa uma força correspondente a uma mudança no momento angular; as outras duas componentes de velocidade não têm efeito sobre essa força. Aplicando a equação de Euler, a mudança no momento angular obtida pela variação da velocidade tangencial é igual à soma de todas as forças aplicadas no rotor.

Uma certa massa de fluido entra na turbomáquina com uma velocidade inicial (U_1), num raio (r_1), e sai com uma velocidade tangencial (U_2), num raio r_2 . Assumindo que o fluxo de massa através da turbomáquina permanece inalterado, o binário exercido pela mudança na velocidade angular pode ser escrito como (Boyce, 1993):

$$\vec{T} = \vec{r} \otimes \vec{F} = \dot{m}(\vec{r}_2 \otimes \vec{C}_2 - \vec{r}_1 \otimes \vec{C}_1) \quad (5)$$

Esta equação vetorial pode ser reduzida à seguinte relação escalar para o binário em torno do eixo de rotação,

$$\text{Torque} = \dot{m}[r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}] \quad (6)$$

Ou a forma final, conhecida como Equação de Euler, é dada pela seguinte relação:

$$\text{Torque} = \dot{m}[(rC_u)_2 - (rC_u)_1] \quad (7)$$

onde, C_{u1} e C_{u2} são as componentes tangenciais da velocidade (designadas de *swirl velocities*) à entrada e à saída do rotor, respetivamente. O raio médio de entrada e o raio do rotor são r_1 e r_2 , respetivamente.

Para o caso quando o fluxo entra axialmente no rotor, isto é, não há swirl velocity ($C_{u1} = 0$), a equação de Euler é reduzida na seguinte forma:

$$T = \dot{m}r_2C_{u2} \quad (8)$$

Como a potência (P) é igual ao binário multiplicado pela velocidade angular, então a potência é expressa como,

$$P = T \times \omega = \dot{m}(\omega r_2)C_{u2} = \dot{m}U_2C_{u2} \quad (9)$$

A potência necessária para acionar o compressor é maior do que a potência até aqui derivada. Uma parte desta potência é consumida apenas para superar a fricção entre o invólucro e o fluido transportado pelas pás, o atrito do disco e a fricção do rolamento. Portanto, é necessário considerar um *power input factor*, ψ . A potência necessária (P_i) resulta da multiplicação desse fator pela potência (P):

$$P_i = \psi P = \psi \dot{m}C_{u2}U_2 \quad (10)$$

onde,

$$\psi = 1.035 - 1.04 \quad (11)$$

c) Primeira Lei da Termodinâmica

A 1ª Lei da Termodinâmica baseia-se no conceito de que num sistema isolado, em qualquer parte do universo, existe uma quantidade de energia mensurável, designada por energia interna (U) do sistema. A energia interna de um sistema varia se houver transferência de energia, entre o sistema e a vizinhança, sob a forma de trabalho e calor. Então,

$$\frac{\dot{Q} - \dot{W}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (12)$$

Na maioria das turbomáquinas, a energia potencial é desprezada. Além disso, sendo as turbomáquinas adiabáticas, o termo que representa o calor (Q) é igualmente desprezado. Por convenção, o valor de W é positivo se o trabalho é realizado pelo sistema. Ajustando o sinal da taxa de trabalho, vem que:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \left(h_2 + \frac{1}{2}C_2^2 \right) - \left(h_1 + \frac{1}{2}C_1^2 \right) = H_{02} - H_{01} = H_{03} - H_{01} \quad (13)$$

Como a taxa de trabalho realizado é a potência ($P_i = \dot{W}$), então o lado esquerdo da equação, que é a potência mecânica de entrada por unidade de massa, vai ser igual ao aumento da entalpia no compressor. Portanto, da equação (10) vem que:

$$C_p(T_{03} - T_{01}) = \psi C_{u2} U_2 \quad (14)$$

Como $(T_{03} - T_{01})$ é o aumento da temperatura de estagnação no compressor, uma vez que nenhuma energia é adicionada no difusor, vai ser igual ao aumento da temperatura de estagnação somente no rotor $(T_{02} - T_{01})$ (Saravanamuttoo, et al., 1996).

O aumento de temperatura no compressor é,

$$\Delta T_0 = T_{03} - T_{01} = \frac{\psi C_{u2} U_2}{C_p} \quad (15)$$

A razão de pressão no compressor (π_c) é definida pela seguinte relação:

$$\pi_c \equiv \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (16)$$

A eficiência isentrópica do compressor define-se como sendo,

$$\eta_c = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} = \frac{T_{01} [(T_{03s}/T_{01}) - 1]}{T_{03} - T_{01}} \quad (17)$$

Finalmente, a razão de pressão do compressor é,

$$\pi_c \equiv \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_c \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (18)$$

ou, simplesmente,

$$\pi_c \equiv \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_c \frac{\psi C_{u2} U_2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (19)$$

À semelhança da razão de pressão definida para o compressor, a razão de pressão apenas do rotor é definida da seguinte forma:

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_{\text{imp}} \frac{\psi U_2 C_{u2}}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (20)$$

Este valor vai ser maior que a razão de pressão do compressor, devido às perdas que ocorrem no difusor. A eficiência isentrópica do rotor está relacionada com a eficiência do compressor. Agora, se as perdas no rotor forem iguais a uma certa fração das perdas totais, diga-se λ , então do diagrama T-S (figura 10), as perdas do rotor e as perdas do compressor são $(T_{02} - T_{02SS})$ e $(T_{02} - T_{03SS})$, respetivamente.

A eficiência do rotor é definida como $\eta_{\text{imp}} = (T_{02SS} - T_{01}) / (T_{03} - T_{01})$, a partir desta definição e da eficiência do compressor vem que (El-Sayed, 2017):

$$\frac{T_{02} - T_{02SS}}{T_{02} - T_{03SS}} = \frac{1 - \eta_{\text{imp}}}{1 - \eta_c} = \lambda \quad (21)$$

$$\eta_{\text{imp}} = 1 - \lambda + \lambda \eta_c \quad (22)$$

e, no o caso de perdas iguais no rotor e no difusor, a equação (22) pode ser reescrita na seguinte forma:

$$\eta_{\text{imp}} = 0.5(1 + \eta_c) \quad (23)$$

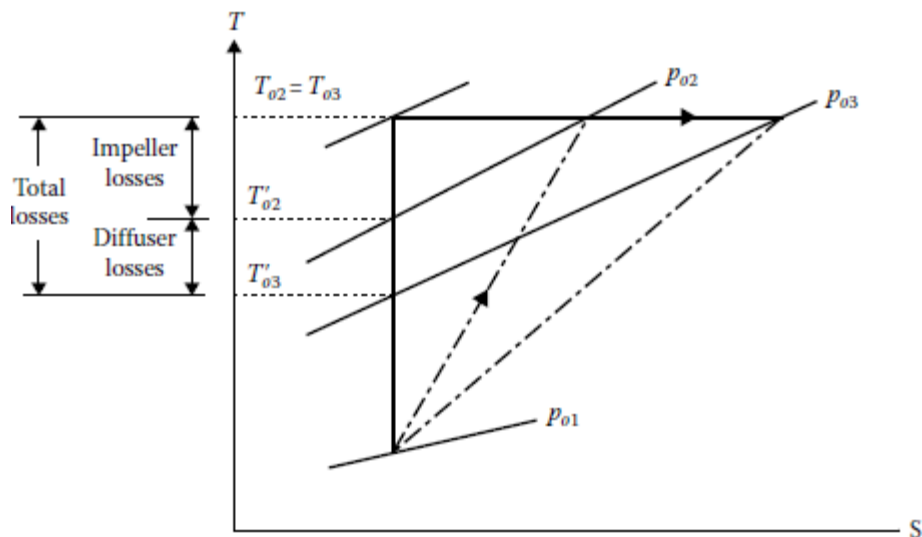


Figura 13 - Diagrama T-S das perdas no rotor e no difusor. (El-Sayed, 2017)

2.6 - Fenómeno de escorregamento

Se o fluxo à saída do rotor (estado 2) for perfeitamente direcionado pelas pás do mesmo, isto é, se o fluxo sair axialmente, a componente tangencial da velocidade absoluta (swirl velocity) vai ser igual à velocidade tangencial ($C_{u2} = U_2$). Este é o caso ideal, até aqui considerado. Contudo, na prática, o fluxo não consegue ser perfeitamente guiado por um número finito de pás, pelo que, ($C_{u2} < U_2$). Portanto, diz-se que ocorre *slip*.

Segundo (El-Sayed, 2017), apresenta a seguinte explicação para este fenómeno: O fluxo quando entra dentro do rotor não tem rotação inicial, ou seja, é irrotacional. O mesmo não acontece quando o fluxo deixa o rotor, aí verifica-se que o fluxo relativamente ao rotor, devido ao conjunto de forças que lhe estão a ser aplicadas, vai girar com uma velocidade angular igual, mas oposta à do rotor, traduzindo-se num ligeiro desvio conforme mostra a figura 14.

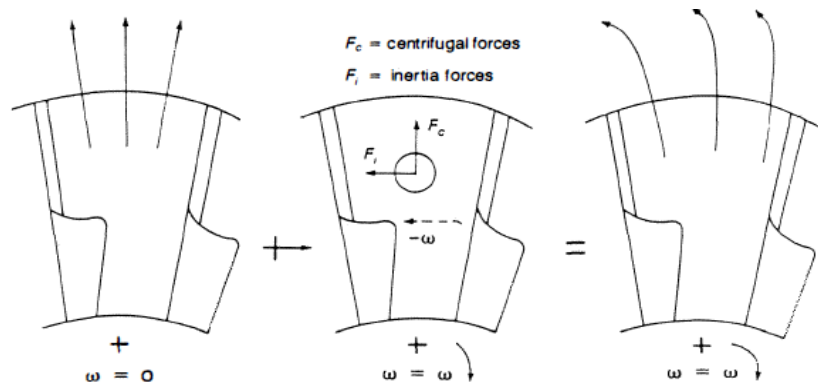


Figura 14 - Características do fluxo e forças geradas no rotor centrífugo. (Boyce, 1993)

O fator de slip (σ) é definido como:

$$\sigma = \frac{C_{u2}}{U_2} \quad (24)$$

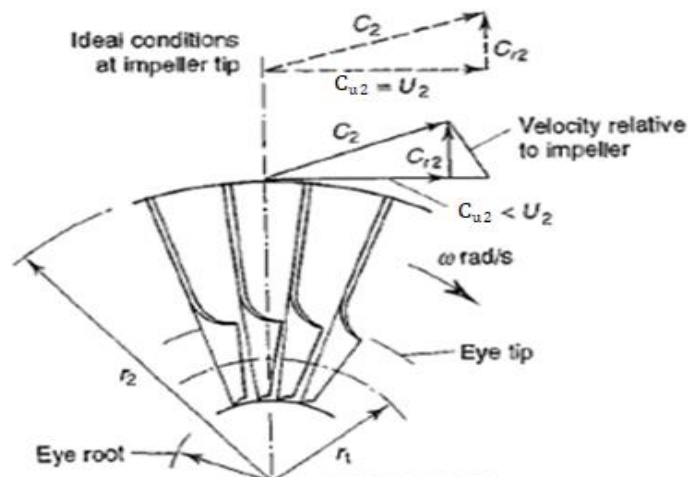


Figura 15 - Triângulos de velocidade à saída do rotor, no caso ideal e com o efeito de slip. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Várias equações empíricas foram derivadas para o fator de *slip*, sendo a correlação proposta por *Stanitz* a que apresenta maior gama de aplicações e é a mais usual quando as pás do rotor são radiais. A fórmula de *Stanitz* é expressa como:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{n_b} \quad (25)$$

onde n_b é o número de pás. O aumento do número de pás do rotor implica que o valor do fator de *slip* também aumente; já o “*slip lag*” na ponta do rotor vai cada vez sendo menor, conforme é visível na figura 16.

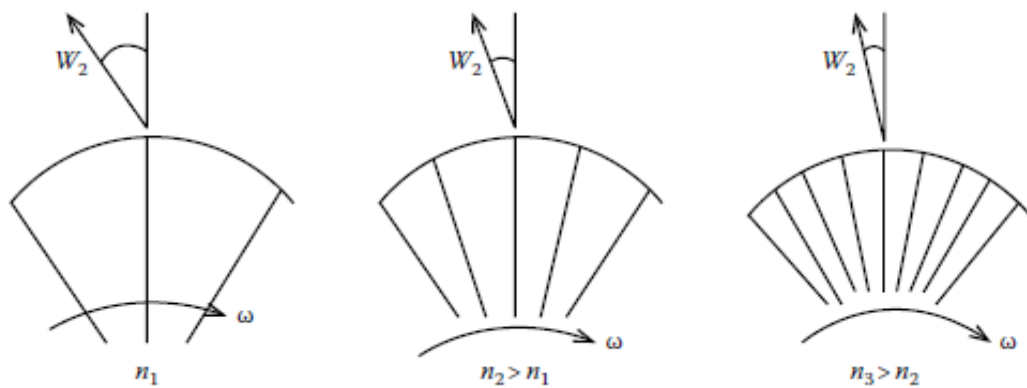


Figura 16 - Influência do número de pás na velocidade relativa à saída do rotor. (El-Sayed, 2017)

De acordo com o mesmo autor, o fenómeno *slip* reduz a magnitude da componente tangencial da velocidade absoluta (C_{u2}) a partir do caso ideal. Isto, por sua vez, irá não só reduzir a razão de pressão no compressor bem como o seu consumo de energia.

O efeito negativo deste fenómeno é que para fornecer a mesma razão de pressão, ou o diâmetro do rotor aumenta ou a velocidade de rotação deve ser maior, aumentando assim o nível de stress no conjunto; também levará ao aumento da velocidade relativa (W_2), implicando maiores perdas por fricção e uma eficiência reduzida.

Partindo da equação (15), o aumento de temperatura no compressor será,

$$\Delta T_0 = \frac{\sigma \psi U_2^2}{C_p} \quad (26)$$

A razão de pressão será reduzida e terá o valor,

$$\pi_c = \left[1 + \eta_c \frac{\psi \sigma U_2^2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (27)$$

ou pode ser expressa como,

$$\pi_c = \left[1 + \frac{(\gamma - 1)\eta_c \psi \sigma U_2^2}{a_{01}^2} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (28)$$

em que a_{01} é a velocidade sónica referente à temperatura de estagnação na entrada do compressor.

É importante referir que, quando não há o fenómeno *slip*, σ é igual à unidade e, portanto, as equações (29) e (30) representam o aumento máximo de temperatura e a máxima razão de pressão que pode ser obtida no compressor (El-Sayed, 2017).

$$(\Delta T_0)_{\max} = \frac{\psi U_2^2}{C_p} \quad (29)$$

$$(\pi_c)_{\max} = \left[1 + \eta_c \frac{\psi U_2^2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (30)$$

2.6.1 - Fator de Slip vs Power Input Factor

A distinção entre o *power input factor* e o fator de *slip* deve ser claramente entendida: não são independentes um do outro, nem de η_c .

O *power input factor* representa um aumento no *work input*, o qual é absorvido na superação das perdas de atrito e, conseqüentemente, degradado em energia térmica. O fato de a temperatura de saída aumentar devido a estas perdas, ou outras perdas implícitas, permite que a temperatura máxima do ciclo seja alcançada sem queimar tanto combustível, de modo que, no que diz respeito à eficiência de toda a unidade de uma turbina a gás, essas perdas não sejam totalmente desperdiçadas. O *power input factor* deve ser o mais baixo possível, um valor baixo de ψ implica, simultaneamente, um valor alto de η_c . Note-se que η_c depende igualmente das perdas de atrito no difusor, mas que em nada afeta o argumento até à equação (15). Por esta razão, não é útil considerar ψ implicitamente como parte de η_c .

Por outro lado, o fator de *slip*, é um fator que limita a capacidade de trabalho do compressor, mesmo sob condições isentrópicas, e essa quantidade deve ser o maior possível (pretende-se que C_{w2} seja o mais próximo possível de U_2). Infelizmente, um aumento no número de pás, o que aumentaria σ , implica um aumento na solidez do olho do rotor, isto é, uma diminuição na área de fluxo efetiva. Adicionais perdas de atrito irão surgir porque, para o mesmo caudal mássico, a velocidade de entrada deve ser maior. Assim sendo, o adicional *work input*, que seria esperado pelo o aumento do número de pás, pode não aumentar a pressão do fluido na porção desejada e somente aumentar a energia térmica produzida pelo atrito, resultando num aumento de ψ e na redução de η_c . Através de (Saravanamuttoo, et al., 1996) sugere-se que sejam utilizadas cerca de 19 ou 21 pás, o que corresponde a um fator de slip de 0,9. Este é o compromisso ideal.

Das equações (18) e (19), ver-se-á que os restantes parâmetros que influenciam a razão de pressão para um dado fluido de trabalho são a velocidade à saída do rotor, U_2 , e a temperatura de estagnação à entrada, T_{01} . Qualquer redução de T_{01} aumentará, claramente, a razão de pressão do compressor para um determinado *work input*, contudo esta variável não está sob o controle do projetista (Saravanamuttoo, et al., 1996).

2.6.2 - Causas do fenómeno slip

De acordo com (Boyce, 1993) e (Boyce, 2002), estes referem que a origem do fenómeno de escorregamento (*slip*) no rotor não é exatamente conhecida. Contudo, algumas razões genéricas podem ser utilizadas para explicar esse desvio que ocorre no fluxo do fluido:

- **Coriolis Circulation** - É devido ao gradiente de pressão entre as paredes de duas pás adjacentes, às forças de *Coriolis* e às forças centrífugas que o fluido se move dentro das passagens do rotor, conforme mostrado na figura 17. Por causa desta circulação, resulta um gradiente de velocidade à saída do rotor acompanhado de uma mudança no ângulo de saída.

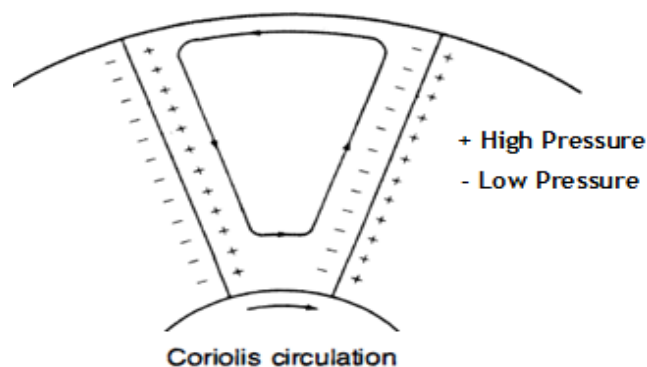


Figura 17 - "Coriolis Circulation" no rotor centrífugo. (Boyce, 1993)

- **Desenvolvimento da camada limite** - A camada limite que se desenvolve dentro de uma passagem do rotor diminui a área de saída do fluido circundante, ver figura 18. Para o fluido sair dessa área reduzida, a sua velocidade relativa deve aumentar. Como a velocidade meridional permanece constante, o aumento da velocidade relativa deve ser acompanhado por uma diminuição da velocidade absoluta.

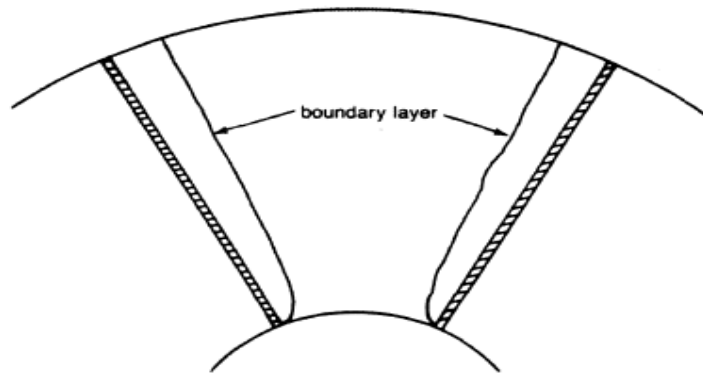


Figura 18 - Desenvolvimento da camada limite no rotor centrífugo. (Boyce, 1993)

- **Vazamento** - O fluxo do fluido que circunda a pá é designado de vazamento. O vazamento (*leakage*) reduz a transferência de energia do rotor para o fluido e diminui o ângulo de velocidade de saída.

- **Número de pás** - Quanto maior for o valor n_b , menor será o carregamento da pá e maior proximidade há entre elas e o fluido que as percorre. Com maiores carregamentos da pá, há a tendência de o fluxo se agrupar nas superfícies de pressão e introduzir um gradiente de velocidade na saída.

- **Espessura da pá** - Associado, sobretudo, a problemas de fabricação, as pás do rotor têm espessura. Quando o fluido sai do rotor, as pás não contêm mais o fluxo, e há uma redução imediata da velocidade meridional. É devido à diminuição desta velocidade que tanto a velocidade relativa como a velocidade absoluta diminuem, alterando o ângulo de saída do fluido.

Os triângulos de velocidades à saída do rotor, com diferentes causas do fenómeno de *slip*, são representados na figura 19. Considere-se um rotor com backward vanes.

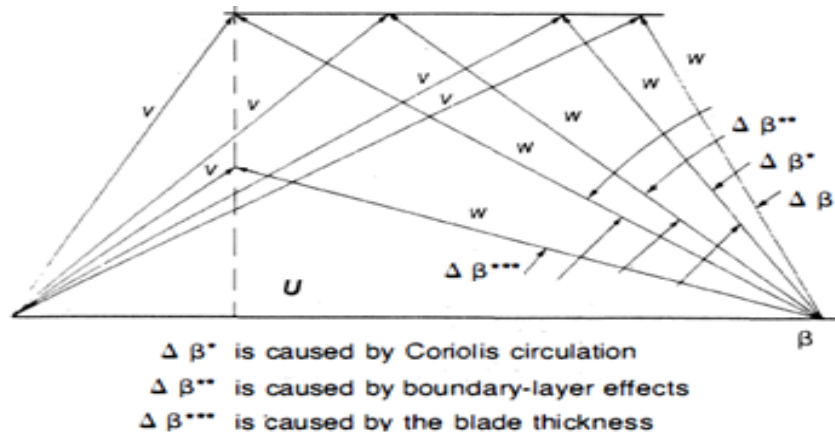


Figura 19 - Triângulos de velocidade à saída do rotor para alguns parâmetros que causam slip. (Boyce, 1993)

Tabela 1 - Sumário das equações governantes para o rotor com pá radial. (El-Sayed, 2017)

	Ideal No Slip No Inlet Swirl	Real With Slip No Inlet Swirl	Real With Slip With Inlet Swirl
Temperature rise, ΔT_0	$\frac{\psi U_2^2}{C_p}$ Maximum value	$\frac{\psi \sigma U_2^2}{C_p}$	$\frac{\psi \{\sigma U_2^2 - (UC_u)_1\}}{C_p}$ Minimum value
Pressure ratio, π_c	$\left(1 + \eta_c \frac{\psi U_2^2}{C_p T_{01}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$ Maximum value	$\left(1 + \eta_c \frac{\psi \{(UC_u)_2\}}{C_p T_{01}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$	$\left(1 + \eta_c \frac{\psi \{(UC_u)_2 - (UC_u)_1\}}{C_p T_{01}}\right)^{\gamma/\gamma-1}$ Minimum value
Torque, T	$\dot{m} r_2 U_2$ Maximum value	$\dot{m} r_2 C_{u2}$	$\dot{m} (r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1})$ Minimum value
Consumed power, P	$\dot{m} U_2^2$ Maximum value	$\dot{m} U_2 C_{u2}$	$\dot{m} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})$ Minimum value
Input power, P_i	$\dot{m} \psi U_2^2$ Maximum value	$\dot{m} \psi U_2 C_{u2}$	$\dot{m} \psi (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})$ Minimum value

2.7 - Prewirl

A componente tangencial da velocidade, caso o fluido entre no rotor axialmente, é igual a zero. Porém, é frequente instalar-se pás no ducto que antecede a entrada do rotor, denominadas de *Inlet Guide Vanes*, e, portanto, a velocidade do fluido passará a ter uma componente tangencial ($C_{u1} \neq 0$). O fenómeno *prewhirl* resulta da instalação destas IGV (El-Sayed, 2017).

Segundo (Najjar & Akeel, 2002), o principal objetivo da instalação das IGVs é diminuir o número de Mach relativo na ponta do olho do rotor (*eye tip section*), já que é nesta secção que a velocidade relativa atinge o seu máximo (W_{1max}). Esta é considerada a secção crítica no rotor. Quando o valor da velocidade relativa for próximo ou até ultrapassar o valor da velocidade do som, há sempre a tendência do fluido descolar-se da parede na face convexa da pá, podendo ocorrer a formação de ondas de choque que, por interação com a camada limite sobre a superfície convexa das pás, causam um grande aumento na espessura da camada limite, conforme mostra a figura 20.

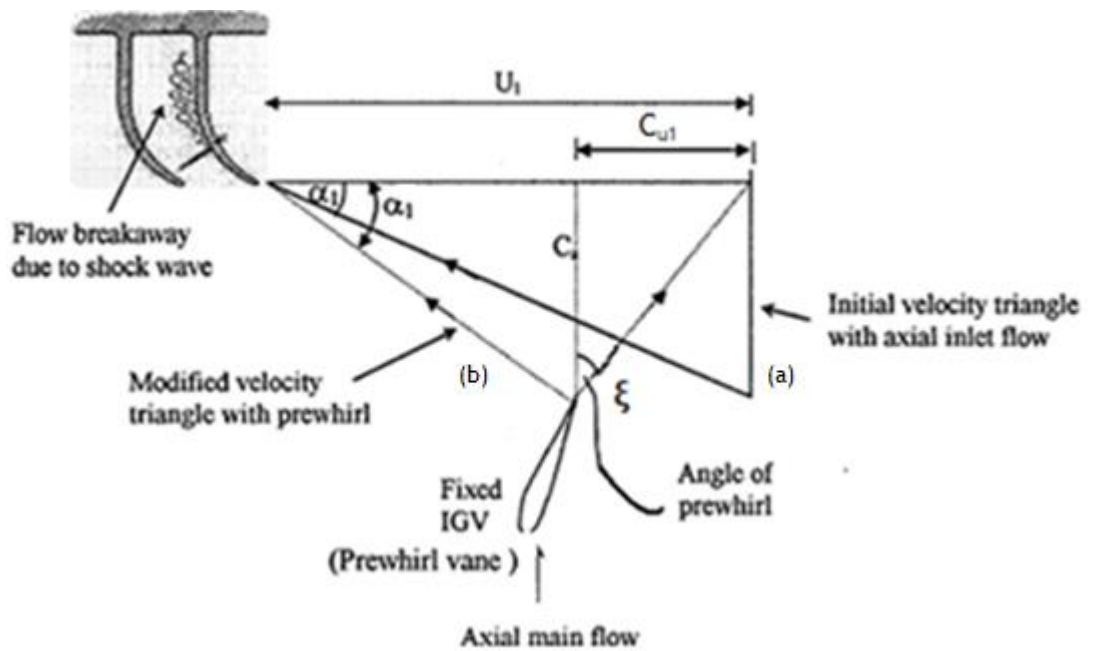


Figura 20 - Triângulos de velocidade à entrada do rotor: a) com prewhirl e, b) sem prewhirl. (Najjar & Akeel, 2002)

Assumindo que a velocidade axial é uniforme da raiz até a ponta do olho, então o número máximo de Mach na ponta do olho é dado pela seguinte relação:

$$M_{1max} = \frac{W_{1max}}{a_1} = \sqrt{\frac{C_{a1}^2 + (U_{1t} - C_{a1} \sin \xi)^2}{\gamma R T_1}} \quad (31)$$

onde U_{1t} é a velocidade rotacional na ponta do olho do rotor; ξ é o ângulo de prewhirl, ou seja, é o ângulo formado entre a velocidade absoluta ao deixar as IGV's e a direção axial; T_1 é a temperatura estática à entrada do rotor.

Ainda da figura 20, constata-se que este fenómeno aumenta o ângulo relativo (α_1), medido entre a velocidade relativa (W_1) e a componente tangencial da velocidade. Assim,

$$\alpha_{1 \text{ prewhirl}} > \alpha_{1 \text{ without prewhirl}} \quad (32)$$

Da figura 21 observa-se que este fenómeno pode ser positivo ou negativo. *Prewhirl* positivo reduz a velocidade relativa à entrada do rotor, enquanto que o *prewhirl* negativo aumenta o valor desta. Em conformidade com (El-Sayed, 2017) é frequente utilizar-se, nos motores das aeronaves, *prewhirl* positivo visando reduzir o valor de W_1 . O objetivo é sempre evitar a formação de ondas de choque no lado de sucção da pá!

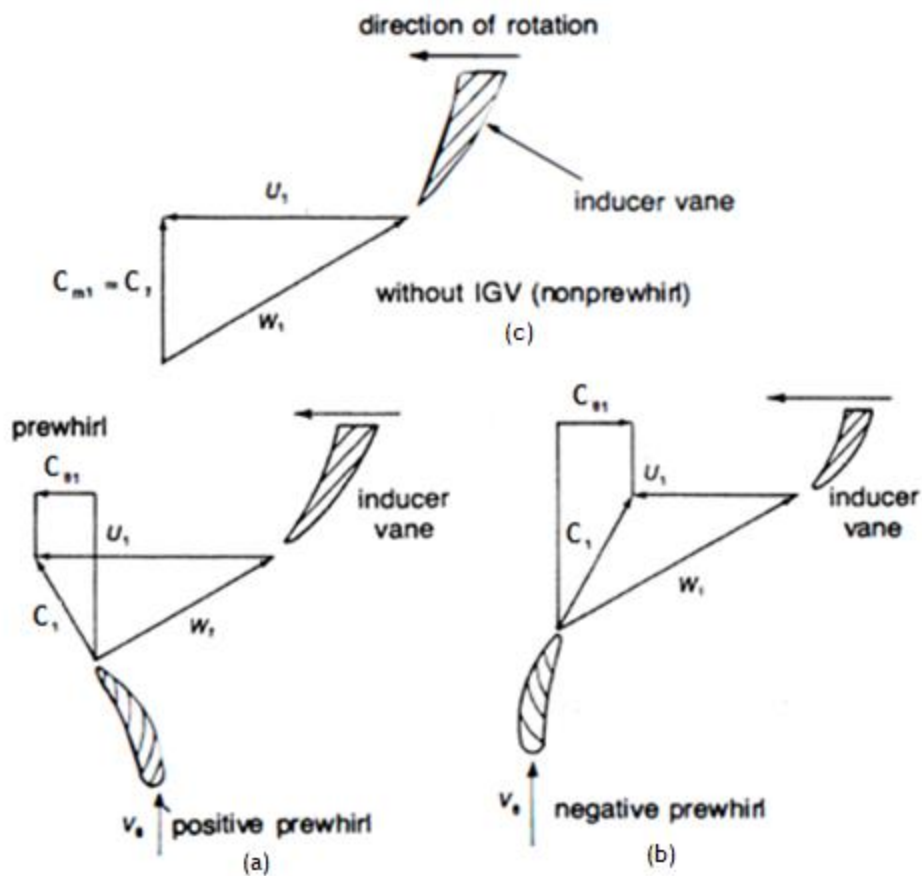


Figura 21 - Triângulos de velocidade à entrada do rotor: a) com prewhirl positivo, b) com prewhirl negativo, e c) sem prewhirl. (Boyce, 1993)

Em conclusão do que foi acima referido, *prewhirl* é introduzido para aliviar o efeito de compressibilidade no lado convexo das pás do olho do rotor, a fim de evitar a formação de ondas de choque e, possível, estrangulamento do fluxo. No entanto, há que salientar que este fenómeno diminuirá a capacidade de trabalho realizado, à medida que o momento angular é reduzido, o que, conseqüentemente, levará a uma diminuição da razão de pressão do compressor.

Posto isto, tanto o aumento temperatura como a razão de pressão do compressor são reduzidas e expressas pelas seguintes relações:

$$\Delta T_0 = \frac{\psi(C_{u2}U_2 - C_{u1}U_{1m})}{C_p} \quad (33)$$

e,

$$\pi_c = \left\{ 1 + \eta_c \frac{\psi(\sigma U_2^2 - U_{1m} C_1 \sin \xi)}{C_p T_{01}} \right\}^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (34)$$

sendo, $C_{u1} = C_1 \cdot \sin(\xi)$ e U_{1m} é a velocidade de rotação no raio médio do olho do rotor.

Através de um estudo por (Najjar & Akeel, 2002) é possível atenuar estes decréscimos. Sendo que a velocidade relativa atinge o seu máximo (W_{1max}) na ponta do olho do rotor, é desejável reduzir gradualmente o ângulo de *prewhirl* desde do máximo na ponta até zero na raiz, implicando a torção das IGV's. Deste modo, três casos possíveis de torção são apresentados. O valor de *prewhirl*, ξ , vai ser 0° na raiz e na ponta varia de 20° a 50° , em intervalos de 10° .

1º Caso - Valor constante de ξ desde a raiz até à ponta da pá: Começa-se com $\xi = 0^\circ$, depois com $\xi = 20^\circ$ e, assim sucessivamente até $\xi = 50^\circ$. Aqui $C_{u1} = C_{a1} \cdot \tan(\xi)$ vai ser constante ao longo de todo o olho, e como r_1 aumenta desde raiz até à ponta do olho, conseqüentemente, $(C_{u1} \cdot r_1)$ aumentará, continuando a haver um decréscimo da capacidade de trabalho pelo compressor.

2º Caso - Variação linear de ξ desde a raiz até à ponta da pá: Começa-se com $\xi_r = 0^\circ$ na raiz e $\xi_t = 20^\circ$ na ponta. Termina com $\xi_r = 0^\circ$ e $\xi_t = 50^\circ$.

3º Caso - Variação parabólica de ξ desde a raiz até à ponta da pá: Começa-se com $\xi_r = 0^\circ$ na raiz e $\xi_t = 20^\circ$ na ponta. Termina com $\xi_r = 0^\circ$ e $\xi_t = 50^\circ$.

Os resultados dos 3 casos considerados estão representados na figura abaixo. Recorreu-se à adimensionalização dos resultados, isto é, dividiu-se o valor obtido para cada caso, no intervalo de ξ sugerido, pelo valor que seria expectável para o caso de não haver *prewhirl* (*no prewhirl*). Constatou-se que, apesar de aliviar o efeito de compressibilidade, ξ constante, ao longo da altura do olho em compressores centrífugos, reduz a capacidade de absorção de

trabalho (W) e a razão de pressão (π_c) para cerca de 80% (0.8). Reduzindo linearmente o ângulo de *prewhirl*, desde a ponta até à raiz do olho, permite obter valores de W e (π_c) até 94% dos valores de referência. Por último, a redução do ângulo de *prewhirl* parabolicamente até $\xi = 40^\circ$, atinge os mesmos valores de W e (π_c) para quando este fenómeno não existe.

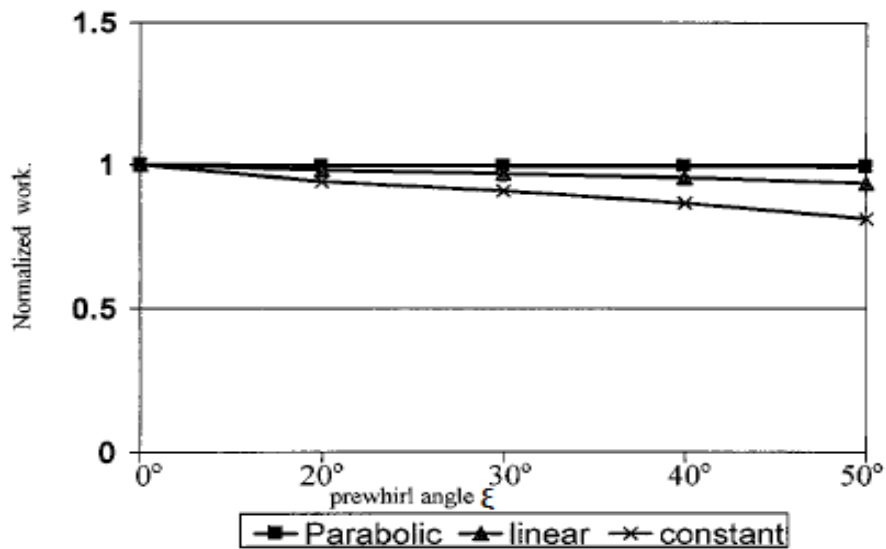


Figura 22 - Variação do trabalho adimensionalizado com o ângulo de prewhirl para os três casos considerados. (Najjar & Akeel, 2002)

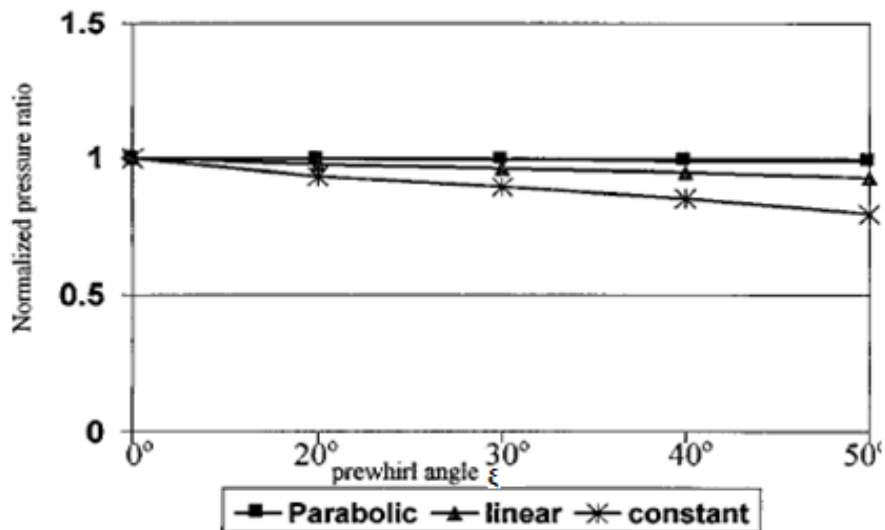


Figura 23 - Variação da razão de pressão adimensionalizada com o ângulo de prewhirl para os três casos considerados. (Najjar & Akeel, 2002)

2.8 - Configuração da pá do rotor

O rotor pode ser classificado com base na configuração da pá em três tipos diferentes: pá radial (*radial vane*), pá inclinada para a frente (*forward vane*) e pá inclinada para trás (*backward vane*).

A figura 24 mostra dois tipos de configuração, juntamente com os triângulos de velocidade típicos à saída do rotor, no plano radial, para cada tipo. Os dois triângulos de velocidade têm a mesma velocidade tangencial U_2 e a mesma componente de velocidade radial $C_r = W_r$. Numa primeira aproximação, assume-se que a velocidade relativa do fluido à saída do rotor (W_2) é paralela à pá. O ângulo da pá à saída do rotor em relação à direção radial é denotado por β'_2 e positivo para as *backward vanes* (El-Sayed, 2017).

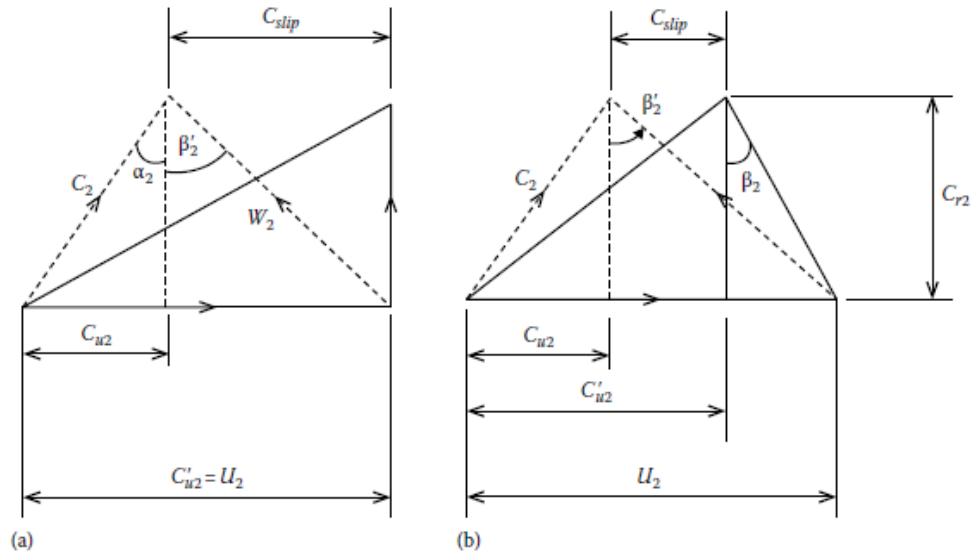


Figura 24 - Efeito Slip: a) pá radial, b) pá inclinada para trás. (El-Sayed, 2017)

A componente tangencial da velocidade absoluta é definida da seguinte forma,

$$C_{u2} = U_2 - W_{r2} \tan \beta'_2 \quad (35)$$

Da equação (33), tem-se que,

$$\frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} = \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = \frac{(C_{u2}U_2 - C_{u1}U_{1m})}{C_p T_{01}} \quad (36)$$

$$\Leftrightarrow \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} = \frac{(\gamma - 1)(C_{u2}U_2 - C_{u1}U_{1m})}{\gamma R T_{01}} = \frac{(\gamma - 1)U_2^2}{a_{01}^2} \left[\frac{C_{u2}}{U_2} - \left(\frac{U_{1m}}{U_2} \right)^2 \frac{C_{u1}}{U_1} \right] \quad (37)$$

ou,

$$\Leftrightarrow \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} = (\gamma - 1) \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \left[\frac{C_{u2}}{U_2} - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{C_{u1}}{U_1} \right] \quad (38)$$

No caso de o fluxo entrar no rotor axialmente, isto é, ($C_{u1} = 0$), a relação de temperatura acima definida vem que,

$$\frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} = (\gamma - 1) \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \frac{C_{u2}}{U_2} = (\gamma - 1) \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \left(1 - \frac{W_{r2}}{U_2} \tan \beta'_2 \right) \quad (39)$$

finalmente,

$$\frac{T_{03} - T_{01}}{(\gamma - 1)(U_2/a_{01})^2 T_{01}} = \left(1 - \frac{W_{r2}}{U_2} \tan \beta'_2 \right) \quad (40)$$

A variável,

$$\frac{T_{03} - T_{01}}{(\gamma - 1)(U_2/a_{01})^2 T_{01}} \quad (41)$$

representa o aumento de temperatura relativo ao estágio e, conseqüentemente, um índice para a razão de pressão, enquanto que a variável W_{r2}/U_2 (equivalente a C_{r2}/U_2) representa o caudal mássico para uma determinada velocidade rotacional.

Através da figura 25 observa-se que, com o mesmo caudal mássico e a mesma velocidade à saída do rotor, U_2 , o rotor com pás inclinadas para a frente realizará mais trabalho no fluido. À primeira vista, espera-se que este tipo de configuração produza maior razão de pressão quando comparado com as pás radiais ou com as pás inclinadas para trás. Contudo, o declive positivo não é vantajoso, pois quanto maior for a razão de pressão e o aumento da temperatura, maior será a instabilidade dinâmica. Além disso, a velocidade absoluta resultante à saída do rotor, C_2 , é máxima (para o mesmo W_{r2} e U_2) implicando que o aumento de pressão necessário no difusor seja maior. Pelas razões até aqui apresentadas, considera-se que as pás inclinadas para a frente não são adequadas para compressores de alta velocidade e, portanto, nunca são utilizadas em motores de aeronaves.

Para as pás radiais ($\beta'_2 = 0$), uma linha horizontal é obtida, o que significa que a razão de pressão é independente do caudal mássico.

Referente às pás inclinadas para trás, a relação acima produz uma linha reta, mas com declive negativo. Assumindo que a componente radial da velocidade, C_{r2} , é a mesma, implicando o mesmo caudal mássico, note-se que a velocidade relativa à saída, W_2 , é aumentada enquanto que a velocidade absoluta do fluído, C_2 , é reduzida. Assim sendo, verifica-se que os requisitos de difusão, tanto no rotor como no difusor, vão ser menos rigorosos, podendo até aumentar a eficiência de ambos os componentes. A sua utilização proporciona ao compressor uma faixa operacional mais ampla de fluxo do fluído para dada velocidade rotacional, o que é importante para combinar o compressor com a turbina de acionamento. O ângulo de *backsweep*, β'_2 , deve estar no intervalo de 30° a 40° (El-Sayed, 2017).

As consequências negativas do uso das pás curvadas para trás é que a capacidade de absorção de trabalho por parte do rotor é reduzida (devido à diminuição de C_{w2}) e o aumento de temperatura será menor do que seria obtido com outro tipo de configuração. No entanto, estes efeitos são contrariados pelo aumento da eficiência, lembrando que o objetivo final é aumentar a razão de pressão e a eficiência, e não aumentar a temperatura. Repare-se que o uso de pás curvadas para trás em compressores de alto desempenho é cada vez mais usual (Saravanamuttoo, et al., 1996).

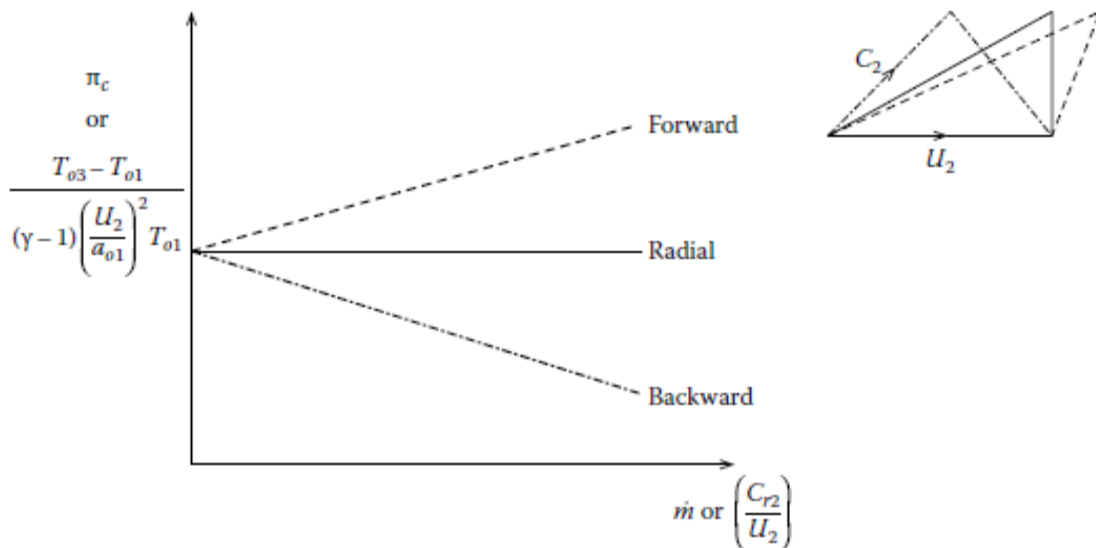


Figura 25 - Razão de pressão ou aumento temperatura em função do caudal mássico para os diferentes tipos pás no rotor. (El-Sayed, 2017)

Uma vez que a razão de pressão é dada pela relação,

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_c \frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (42)$$

com,

$$\frac{T_{03} - T_{01}}{T_{01}} = (\gamma - 1) \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \frac{C_{u2}}{U_2} \quad (43)$$

Agora o fator de *slip*, definido por *Dixon*, para pás inclinadas para trás ou para a frente é:

$$\sigma_s = \frac{C_{u2}}{C'_{u2}} = 1 - \frac{0.63\pi/n_b}{1 - \phi_2 \tan \beta'_2} \quad (44)$$

e, portanto,

$$\frac{C_{u2}}{U_2} = \sigma_s \frac{C'_{u2}}{U_2} \quad (45)$$

onde, a variável C'_{u2} é definida por

$$C'_{u2} = U_2 - C_{r2} \tan \beta'_2 = U_2 \left(1 - \frac{C_{r2}}{U_2} \tan \beta'_2 \right) \quad (46)$$

Por conseguinte, dividindo C'_{u2}/U_2 obtém-se que:

$$C'_{u2}/U_2 = (1 - \phi_2 \tan \beta'_2) \quad (47)$$

Sendo o coeficiente de fluxo, ϕ_2 , definido por:

$$\phi_2 = \frac{C_{r2}}{U_2} \quad (48)$$

finalmente,

$$\frac{C_{u2}}{U_2} = \sigma_s(1 - \phi_2 \tan \beta'_2) \quad (49)$$

Como se sabe a razão de pressão é expressa por,

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_c(\gamma - 1) \frac{U_2 C_{u2}}{a_{01}^2} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (50)$$

então, após substituição dos parâmetros acima definidos, tem-se que:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + (\gamma - 1)\eta_c\sigma_s \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 (1 - \phi_2 \tan \beta'_2) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (51)$$

Tabela 2 - As vantagens e desvantagens dos vários tipos de pás do rotor. (Boyce, 2002)

Types of Impellers	Advantages	Disadvantages
<i>Radial vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Reasonable compromise between low energy transfer and high absolute outlet velocity 2. No complex bending stress 3. Easy manufacturing 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Surge margin is relatively narrow
<i>Backward-curved vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Low-outlet kinetic energy = low-diffuser inlet mach number 2. Surge margin is wide 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Low-energy transfer 2. Complex bending stress 3. Hard manufacturing
<i>Forward-curved vanes</i>	<ol style="list-style-type: none"> 1. High-energy transfer 	<ol style="list-style-type: none"> 1. High-outlet kinetic energy = High-diffuser inlet mach number. 2. Surge margin is less than radial vanes 3. Complex bending stress 4. Hard manufacturing

2.9 - O Difusor e o processo de difusão

A eficiência do sistema de combustão depende da velocidade a que o fluido entra na câmara de combustão, desejando-se que esta seja o mais baixa quanto possível. Assim sendo, o difusor deve ser projetado para que somente uma pequena parte da temperatura de estagnação na saída do compressor corresponda à energia cinética. Normalmente, a velocidade do fluido à saída do compressor está na região de 90 m/s.

Ora, o problema reside no seguinte ponto: é muito mais difícil conseguir uma desaceleração eficiente do fluxo do que obter uma aceleração eficiente do mesmo. No processo de difusão, numa passagem divergente, há uma tendência natural de o fluido descolar-se das paredes, inverter a sua direção e fluir de volta na direção do gradiente de pressão, conforme se pode ver na figura 26. Além disso, se a divergência for muito rápida pode resultar na formação de vórtices, com a conseqüente transferência de alguma energia cinética em energia interna acompanhada de uma queda/redução no aumento de pressão útil (Saravanamuttoo, et al., 1996).

A solução passa pela diminuição do ângulo de divergência, contudo, isso vai implicar que o difusor seja mais comprido. De acordo com o mesmo autor, este refere que o ângulo de divergência ótimo é cerca de 7° embora que ângulos, até duas vezes este valor, possam ser utilizados em difusores de baixa razão comprimento/largura (ou raio) e sem incorrer num aumento das perdas da pressão total/estagnação.

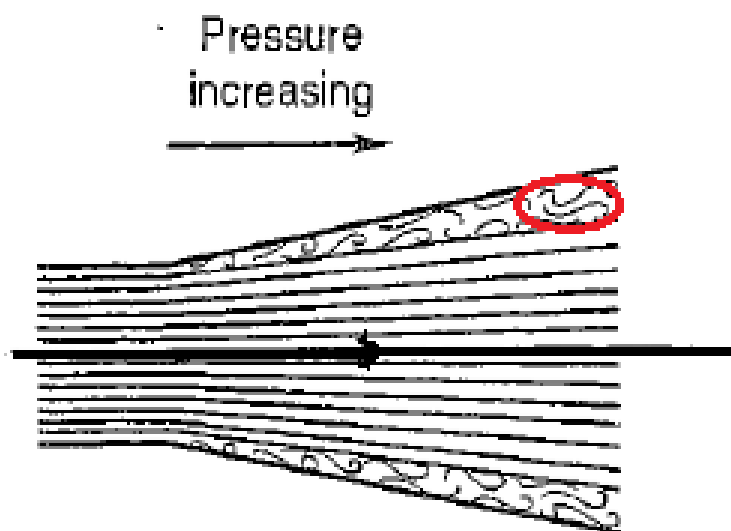


Figura 26 - Processo de difusão no caso de o difusor ser divergente. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Por forma a controlar eficazmente o fluxo do fluido e realizar o processo de difusão no espaço mais curto possível, o fluido que sai do rotor é dividido por vários canais separados por pás difusoras fixas. Normalmente, estas passagens são de profundidade constante e de largura variável (divergindo), conforme é visível na figura 27. Em termos do comprimento das passagens/canais do difusor, este será determinado pelo ângulo máximo de divergência admissível.

Por último, importa referir que como há uma folga radial entre a ponta do rotor e o bordo de ataque das pás difusoras, designada de “vaneless space”, e de modo a que o fluido percorra suavemente as pás difusoras, o ângulo no bordo de ataque destas deve ser projetado por forma acompanhar a direção da velocidade absoluta do fluido quando sai do rotor. O número de pás do difusor deve ser menor que o número de pás do rotor.

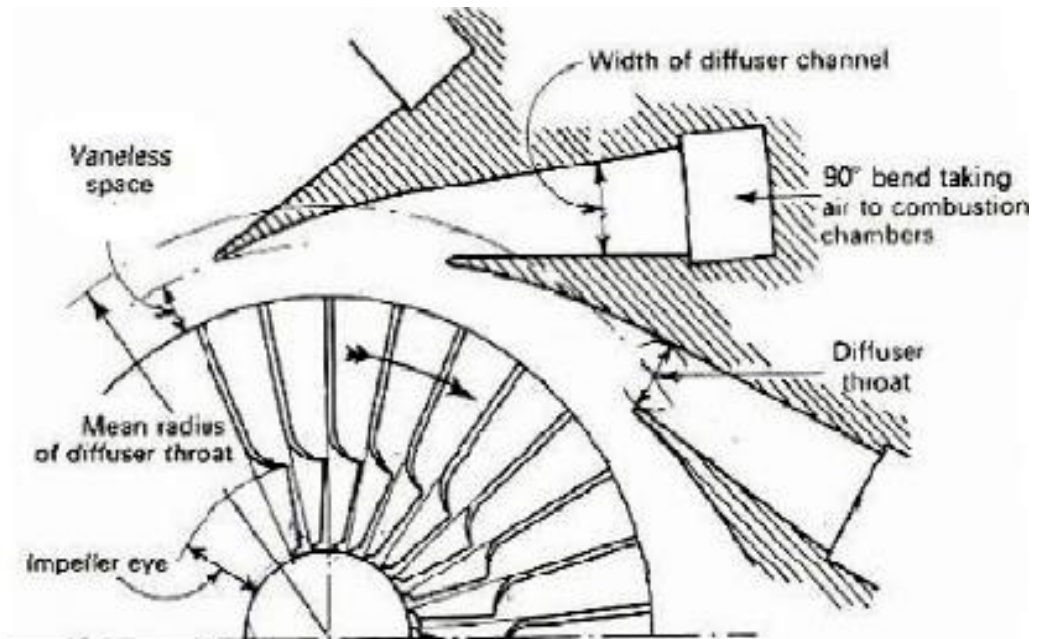


Figura 27 - Layout do difusor. (El-Sayed, 2017)

Em geral, o desempenho de um difusor é avaliado considerando o coeficiente de pressão:

$$C_p = \frac{P_3 - P_2}{P_{02} - P_2} \quad (52)$$

onde, as estações 2 e 3 representam a entrada e a saída do difusor, nomeadamente. O coeficiente de pressão é, por vezes, designado como o coeficiente de aumento de pressão e denotado pelo símbolo C_{pr} (El-Sayed, 2017).

2.10 - Desempenho Característico do Compressor Centrífugo

Nesta subseção, o desempenho característico de um compressor centrífugo operando entre estação de entrada (estado 1) e a estação de saída (estado 3) será brevemente descrito.

Segundo (Saravanamuttoo, et al., 1996) é, apenas, necessário traçar dois conjuntos de curvas para descrever completamente o desempenho de um compressor. As razões de pressão de estagnação e temperatura são traçadas, separadamente, em função do caudal mássico 'não-dimensional'/adimensional formando uma família de curvas. Cada curva é desenhada para um valor fixo da velocidade de rotação 'não-dimensional'.

A partir destes dois conjuntos é possível construir curvas de velocidade constante de eficiência isentrópica em função do caudal mássico "não-dimensional", uma vez que a eficiência isentrópica é dada pela seguinte relação:

$$\eta_c = \frac{T'_{03} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_{03}/T_{01}) - 1} \quad (53)$$

Analisando as figuras 28 e 29, pode constatar-se os seguintes pontos: um aumento na velocidade do rotor, aumenta a razão do caudal do compressor. É perceptível que, a uma determinada velocidade de rotação do rotor, o aumento na razão de pressão do compressor pode ser obtido pela diminuição do caudal mássico. Inversamente, o aumento na razão do caudal, a rpm constante, resulta da redução da resistência à saída do compressor (Boyce, 1993).

Relativamente à eficiência isentrópica, (Saravanamuttoo, et al., 1996) menciona que esta varia com o caudal mássico, a uma determinada velocidade de rotação, de maneira semelhante à da razão de pressão, sendo o seu valor máximo, aproximadamente, o mesmo para todas as velocidades.

Na figura 28 estão também representados os limites de desempenho do compressor. A linha a vermelho representa o limite de *surge*. O funcionamento do compressor à esquerda dessa linha é instável, resultando num desempenho insatisfatório e muitas vezes prejudicial mecanicamente. Observe-se que esta linha limite aumenta à medida que a velocidade de rotação aumenta. À direita da linha amarela, há uma diminuição brusca da capacidade de produção de pressão e uma imprevisibilidade no seu desempenho. Esta área é comumente conhecida como "*stonewall*".

O rotor do compressor deve ser projetado de tal forma que, a rpm constante, a sua eficiência atinja os picos o mais próximo possível da linha de *surge*, isto é, quando a razão de pressão do compressor é máxima, conforme se pode observar na figura (Boyce, 1993).

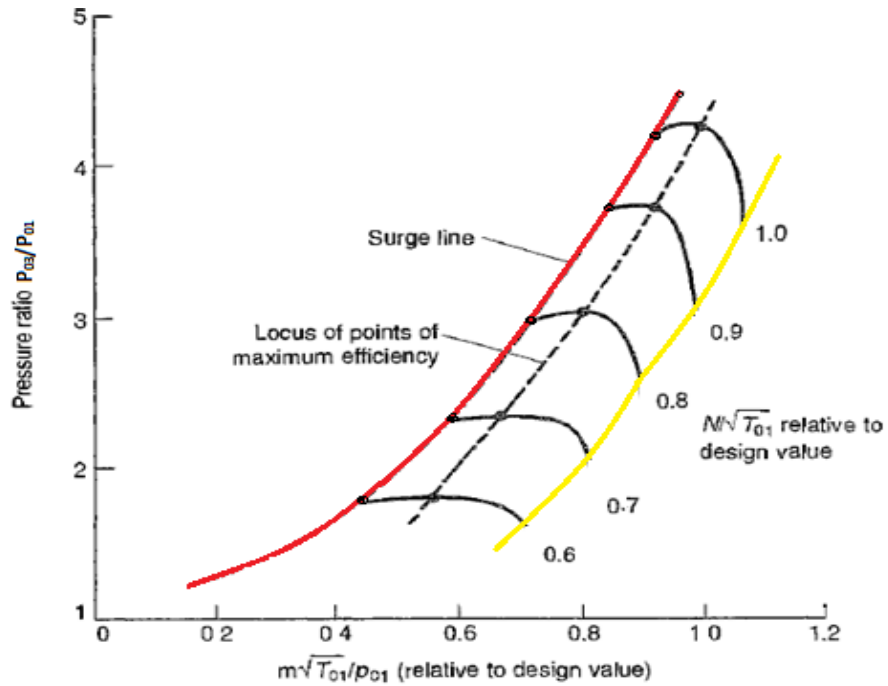


Figura 28 - Características do compressor centrífugo: variação da razão de pressão em função do caudal mássico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

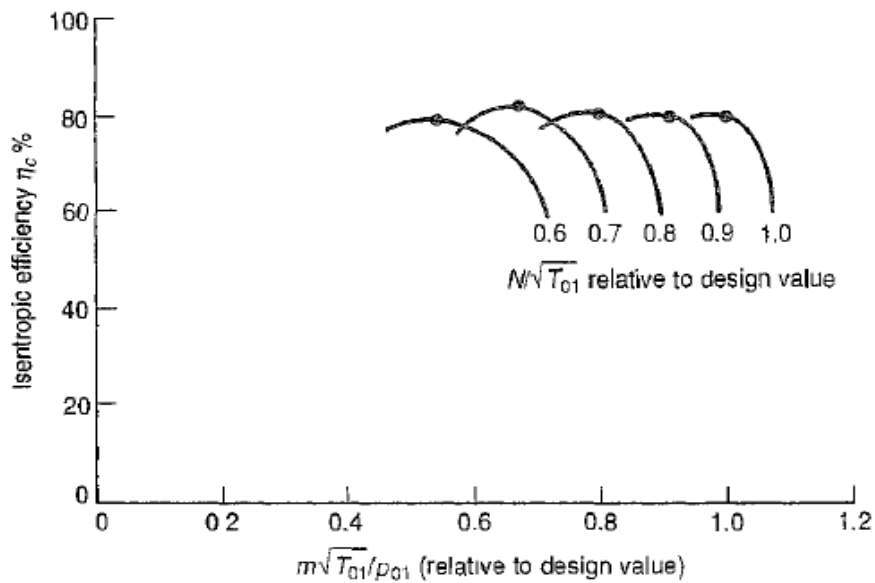


Figura 29 - Características do compressor centrífugo: variação da eficiência isentrópica em função do caudal mássico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

2.10.1 - Surge

O termo *surge*, referente a um compressor centrífugo e aos seus sistemas adjacentes, é uma condição instável que resulta na reversão do fluxo e em flutuações da pressão no sistema.

De acordo com (Saravanamuttoo, et al., 1996), este fenómeno inicia-se, sobretudo, nas passagens do difusor, onde o fluxo é retardado pelas forças de atrito próximas das pás. O aumento do número de pás no difusor vai aumentar a probabilidade desta ocorrência. Isto acontece devido ao facto de ser extremamente difícil em dividir o fluxo para que o caudal mássico seja o mesmo em cada passagem.

Por outro lado, é improvável que *surge* ocorra até que a instabilidade tenha atingido um ponto em que a inversão do fluxo se verifique, simultaneamente, na maioria das passagens do difusor. Conforme foi referido anteriormente, exige-se que o número de pás nesta seção seja menor que o número de pás no rotor.

Resumidamente, *surge* acontece quando há instabilidade aerodinâmica suficiente dentro do compressor, tornando-o incapaz de produzir a pressão adequada para fornecer um fluxo contínuo aos seus componentes a jusante, podendo estes entrar em perda.

2.10.2 - Rotating Stall

Como referido por (Boyce, 1993), há um outro fenómeno responsável pela instabilidade e redução do desempenho do compressor. Caracterizado por uma não uniformidade no fluxo ou na geometria das passagens entre as pás, este designa-se por *rotating stall*.

O mecanismo de propagação pode ser observado na figura 30. Considerando a ocorrência de uma perturbação no fluxo na pá número dois, esta entra em perda antes das outras pás. Como consequência, esta pá não irá produzir um aumento de pressão suficiente para manter o fluxo ao seu redor, desenvolvendo uma zona com fluxo reduzido ou mesmo o estrangulamento deste. Esta desaceleração vai provocar um desvio no fluxo, resultando num aumento do ângulo de ataque na pá número três e numa redução na pá número um; como consequência, a pá número três e as pás que teoricamente se sucedem entram em perda.

Este fenómeno pode, ainda, provocar a excitação da frequência natural do rotor, levando-o à sua falha.

Através de testes experimentais realizados no compressor, verificou-se que a velocidade relativa de propagação deste fenómeno é cerca de 40 a 75% da velocidade do rotor.

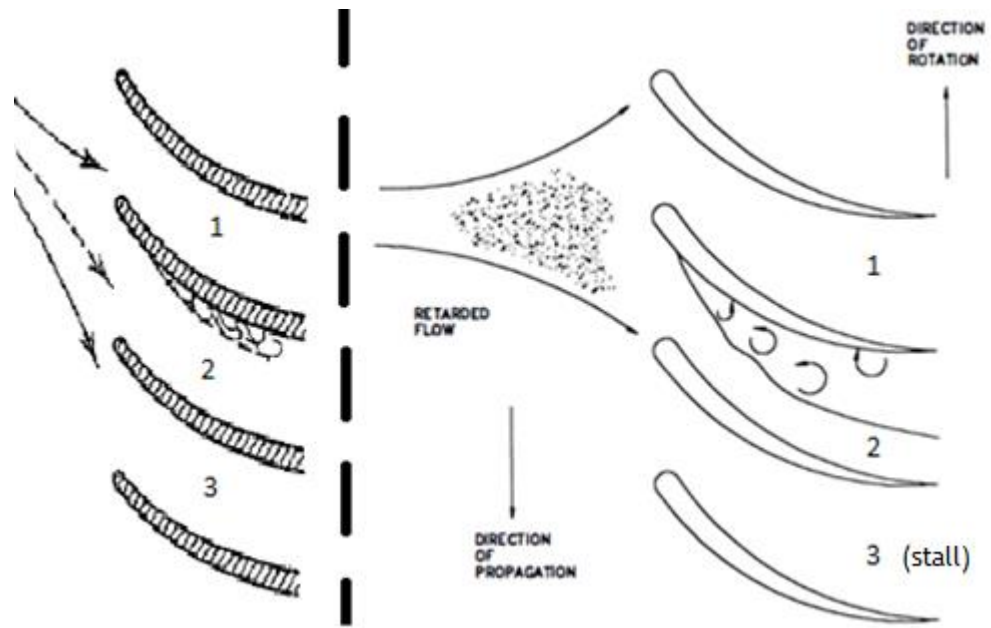


Figura 30 - *Rotating Stall* no rotor do compressor centrífugo. (Boyce, 1993)

Capítulo 3 - Turbina Axial

3.1 - Introdução

As turbinas são definidas como turbomáquinas que extraem energia do fluido, convertendo-a em energia mecânica/elétrica. A classificação das turbinas é esquematizada na figura 31. Estes dispositivos podem ser classificados com base se o fluido circundante é estendido (*extended*) ou fechado (*enclosed*). Um exemplo de uma turbina de fluido estendido é uma turbina eólica, tanto de eixo horizontal como de eixo vertical.

Relativamente às turbinas de fluido fechadas, estas podem ser diferenciadas com base no tipo de fluido de trabalho: fluido incompressível ou fluido compressível. Turbinas hidráulicas (principalmente turbinas de água) operam com fluidos incompressíveis e turbinas compressíveis operam com vapor ou gás, em regime subsônico ou supersônico. Uma outra distinção incide com base na direção do fluxo do fluido dentro das passagens da turbina, ou seja, axial, radial ou misto.

Nas turbinas axiais, o fluido move-se paralelamente ao eixo de rotação enquanto que nas turbinas radiais, o movimento do fluido é perpendicular ao eixo de rotação. Nas turbinas de fluxo misto, o movimento do fluido é descrito pela combinação dos dois tipos de direção.

Por último, é relevante fazer a distinção entre turbinas de impulso e de reação. Nas turbinas de reação, tanto o difusor como o rotor interferem/participam na extração de energia do fluido, enquanto que, nas turbinas de impulso, apenas o difusor extrai energia (El-Sayed, 2017).

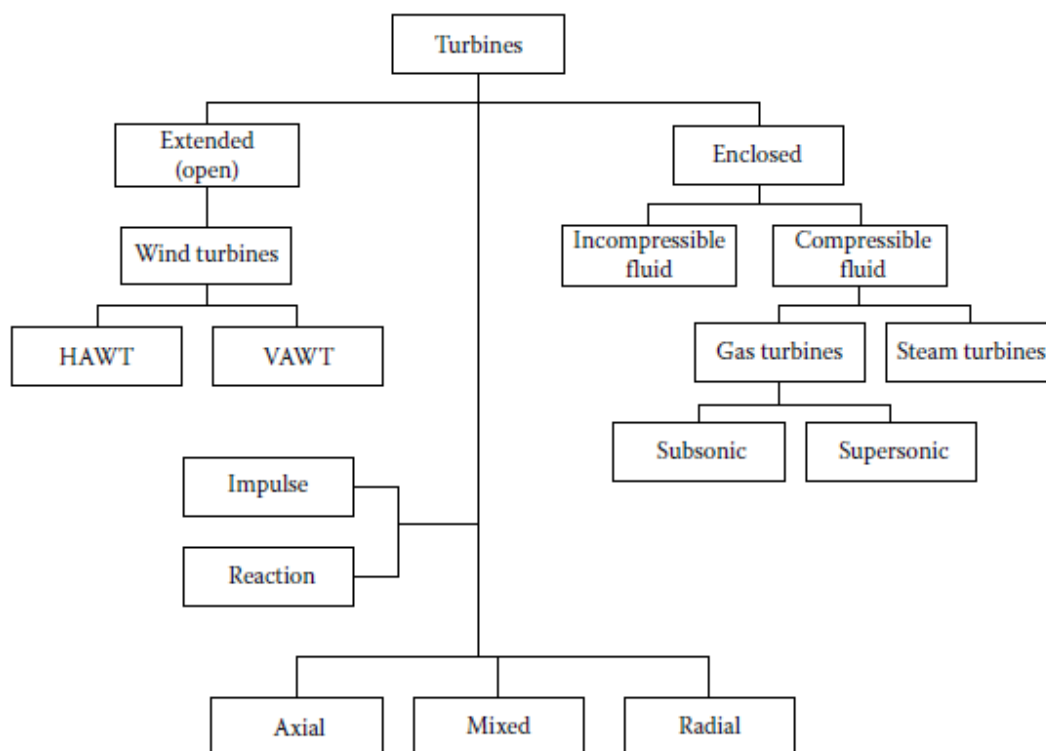


Figura 31 - Classificação das turbinas. (El-Sayed, 2017)

Praticamente todas as turbinas em motores de aeronaves são do tipo axial, independentemente, do tipo de compressor usado. A turbina axial é composta por um ou mais estágios localizados, imediatamente, a jusante da câmara de combustão do motor. A turbina extrai energia cinética do fluido em expansão, convertendo essa energia cinética em potência no eixo por forma acionar o compressor e outros acessórios do motor (El-Sayed, 2017).

A eficiência de uma turbina é bem maior que a eficiência de um compressor, e o processo de design é, geralmente, muito mais simples. A principal razão para este fato é que o fluido sofre um aumento de pressão no compressor e é muito mais difícil conseguir uma desaceleração eficiente do fluxo do que obter uma aceleração deste.

A queda de pressão na turbina é suficiente para manter o fluido controlado, isto é, dentro da camada limite, e os problemas de separação, que são uma preocupação frequente no caso dos compressores, podem ser facilmente evitados. Por outro lado, as turbinas enfrentam níveis de stress críticos já que os rotores da turbina operam com o fluido a altas temperaturas, nomeadamente, temperaturas de entrada na ordem dos 850°C a 1700°C (Gorla & Khan, 2003).

A queda de pressão num único estágio da turbina pode ser muito maior do que o aumento de pressão num estágio do compressor, sem o perigo de ocorrer a separação do fluxo. Aliás, um único estágio da turbina pode ser usado para acionar vários estágios do compressor.

Por forma a evitar que o fluxo vaze em torno das pontas das pás da turbina, devido ao elevado gradiente de pressão, as pás são revestidas (*shrouded blades*). Esse “revestimento/cobertura” melhora as características do escoamento do fluido, contribuindo para o aumento da eficiência da turbina e reduzindo as vibrações a que estas estão suscetíveis (El-Sayed, 2017).

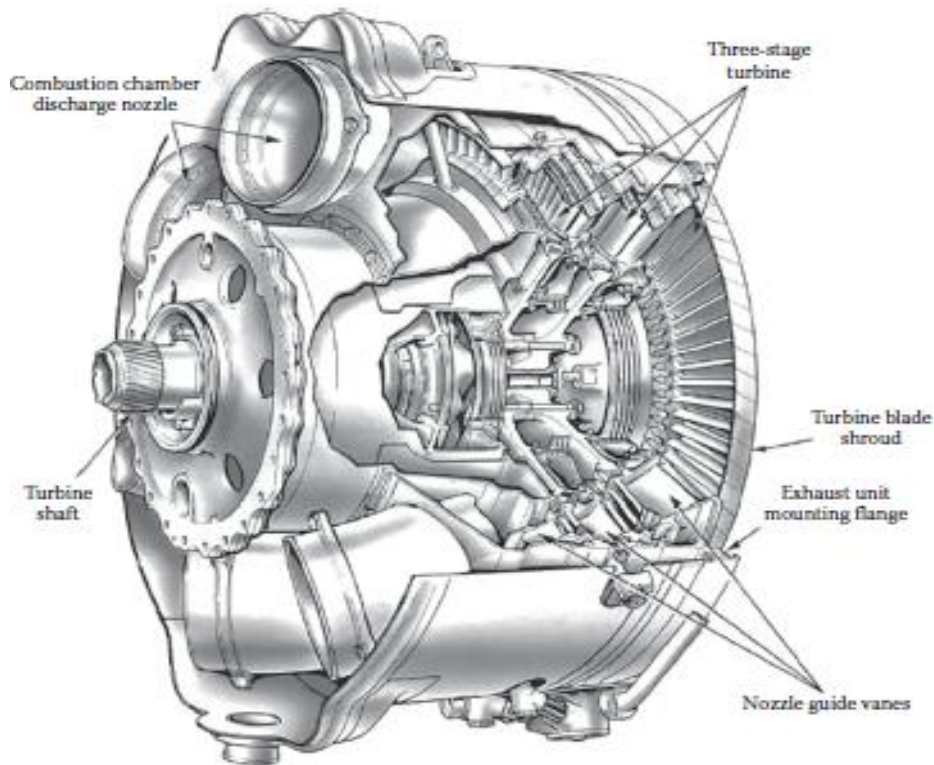


Figura 32 - Turbina Axial com 3 estágios. (El-Sayed, 2017)

3.2 - Princípio de Funcionamento

Um estágio de uma turbina axial é mostrado na figura 33. Os gases que saem da câmara de combustão aproximam-se do difusor (*nozzle*) com uma velocidade absoluta (C_1), normalmente na direção axial, ou seja, o ângulo absoluto para a direção axial ($\alpha_1 = 0$).

Como a passagem representa um bocal com uma configuração convergente ou convergente-divergente, o fluxo é acelerado, levando a um aumento na velocidade absoluta. Em seguida, o fluxo deixa a passagem do difusor a uma velocidade (C_2), onde ($C_2 > C_1$). Consequentemente, a pressão de estagnação diminui devido ao atrito e outras fontes de perdas. Assim, $P_1 > P_2$ e $P_{01} > P_{02}$. Além disso, a entalpia estática e a entalpia de estagnação também diminuem no final do bocal. O fluxo deixa o difusor com uma velocidade absoluta (C_2) e ângulo (α_2) quando combinado com a velocidade de rotação (U); a velocidade relativa será (W_2),

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

inclinada a um ângulo (β_2) com a direção axial. Como as passagens de pá para pá do rotor se assemelham à forma do difusor, a velocidade relativa do fluido (W_3) aumentará ($W_3 > W_2$), enquanto a sua velocidade absoluta (C_3) diminui ($C_3 < C_2$) e o ângulo de saída do fluxo (β_3) será maior que o ângulo de entrada do fluxo ($\beta_3 > \beta_2$).

As pressões estática e de estagnação decrescem na passagem do rotor ($P_3 < P_2$, $P_{02} < P_{03}$), bem como há um decréscimo na entalpia estática e na entalpia de estagnação no final do rotor. Se não houver queda na pressão estática e na entalpia estática no rotor, a turbina é chamada de turbina de impulso.

Como a pressão estática e a temperatura diminuem na turbina, a densidade diminui. A área anelar é aumentada para evitar velocidades excessivamente altas (El-Sayed, 2017).

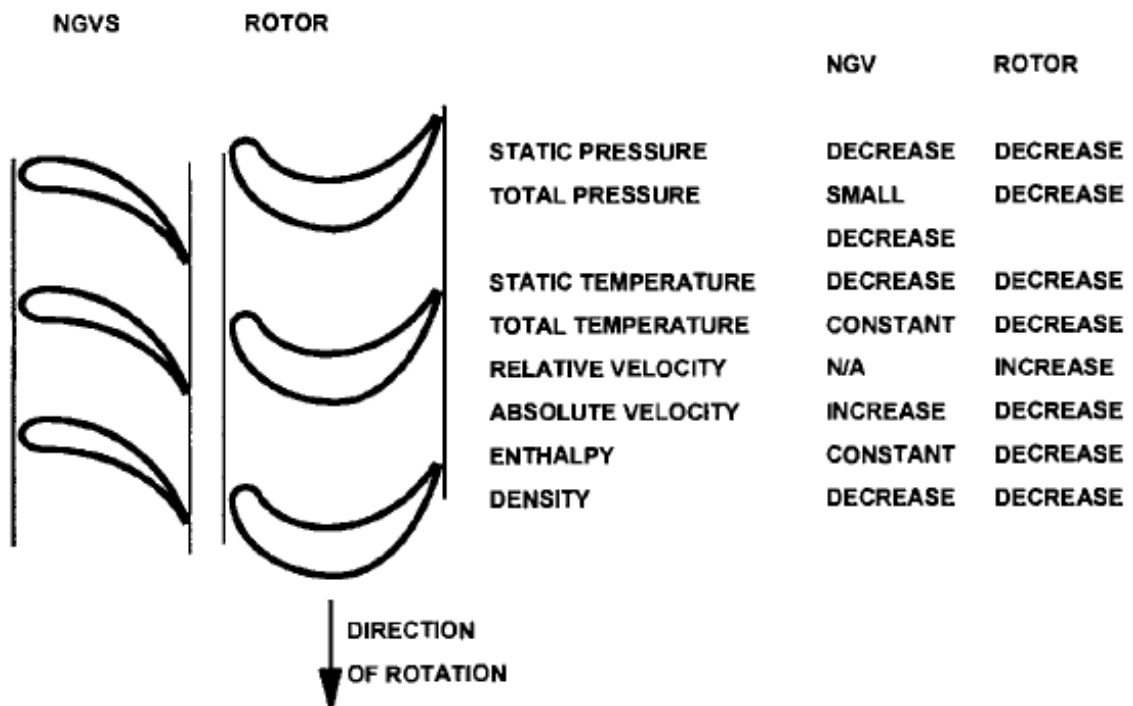


Figura 33 - Variação das propriedades termodinâmicas no difusor (nozzle guide vanes) e no rotor. (Walsh & Fletcher, 2004)

Numa turbina com apenas um estágio, C_1 será axial, isto é, $\alpha_1 = 0$ e $C_1 = C_a$. Por outro lado, se o estágio é representativo de uma turbina com múltiplos estágios em série, C_1 e α_1 provavelmente serão iguais a C_3 e α_3 . Tal condição permite que a forma das pás possa ser usada em estágios sucessivos, por vezes designado de estágio de repetição.

Como a velocidade da pá (U) aumenta com um aumento do raio da pá, a forma dos triângulos de velocidade varia da raiz para ponta da pá.

Neste capítulo analisa-se as condições na linha media da área anelar, representando uma média do que acontece com o fluxo de massa total (m) quando este passa pelo estágio. Esta abordagem é válida quando a razão entre o raio da ponta e o raio da raiz é baixa, ou seja, para pás curtas, contudo se as pás forem longas é essencial contabilizar os efeitos tridimensionais.

$(C_{w2} + C_{w3})$ representa a mudança na componente tangencial do momento por unidade de fluxo de massa, produzindo torque útil. A mudança na componente axial $(C_{a2} - C_{a3})$ produz uma tração axial no rotor que pode suplementar ou compensar a tração de pressão resultante da queda de pressão $(P_2 - P_3)$ (Saravanamuttoo, et al., 1996).

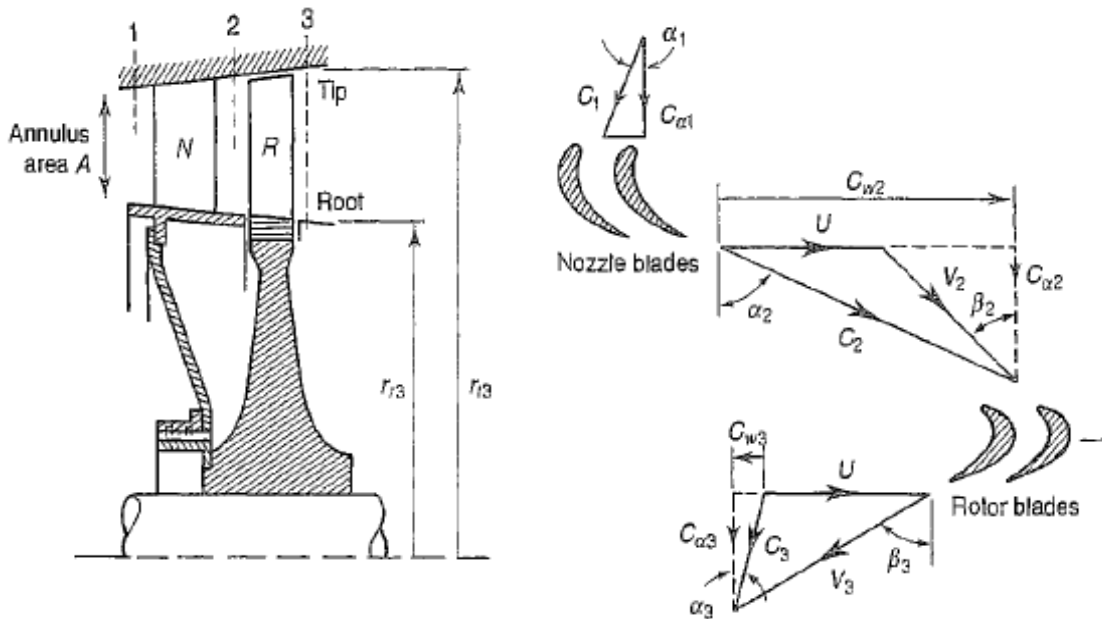


Figura 34 - Esquema de um estágio na turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

No que diz respeito às passagens do difusor, estas pode ser convergente ou convergente-divergente. O último tipo não é recomendado por duas razões: primeiro, os bocais convergentes-divergentes são ineficientes em cargas parciais ou em qualquer razão de pressão diferente das dadas pelo fabricante; segundo, a velocidade de saída do bocal (C_2) será elevada e, conseqüentemente, a velocidade relativa à entrada do rotor (W_2) será o suficiente para formar ondas de choque dentro da passagem do rotor.

O bocal deve ser verificado quanto ao estrangulamento. Assim, se $(P_{01}/P_2 < P_{01}/P_c)$, então o bocal está funcional. Cada razão pode ser calculada da seguinte forma:

$$\frac{P_{01}}{P_2} = \left(\frac{T_{01}}{T_2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (54)$$

onde $T'_2 = T_2 - \lambda_N C_2^2 / 2C_p$,

e,

$$\frac{P_{01}}{P_c} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(\frac{2.33}{2}\right)^{1.33/0.33} = 1.853 \quad (55)$$

Para um bocal estrangulado, a velocidade absoluta é igual à velocidade sónica.

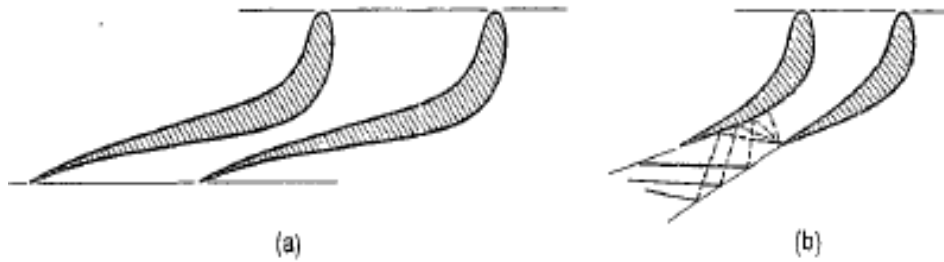


Figura 35 - a) Difusor convergente-divergente e b) Difusor convergente operando a uma razão de pressão superior ao valor crítico. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

3.3 - Equações Governantes

A análise de um estágio numa turbina é em muito semelhante à de um compressor. Pela Lei da Conservação de Massa, o caudal mássico pode ser calculado, em qualquer um dos três estados do estágio, através da seguinte relação (El-Sayed, 2017):

$$\dot{m} = \rho_1 C_{a1} A_1 = \rho_2 C_{a2} A_2 = \rho_3 C_{a3} A_3 \quad (56)$$

A mesma relação cinemática, descrita nos compressores centrífugos, é válida:

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (57)$$

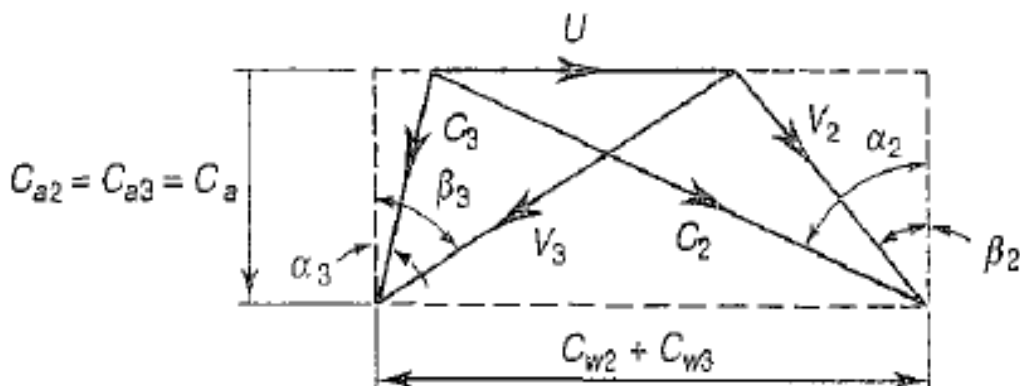


Figura 36 - Diagrama combinado dos triângulos de velocidades de um estágio da turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Através da figura 36, as seguintes relações cinemáticas são derivadas:

$$\frac{U_2}{C_{a2}} = \tan \alpha_2 - \tan \beta_2 \quad (58)$$

$$\frac{U_3}{C_{a3}} = \tan \beta_3 - \tan \alpha_3 \quad (59)$$

Se considerarmos a velocidade axial constante à entrada e à saída do estágio, isto é, $C_{a2} = C_{a3} = C_a$, as relações acima definidas vêm que:

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 - \tan \beta_2 = \tan \beta_3 - \tan \alpha_3 \quad (60)$$

Deste modo, a seguinte relação é válida:

$$\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3 = \tan \beta_2 + \tan \beta_3 \quad (61)$$

Além disso, se for assumido uma velocidade de rotação constante, ou seja, $U_2 = U_3 = U$, a seguinte relação cinemática entre as velocidades absolutas e relativas à entrada e à saída do rotor, é simplesmente:

$$C_{w2} + C_{w3} = W_{w2} + W_{w3} \quad (62)$$

3.3.1- Equação de Euler

A equação de Euler numa turbomáquina representa a conservação do momento angular, a partir da qual o trabalho específico é expresso pela relação (El-Sayed, 2017) e (Saravanamuttoo, et al., 1996):

$$W_s = (\vec{U} \times \vec{C}_w)_3 - (\vec{U} \times \vec{C}_w)_2 \quad (63)$$

Uma vez que, as componentes tangenciais da velocidade \vec{C}_{w3} e \vec{C}_{w2} são em direções opostas, tem-se que:

$$W_s = (UC_w)_3 + (UC_w)_2 \quad (64)$$

Finalmente, o trabalho realizado por unidade de massa é expresso da seguinte forma:

$$W_s = U(C_{w2} + C_{w3}) = U_2 C_{a2} \tan \alpha_2 + U_3 C_{a3} \tan \alpha_3 \quad (65)$$

Caso as velocidades axiais sejam diferentes, mas o raio médio e, conseqüentemente, as velocidades de rotação iguais, $U_2 = U_3 = U$, então:

$$W_s = U(C_{a2} \tan \alpha_2 + C_{a3} \tan \alpha_3) \quad (66)$$

ou, W_s , em termos dos ângulos do fluido/gás associados à pá do rotor, pode ser expresso por:

$$W_s = U(C_{a2} \tan \beta_2 + C_{a3} \tan \beta_3) \quad (67)$$

Adicionalmente, se as velocidades axiais forem iguais, $C_{a2} = C_{a3} = C_a$, então a equação (67) é reduzida na seguinte forma:

$$W_s = UC_a(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) = UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (68)$$

Note-se que, no caso das turbinas axiais, o *power input factor* é desprezável. Isto acontece porque, num fluxo acelerado, o efeito do crescimento da camada limite ao longo das paredes de um canal é muito menor do que quando há um fluxo em desaceleração com gradiente de pressão adverso.

O fluido de trabalho numa turbina possui as seguintes propriedades:

$$\gamma = 1.33; \quad C_p = 1.148 \left(\approx 1.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right); \quad R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

3.3.2- Eficiência, Razão de pressão e Perdas na turbina axial

De acordo com (El-Sayed, 2017), os processos de expansão numa turbina axial são representados no diagrama T-S da figura 37. O estado (1) representa a entrada no difusor, enquanto que os estados (2) e (3) dizem respeito à entrada e à saída do rotor, respetivamente. No difusor, não há transferência de calor nem trabalho realizado pelo fluxo, assim sendo tem-se que:

$$Q_{1-2} = \mathcal{W}_{1-2} = 0 \quad (69)$$

Consequentemente, a entalpia de estagnação e a temperatura à entrada e à saída são iguais, ou seja,

$$h_{01} = h_{02} \text{ e } T_{01} = T_{02} \quad (70)$$

Portanto, $h_1 - h_2 = (C_2^2 - C_1^2)/2$.

No rotor, não há transferência de calor com o ambiente envolvente, pelo que:

$$Q_{2-3} = 0 \quad (71)$$

Adicionalmente, é importante referir que o rotor extrai energia dos gases quentes e, portanto, há uma diminuição da entalpia. Deste modo, o trabalho específico correspondente é:

$$\mathcal{W}_{2-3} = h_{02} - h_{03} = C_p(T_{02} - T_{03}) \quad (72)$$

Por último, o trabalho específico no estágio é expresso pela relação:

$$\mathcal{W}_{1-3} = h_{01} - h_{03} = (h_{01} - h_{02}) + (h_{02} - h_{03}) = (h_{02} - h_{03}) = C_p(T_{02} - T_{03}) \quad (73)$$

$$\Leftrightarrow \mathcal{W}_s = h_{02} - h_{03} = C_p(T_{02} - T_{03}) \equiv C_p(T_{01} - T_{03}) = C_p\Delta T_{0s} \quad (74)$$

A queda de temperatura no estágio é dada por:

$$\Delta T_{0s} = \frac{(U_2 C_{a2} \tan \alpha_2 + U_3 C_{a3} \tan \alpha_3)}{C_p} \quad (75)$$

Para um diâmetro médio constante, as velocidades de rotação/tangenciais são iguais e, portanto, a queda de temperatura será:

$$\Delta T_{0s} = \frac{U_m (C_{a2} \tan \alpha_2 + C_{a3} \tan \alpha_3)}{C_p} \quad (76)$$

ou, se a velocidade axial for considerada constante, vem que:

$$\Delta T_{0s} = \frac{U_m C_a (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3)}{C_p} = \frac{U_m C_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3)}{C_p} \quad (77)$$

A eficiência do estágio é definida pela relação seguinte:

$$\eta_{\text{stage}} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_{03}} = \frac{\Delta T_{0 \text{ stage}}}{T_{01} [1 - (P_{03}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}]} \quad (78)$$

$$\Leftrightarrow \Delta T_{0 \text{ stage}} = \eta_{\text{stage}} T_{01} \left[1 - \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (79)$$

$$\Leftrightarrow \Delta T_{0 \text{ stage}} = \eta_{\text{stage}} T_{01} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_s} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \quad (80)$$

onde, η_s é a eficiência isentrópica do estágio com base na temperatura de estagnação. Esta é a eficiência apropriada caso seja uma turbina de estágios múltiplos, já que a energia cinética de saída ($C_3^2/2$) é utilizada no próximo estágio (El-Sayed, 2017).

A razão de pressão do estágio, π_s , é dada pela relação:

$$\pi_s = \frac{P_{01}}{P_{03}} = \frac{1}{\left(1 - (\Delta T_{0 \text{ stage}}/\eta_{\text{stage}} T_{01}) \right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (81)$$

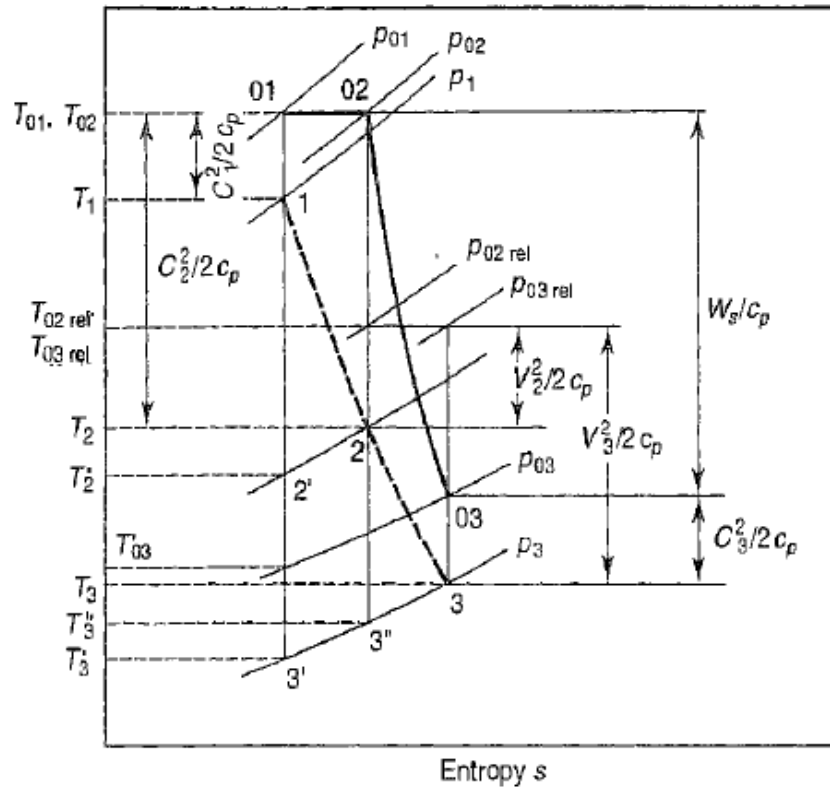


Figura 37 - Diagrama T-S típico para um estágio de uma turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Relativamente às perdas numa turbina, (Gorla & Khan, 2003) e (Saravanamuttoo, et al., 1996) referem dois parâmetros principais, baseados em quedas de temperatura e em quedas de pressão, respetivamente. Para uma melhor compreensão destes parâmetros observe-se o diagrama T-S na figura 37. As linhas a cheio e as linhas a tracejado conectam os estados de estagnação e estáticos, respetivamente.

$T_{02} = T_{01}$, uma vez que não há trabalho realizado no difusor; e a porção horizontal ($P_{01} - P_{02}$) representa a queda de pressão de estagnação devido ao atrito. Ao obter a temperatura equivalente da velocidade do fluido à saída do difusor, seria expectável que, idealmente, a sua expansão fosse de T_{01} para T'_2 , mas devido ao atrito, a temperatura na saída do difusor é T_2 . ($T_2 > T'_2$).

Assim sendo, o coeficiente de perda no difusor, λ_N , em termos de temperatura pode ser definido como:

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T'_2}{(C_2^2/2)C_p} \quad (82)$$

ou, em termos de pressão, Y_N , vem que:

$$Y_N = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad (83)$$

Tanto λ como Y expressam a proporção de energia que é degradada por fricção. Numericamente, λ_N e Y_N não são muito diferentes.

Voltando à figura 37, observa-se que uma expansão adicional ocorre no rotor da turbina axial reduzindo a pressão para P_3 . A expansão isentrópica em todo o estágio resulta na temperatura final, T_3 , enquanto que se considerarmos as pás do rotor, individualmente, tem-se T''_3 . As perdas da pá do rotor podem ser expressas por:

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T''_3}{W_3^2 / 2C_p} \quad (84)$$

Como não há trabalho realizado pelo fluido relativamente às pás, $T_{03rel} = T_{02rel}$.

O coeficiente de perda das pás do rotor, em termos de queda de pressão, é definido por:

$$Y_R = \frac{P_{02rel} - P_{03rel}}{P_{03rel} - P_3} \quad (85)$$

Os coeficientes de perdas no difusor e no rotor representam a percentagem de perda energética devido ao atrito nas pás, resultando na diminuição da pressão de estagnação e da entalpia estática ao longo destas. Estas perdas são na ordem dos 10 a 15%. Após a realização de vários testes experimentais realizados nas turbinas, verificou-se que os valores típicos dos coeficientes de perda no difusor e no rotor são 0.09 e 0.05, respetivamente.

3.4 - Quantidades adimensionais

De acordo com (El-Sayed, 2017) e (Saravanamuttoo, et al., 1996), existem três parâmetros adimensionais característicos de turbinas.

O primeiro, que expressa a capacidade de trabalho de um estágio, é designado de coeficiente de carregamento da pá ou coeficiente de queda de temperatura, ψ . The National Gas Turbine Establishment, no Reino Unido, define este parâmetro como sendo:

$$\psi_{NGTE} = \frac{2C_p \Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2C_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (86)$$

Outro parâmetro é o coeficiente de fluxo e tem a mesma definição que no compressor centrífugo, isto é:

$$\phi = \frac{C_{a2}}{U} \quad (87)$$

Caso $C_{a2} = C_{a3} = C_a$, então

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (88)$$

A queda de temperatura correspondente é agora,

$$\psi = 2\phi(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) = 2\phi(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (89)$$

O último parâmetro denomina-se de grau de reação ou, simplesmente, a reação, Λ . Este parâmetro expressa a fração da expansão do estágio que ocorre no rotor, e é comum ser definido em termos da queda de temperatura estática (ou entalpia) ao invés da queda de pressão, nomeadamente:

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \equiv \frac{\text{queda da entalpia estática no rotor}}{\text{queda da entalpia estática no estágio}} \quad (90)$$

Para o tipo de estágio até aqui considerado, onde $C_{a2} = C_{a3} = C_a$ e $C_3 = C_1$, uma expressão simples para Λ pode ser derivada.

Sabendo que,

$$C_p(T_1 - T_3) = C_p(T_{01} - T_{03}) = UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (91)$$

$$\Leftrightarrow T_1 - T_3 = \frac{UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3)}{C_p} \quad (92)$$

E sendo as entalpias de estagnação relativa (e a temperaturas) à entrada e à saída do rotor iguais, isto é, $h_{02rel} = h_{03rel}$:

$$h_2 + \frac{W_2^2}{2} = h_3 + \frac{W_3^2}{2} \quad (93)$$

$$T_2 - T_3 = \frac{1}{2C_p}(W_3^2 - W_2^2) = \frac{C_a^2}{2C_p}(\sec^2 \beta_3 - \sec^2 \beta_2) = \frac{C_a^2}{2C_p}(\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \quad (94)$$

Então, o grau de reação é, finalmente, definido como:

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} = \left(\frac{C_a}{2U}\right) \left(\frac{(\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2)}{(\tan \beta_2 + \tan \beta_3)}\right) \quad (95)$$

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U}(\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (96)$$

ou, em termos do coeficiente de fluxo,

$$\Lambda = \frac{\phi}{2}(\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (97)$$

Os ângulos do fluido podem ser expressos em termos de ψ , Λ e ϕ como segue. Adicionando e subtraindo as equações (89) e (97), obtém-se

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi + 2\Lambda \right) \quad (98)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2}\psi - 2\Lambda \right) \quad (99)$$

ou, partindo das relações obtidas na equação (60), tem-se que:

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (100)$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (101)$$

Acerca do design da turbina, considera-se o mais eficiente aquele onde o processo de expansão é uniformemente dividido entre o difusor e o rotor. Posto isto, e sabendo que o grau de reação varia desde a raiz até a ponta da pá, é razoável considerar $\Lambda = 50\%$ no diâmetro médio.

Colocando $\Lambda = 0,5$ na equação (97), tem-se que:

$$\frac{1}{\phi} = \tan \beta_3 - \tan \beta_2 \quad (102)$$

A comparação direta com as relações obtidas na equação (60), mostram que

$$\Lambda = 0.5 \Rightarrow \beta_3 = \alpha_2 \text{ e } \beta_2 = \alpha_3 \quad (103)$$

e o triângulo de velocidade é simétrico.

Além disso, para o caso do estágio até aqui descrito, isto é, estágio de uma turbina de estágios múltiplos, com $C_3 = C_1$, tanto em direção como em magnitude, tem-se também que $\alpha_1 = \alpha_3 = \beta_2$, e as pás do difusor e do rotor têm os mesmos ângulos de entrada e saída.

Portanto, pela equação (98) e (103) e considerando $\Lambda = 0,5$, a seguinte relação é obtida:

$$\psi = 4\phi \tan \beta_3 - 2 = 4\phi \tan \alpha_2 - 2 \quad (104)$$

ou, pelas equações (99) e (103), pode chegar-se a esta relação:

$$\psi = 4\phi \tan \beta_2 + 2 = 4\phi \tan \alpha_3 + 2 \quad (105)$$

Todos os ângulos do fluido, em termos ψ e ϕ , são expressos pelas equações (103), (104) e (105).

Tabela 3 - Características dos vários tipos de turbina em função diferentes graus de reação. (El-Sayed, 2017)

Λ	Blading	Characteristics	Velocity Triangle	Thermodynamics
0	Impulse	$\beta_2 = \beta_3$	Skewed	$T_2 = T_3$
0,5	Reaction	$\alpha_2 = \beta_3, \alpha_3 = \beta_2$	Symmetrical	$T_2 = \frac{(T_1 + T_3)}{2}$
1,0	Reaction	$\alpha_2 = \alpha_3$	Skewed	$T_1 = T_2$

Segundo (Saravanamuttoo, et al., 1996) os designs com baixos valores de ψ e ϕ são os que proporcionam as melhores eficiências de estágio. Note-se que valores baixos de ψ e ϕ implicam velocidades de fluido baixas e, por isso, perdas de fricção reduzidas. No entanto, baixos valores de ψ e de ϕ significam, nomeadamente, um aumento do número de estágios e uma maior área do anel da turbina para um dado caudal mássico.

No ramo da aeronáutica, os motores das aeronaves necessitam de uma turbina axial com um alto coeficiente de queda de temperatura (ψ) e um alto coeficiente de fluxo (ϕ). Um alto valor de (ψ) significa que há um aumento da queda de temperatura por estágio e, conseqüentemente, menos estágios serão necessários para uma determinada potência; assim, o peso e o tamanho do motor é mínimo para satisfazer as necessidades de voo. No que diz respeito ao coeficiente de fluxo, um alto valor de (ϕ) implica alta velocidade axial e, por isso, uma redução da área anelar, resultando numa pequena área frontal, peso mínimo e um baixo arrasto. Foram examinados os dados de cerca de 70 testes a turbinas axiais, com um grau de reação entre 0,2 e 0,6 e uma razão de aspeto (altura da pá/corda) na região 3-4, e para motores de aeronaves, o valor ótimo para ψ é de 1,5 até 2,5 e para ϕ é de 0,8 a 1,2 (El-Sayed, 2017).

Por último, importa referir que é desejável $\alpha_3 < 20^\circ$, uma vez que a componente tangencial da velocidade (*swirl velocity*) aumenta as perdas no tubo de injeção (*jet pipe*) e no bocal de propulsão (*propelling nozzle*); assim sendo, para manter o alto valor requerido de ψ e o baixo valor de α_3 , pode ser necessário usar um grau de reação um pouco menor que 50% (Saravanamuttoo, et al., 1996).

3.5- Desempenho Característico da Turbina Axial

À semelhança do compressor centrífugo, o desempenho característico da turbina é definido em termos de parâmetros adimensionais, ou seja, o caudal mássico ($\dot{m}\sqrt{T_{03}/P_{03}}$), a velocidade rotacional ($N\sqrt{T_{03}}$), a razão de pressão e a eficiência global do estágio (El-Sayed, 2017).

No que diz respeito à eficiência do estágio de uma turbina, (El-Sayed, 2017) e (Saravanamuttoo, et al., 1996) explicam que, no caso desta compreender vários estágios similares (múltiplos estágios), é uma aproximação razoável considerar a eficiência do estágio como sendo igual à eficiência politrópica $\eta_{\omega t}$ e obter a eficiência isentrópica global. Deste modo, a eficiência isentrópica global é obtida pela seguinte relação, onde os sufixos 3 e 4 denotam as condições de entrada e saída da turbina, respetivamente.

$$\eta_t = \frac{1 - (P_{04}/P_{03})^A}{1 - (P_{04}/P_{03})^B} \quad (106)$$

onde, as variáveis A e B são definidas por:

$$A = \frac{\eta_s(\gamma - 1)}{\gamma} \quad (107)$$

e

$$B = \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \quad (108)$$

com,

$$\eta_s = \frac{1}{1 + [\lambda_R(W_3^2/2C_p) + (T_3/T_2)\lambda_N(C_2^2/2C_p)]/(T_{01} - T_{03})} \quad (109)$$

sendo η_s a eficiência do estágio da turbina.

Após breve análise do gráfico (a) da figura 38, observe-se que η_t é sensivelmente constante ao longo de uma ampla faixa de velocidade rotacional e razão de pressão. A causa desta pequena variação é que a natureza acelerada do fluxo permite que às pás da turbina operarem num vasto leque de incidências sem muito aumentar o coeficiente de perda.

Em termos do caudal mássico, $(\dot{m}\sqrt{T_{03}/P_{03}})$, este varia ligeiramente com $(N\sqrt{T_{03}})$. Atinge o seu valor máximo a uma razão de pressão à qual ocorre o estrangulamento do fluido em determinado ponto turbina.

As linhas de velocidade rotacional constante convergem numa única linha horizontal, conforme se pode verificar no gráfico (b) da figura 38 (Saravanamuttoo, et al., 1996).

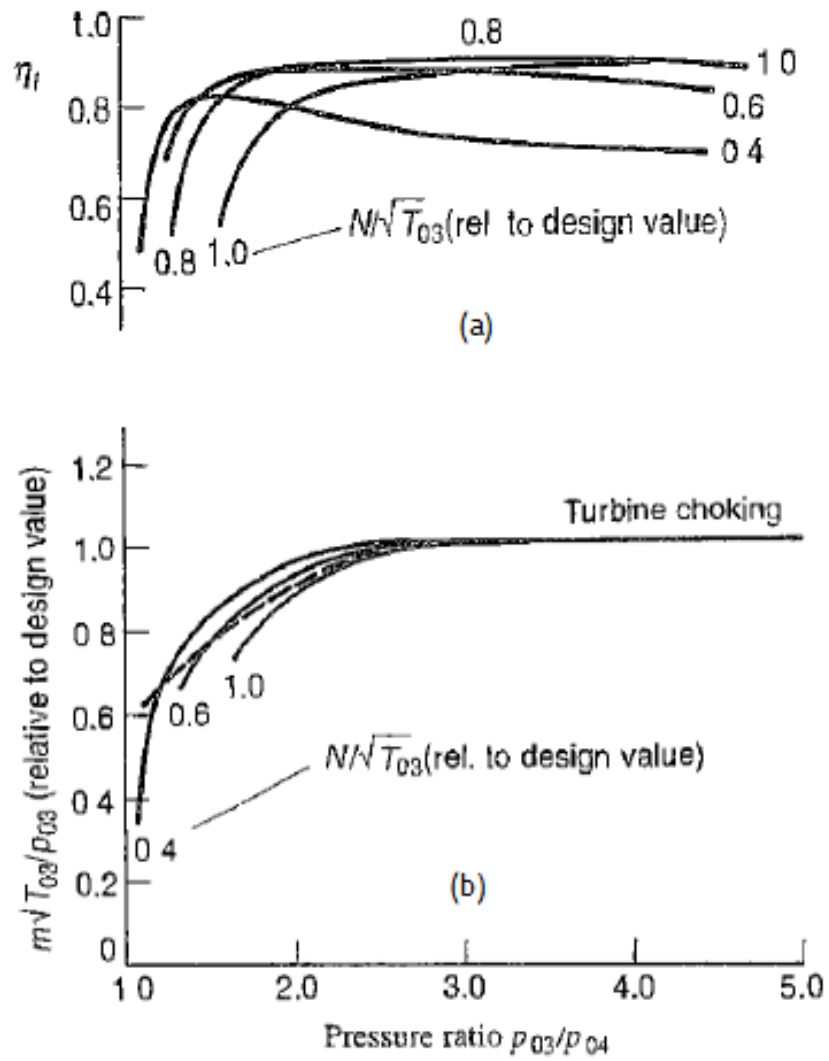


Figura 38 - Características da turbina axial. (Saravanamuttoo, et al., 1996)

Capítulo 4 - Conclusões e Trabalhos Futuros

Nesta secção encontra-se o estudo paramétrico de um motor turbohélice idêntico ao TPE 331 da Honeywell, utilizado no UAV MQ-9 REAPER. A base deste estudo vai incidir exclusivamente no compressor e na turbina.

De acordo com (El-Sayed, 2017), os compressores centrífugos, utilizados em motores de aeronaves, têm no máximo dois estágios e, independentemente, do tipo de compressor utilizado, as turbinas são do tipo axial. Assim sendo, o motor turbohélice considerado, tal como o TPE331, é composto por um compressor centrífugo de dois estágios e uma turbina axial de três estágios.

4.1 - Análise do Compressor Centrífugo

4.1.1 - Descrição do Compressor Centrífugo

O compressor centrífugo considerado tem uma razão de pressão de 8:1 para um caudal mássico máximo admissível de 14 kg/s, sendo assumida uma divisão igualitária da razão de pressão para cada um dos estágios, ou seja, 4:1. Relativamente às propriedades termodinâmicas, a temperatura e pressão de estagnação à entrada são 288 K e 0.1 MPa, respetivamente. O número de pás do rotor é 20, *hub-to-tip ratio* de 0.5, *power input factor* é 1.04, a eficiência isentrópica de cada estágio é 0.80 e assumiu-se que, caso o número de Mach não atinja a unidade no ponta da pá do rotor, 60% das perdas ocorrem nesta secção.

4.1.2 - Considerações e Resultados obtidos para o Compressor Centrífugo

Os resultados obtidos para o compressor têm por base as equações governantes derivadas no Capítulo 2. Foram tidas em conta algumas de considerações de modo que o compressor fosse o mais eficiente possível.

A primeira consideração foi a instalação das IGV's no ducto que antecede o olho do rotor, uma vez que, de acordo como (Najjar & Akeel, 2002), interessa diminuir o número de Mach relativo na ponta do olho do rotor (*eye tip section*). É nesta secção que a velocidade relativa atinge o seu máximo (W_{1max}) e, portanto, é considerada a secção crítica no rotor. Verificou-se se o número de Mach não excedeu a unidade.

Em conformidade com (El-Sayed, 2017) utilizou-se um ângulo de *prewhirl* positivo, $\xi > 0$, visando reduzir o valor de W_1 . O objetivo é evitar a formação de ondas de choque no lado de sucção da pá. Neste sentido, assumiu-se que o valor de *prewhirl* é constante ao longo da altura do olho (1º Caso), dentro do intervalo $[25^\circ; 40^\circ]$.

Uma outra consideração foi a utilização de *backward vanes* (pás do rotor são curvadas para trás). Este tipo de configuração permite que a velocidade relativa à saída do rotor, W_2 , aumente enquanto que a velocidade absoluta do fluido, C_2 , é reduzida. Assim sendo, os requisitos de difusão, tanto no rotor como no difusor, vão ser menos rigorosos, podendo até aumentar a eficiência de ambos os componentes (Saravanamuttoo, et al., 1996).

O ângulo de *backsweep*, β'_2 , foi considerado dentro do intervalo de $[30^\circ; 45^\circ]$. Segundo (El-Sayed, 2017), o intervalo de valores ótimo é $[30^\circ; 40^\circ]$.

Por último, variou-se a velocidade rotacional do compressor, N , entre 150 a 300 rps (9000 a 18000 rpm).

Os resultados foram obtidos a partir do software *Matlab* e podem ser consultados no Capítulo 6, Anexo 3.

4.2 - Análise da Turbina Axial

4.2.1 - Descrição da Turbina Axial

No que diz respeito à turbina axial de três estágios, assumiu-se que a temperatura de estagnação à entrada é de 1100 K. A queda de temperatura no primeiro e no segundo estágio é de 145 K enquanto que, no terceiro estágio, este decréscimo é de apenas 120 K. Em termos de eficiência isentrópica do estágio, considerou-se 0.938 para os dois primeiros e 0.940 para o terceiro. A velocidade rotacional, na linha média, é de 340 m/s.

Sendo a entrada do fluxo axial, pode-se considerar que $\alpha_1 = 0$ e $C_1 = C_a$. Adicionalmente, como cada estágio é representativo de uma turbina com múltiplos estágios em série, C_1 e α_1 serão iguais a C_3 e α_3 , respetivamente. Assumiu-se um grau de reação de 0.5 para o 1º e 2º estágio e variável para o 3º. Segundo (Saravanamuttoo, et al., 1996), $\Lambda = 0.5$, isto é, 50% da expansão do estágio ocorre no rotor, implica as seguintes condições: $\beta_3 = \alpha_2$ e $\beta_2 = \alpha_3$.

4.2.2 - Considerações e Resultados obtidos para a Turbina Axial

Os resultados obtidos para a turbina baseiam-se nas equações governantes derivadas no Capítulo 3. Duas considerações foram assumidas por forma a otimizar a sua eficiência.

Como foi referido (El-Sayed, 2017), na subsecção 3.4, pretende-se que as turbinas axiais, utilizadas nos motores de aeronaves, possuam altos coeficientes de queda de temperatura (ψ) e de fluxo (ϕ). Um alto valor de ψ significa que há um aumento da queda de temperatura por estágio e, conseqüentemente, um menor número de estágios é necessário para uma determinada potência. Por sua vez, um alto valor de ϕ implica alta velocidade axial e, por isso, uma redução da área anelar, resultando numa pequena área frontal, peso mínimo e um baixo arrasto. O intervalo de valores ótimo para ψ é de [1,5; 2,5] e para ϕ de [0,8; 1,2].

Os resultados foram obtidos partir do software *Matlab* e podem ser consultados no Capítulo 6, Anexo 4.

4.3 - Discussão dos Resultados

No caso do compressor centrífugo, o conjunto de valores ótimos para a melhor eficiência deste têm por base os intervalos dos autores acima referenciados.

Implicitamente, a escolha dos valores de ξ e β'_2 é feita a partir do parâmetro $Etar_n_bv$. A partir das figuras 39 e 40, observa-se que o valor de $Etar_n_bv$, para os dois estágios, atinge o seu máximo para $\xi = 25^\circ$ e $\beta'_2 = 30^\circ$ e, portanto, das tabelas 4 e 5, no anexo 3, pode retirar-se o conjunto de valores:

1º Estágio: $N = 150$; $\xi = 25^\circ$; $\beta'_2 = 30^\circ$; $etar_1_bv = 0.784$; $C_1 = 283.38$ m/s; $M1rel_t_1 = 0.586$

2º Estágio: $N = 150$; $\xi = 25^\circ$; $\beta'_2 = 30^\circ$; $etar_2_bv = 0.784$; $C_2 = 395.77$ m/s; $M1rel_t_2 = 0.581$

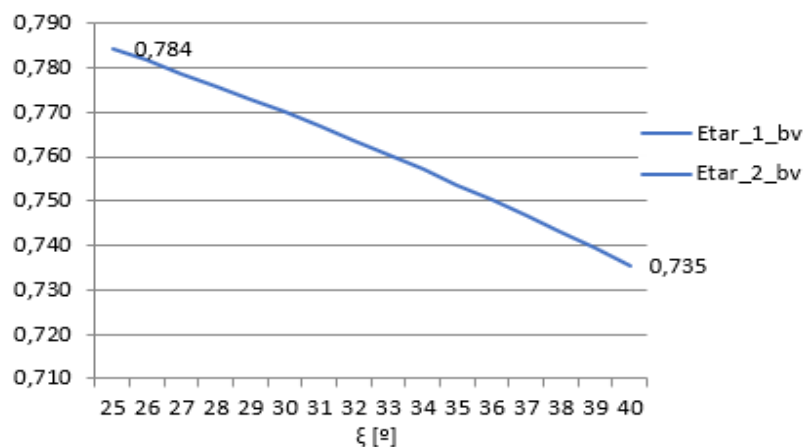


Figura 39 - Gráfico representativo de $Etar_n_bv$, para os dois estágios, em função de ξ .

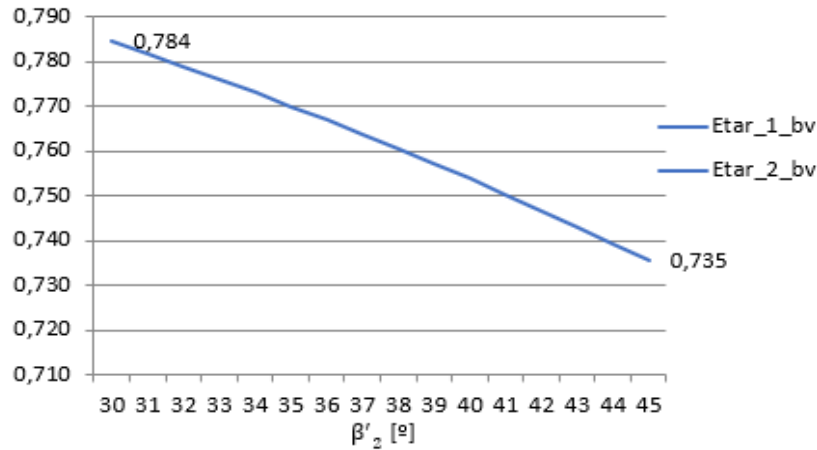


Figura 40 - Gráfico representativo de Etar_n_bv, para os dois estágios, em função de β'_2 .

Das figuras 22 e 23, no Capítulo 2, pode-se constatar que, dentro do intervalo de valores acima definido, $\xi = 20^\circ$ (constante), reduz somente a capacidade de absorção de trabalho (W) e a razão de pressão (π_c) do compressor para cerca de 90% (0.9) do caso ideal (no prewhirl). É valor de melhor desempenho, considerando o 1º caso. Neste seguimento, avaliando o número de Mach na ponta da pá do rotor (zona crítica), verifica-se que este não atinge a unidade pelo que não há risco de haver formação de ondas de choque e possível separação do fluxo.

O parâmetro Etar_n_bv definido por $P_{03_n}/P_{02_n} = e^{\frac{-\Delta s}{R}}$, permite avaliar a qualidade do desempenho do difusor e pretende-se que este seja o mais próximo possível da unidade, representando uma menor variação da entropia no dispositivo e uma maior eficiência deste. Logicamente, como a razão de pressão de cada estágio é 4:1, o valor obtido deste parâmetro é igual.

Um outro parâmetro, C_n, corresponde à diferença entre a velocidade absoluta do fluido à saída e à entrada do rotor ($c_{2_n} - c_{1_n}$) e deseja-se que esta diferença seja a maior possível, ou seja, representando um aumento da energia cinética no rotor.

Relativamente à turbina axial, o conjunto de valores ótimos têm por base os intervalos dos autores acima referenciados. A partir das figuras 41 até à 46, pode constatar-se que o valor de etar_n é máximo para $\phi = 0.8$ e $\psi = 1.5$.

O conjunto de valores correspondentes, retirados das tabelas 6,7 e 8, anexo 4, é o seguinte:

1º Estágio: $\phi = 0.8$; $\psi = 1.5$; etar_1 = 0.756; $\alpha_1 = 0^\circ$; $\beta_2 = \alpha_3 = -8,88^\circ$; $\beta_3 = \alpha_2 = 47.56^\circ$; $\Lambda_1 = 0.5$;

2º Estágio: $\phi = 0.8$; $\psi = 1.5$; etar_1 = 0.740; $\alpha_1 = \beta_2 = \alpha_3 = -8,88^\circ$; $\beta_3 = \alpha_2 = 47.56^\circ$; $\Lambda_2 = 0.5$;

3º Estágio: $\phi = 0.8$; $\psi = 1.5$; etar_1 = 0.708; $\beta_2 = 31.92^\circ$; $\alpha_3 = 0^\circ$; $\beta_3 = 51.34^\circ$; $\alpha_2 = 32.09^\circ$; $\Lambda_3 = 0.75$;

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

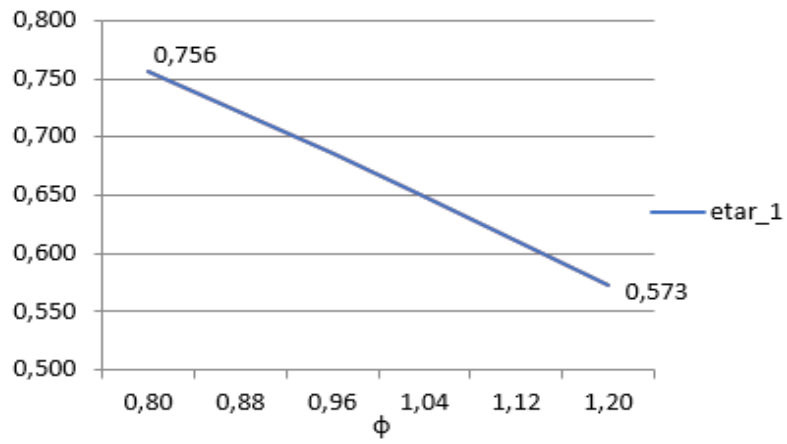


Figura 41 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 1º estágio em função de ϕ .

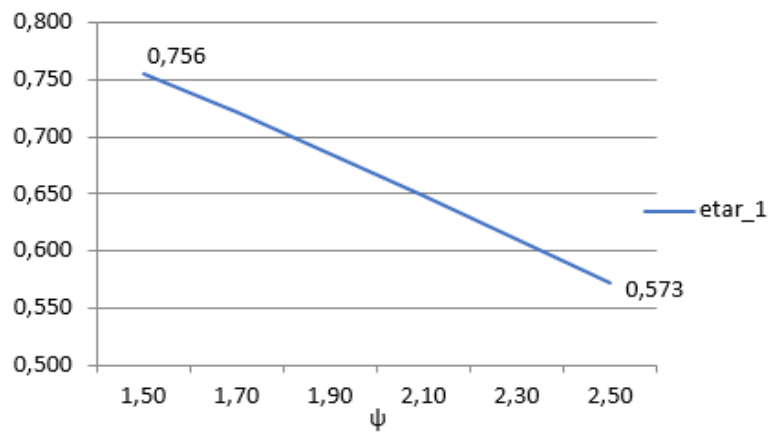


Figura 42 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 1º estágio em função de ψ .

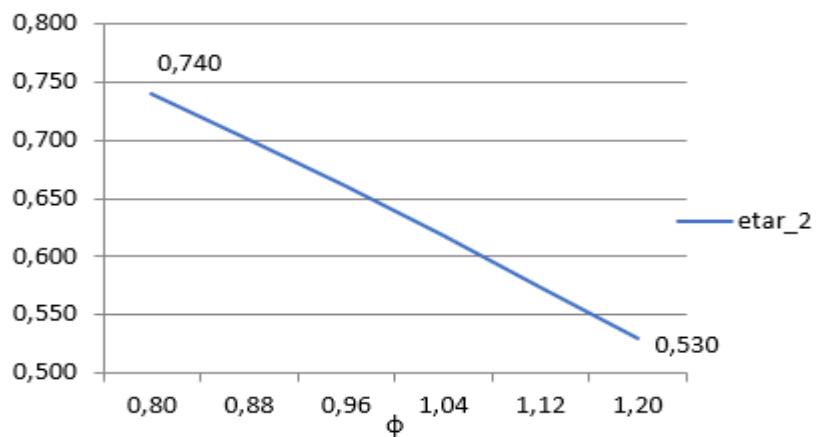


Figura 43 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 2º estágio em função de ϕ .

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

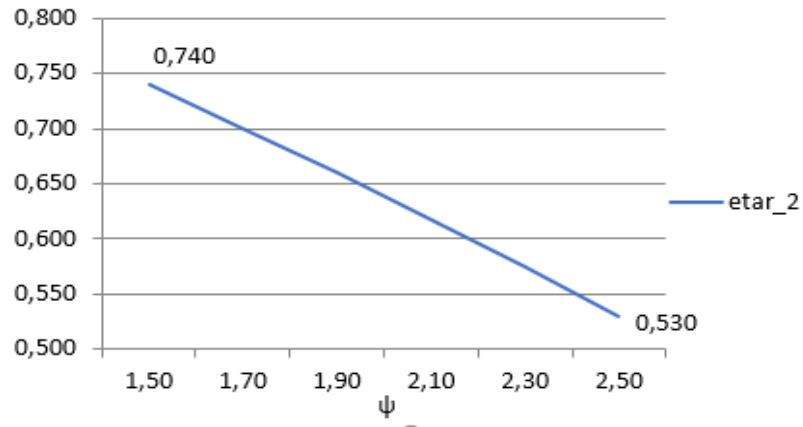


Figura 44 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 2º estágio em função de ψ .

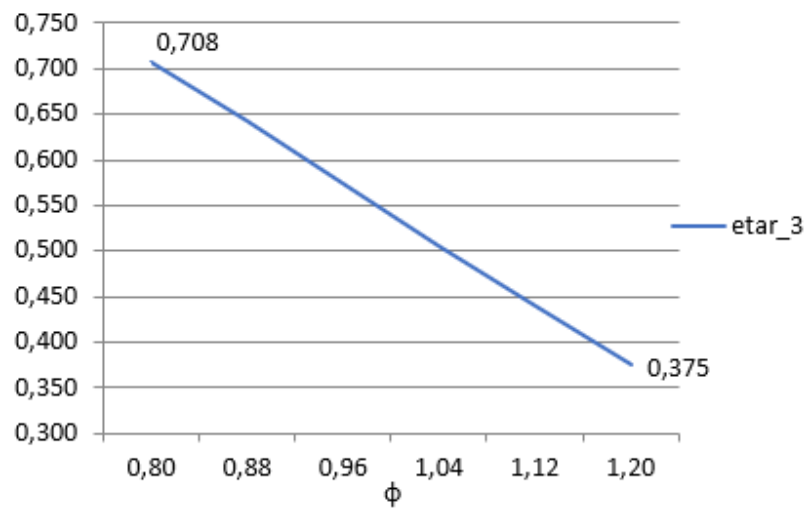


Figura 45 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 3º estágio em função de ϕ .

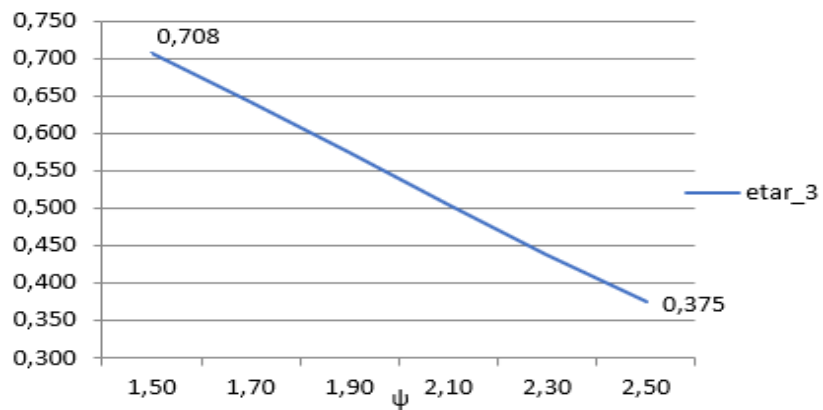


Figura 46 - Gráfico representativo de η_{tar} para o 3º estágio em função de ψ .

Tal como acontece no compressor centrífugo, a escolha de valores dos coeficientes de queda de temperatura ψ e de fluxo ϕ é feita para o máximo valor do parâmetro η_{tar_n} . Nesta seção, este parâmetro é definido como, P_{02_n} / P_{01_n} , ou seja, a diferença entre as pressões de estagnação à entrada e à saída do difusor de cada estágio.

Seria de esperar, de acordo as razões apresentadas por (El-Sayed, 2017), que os valores para ψ e ϕ fossem 2.5 e 1.2, respetivamente. No entanto, o máximo valor de η_{tar_n} , para os três estágios é obtido para os limites inferiores dos valores de ψ e ϕ do intervalo considerado.

A figura 39 é meramente ilustrativa, não correspondendo aos valores obtidos. Serve unicamente para mostrar que o triângulo de velocidade combinado dos estágios 1 e 2 é simétrico devido ao grau de reação ser 50% ($\Lambda_1 = \Lambda_2 = 0.5$) e que o triângulo de velocidade combinado para o estágio 3 é variável e, neste estudo, para $\Lambda_3 = 0.75$.

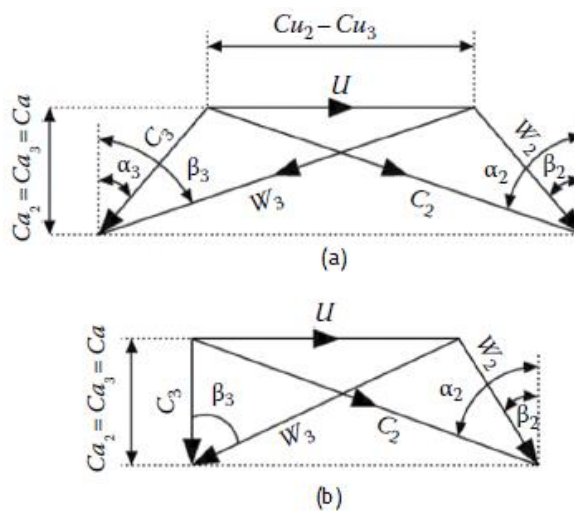


Figura 47 - Triângulos de velocidade da turbina axial: a) 1º e 2º estágio e, b) 3º estágio.

4.4 - Limitações e propostas para trabalhos futuros

O grande desafio deste estudo deveu-se, sobretudo, à falta de dados por parte do fabricante do TPE 331. Inicialmente, utilizou-se os dados fornecidos e procedeu-se ao cálculo das propriedades termodinâmicas utilizando o software *GasTurb 11*, porém estes valores só permitiam obter resultados válidos para o primeiro estágio de cada dispositivo. A solução passou pela utilização de valores referenciados na literatura a fim de poder calcular estágios múltiplos (em série).

Deixo como sugestão para futuros trabalhos, a determinação do número de estágios necessários, através dos triângulos de velocidades, para um compressor axial obter determinada razão de pressão. Implicitamente, o número de estágios influencia vários parâmetros chave no design do compressor, tais como, o comprimento, o peso, o consumo de combustível, entre outros, e por isso seria interessante avaliar o compromisso entre eles.

Capítulo 5 - Bibliografia

- [1] P. Walsh and P. Fletcher, in *Gas Turbine Performance*, 2° ed., John Wiley & Sons, 2004, pp. 178-186; 202-206.
- [2] R. S. R. Gorla and A. A. Khan, in *Turbomachinery: Design and Theory*, 1° ed., CRC Press Taylor & Francis, 2003, pp. 158-200; 296-320.
- [3] M. P. Boyce, *Principles of Operation and Performance Estimation of Centrifugal Compressors*, pp. 161-177, 1993.
- [4] A. F. El-Sayed, in *Aircraft Propulsion and Gas Turbines Engines*, 2° ed., CRC Press Taylor & Francis, 2017, pp. 839-926; 1059-1155.
- [5] Honeywell, TPE 331 Pilot Tips, 2004.
- [6] Y. S. H. Najjar and S. A. M. .. Akeel, “Effect of Prewhirl on the Performance of Centrifugal,” *International Journal of Rotating Machinery*, pp. 397-401, November 2002.
- [7] R. Royce, in *The Jet Engine*, Technical Publications Department, Rolls-Royce plc, 1996, pp. 19-22.
- [8] H. I. H. Saravanamuttoo, G. F. C. Rogers and H. Cohen, in *Gas Turbine Theory*, 4° ed., Longman Group Limited, 1996, pp. 126-153; 271-328.
- [9] M. M. G. D. P. M. J. Suraj G. Gupta, “Review of Unmanned Aircraft System (UAS),” *International Journal of Advanced Research in Computer Engineering & Technology*, vol. II, 2013.
- [10] F. A. Vladimír BEŇO, “Unmanned Combat Air Vehicle: MQ-9 Reaper,” in *International Conference of Scientific Paper AFASES 2014*, Brasov, 2014.
- [11] Honeywell, “TPE331-10 Turboprop Engine - Advanced Engine Performance and Power Generation Capability for the Predator B,” [Online]. Available: https://aerocontent.honeywell.com/aero/common/documents/myaerospacecatalog-documents/BA_brochures-documents/TPE331-10_PredatorB_0292-000.pdf. [Accessed 07 05 2018].
- [12] TECH-FAQ, “U.S. Drones,” [Online]. Available: <http://www.tech-faq.com/us-drones.html>. [Accessed 2018 05 08].
- [13] A. -. F. I. I. Subsidiary, “AeroWeb - Forecast International's Aerospace Portal,” [Online]. Available: <http://www.fi-aeroweb.com/Defense/MQ-1-Predator-MQ-9-Reaper.html#specs>. [Accessed 08 05 2018].
- [14] Q. H. Nagpurwala, *Axial Turbines*.
- [15] Q. H. Nagpurwala, *Centrifugal Compressors*.
- [16] G. Atomics, “General Atomics Aeronautical,” [Online]. Available: <http://www.ga-asi.com/predator-b>. [Accessed 09 05 2018].

Capítulo 6 - Anexos

Anexo 1 - Código do Compressor Centrífugo no Matlab

```

%clear all;
clc;

% VARIÁVEIS DE ENTRADA
rc_ov=8;          % overall pressure ratio
rc_1=4;
m_1=14;          % Kg/s
t01_1=288;       % kelvin
p01_1=100000;    % Pascal
cal_1=100;

% VARIÁVEIS CONSTANTES
nb=20; % number of blades
x=0.5; % hub to tip ratio of the eye range from 0.35-0.5
psi=1.04; % power input factor
R=287; % gas constant
cp=1005; % specific heat
y=1.4; % the heat capacity ratio
lambda=0.6; % 60% of the losses are assumed to occur in the impeller
eta_s1=0.80; % compressor isentropic efficiency @ stage 1
eta_s2=0.80;

%% ----- STAGE 1 -----

for c = 0 : 15

    N = 150+(10*c);
    epsilon = 25+c;
    beta2_bv_1 = 30+c;

    %% For a RADIAL IMPELLER having 20 blades, the slip factor is:
    sigma1_rv_2=1-((0.63*pi)/nb);

    % The compressor pressure ratio is related to the impeller tip speed
    (u2_1) by the relation:
    u2_1=sqrt(((rc_1^((y-1)/y)-1)*cp*t01_1)/(eta_s1*sigma1_rv_2*psi));

    % Then, the impeller tip diameter is:
    dimpeller_1=u2_1/(pi*N);

    deye_t_1=dimpeller_1/2;
    deye_h_1=x*deye_t_1;
    deye_m_1=(deye_t_1+deye_h_1)/2;

    % Calculate the inlet rotational velocity (u1) of the inducer at the
    hub, mean and tip: (INLET)
    u1_h_1=pi*deye_h_1*N;
    u1_m_1=pi*deye_m_1*N;
    u1_t_1=pi*deye_t_1*N;

```

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

```
% Calculate the inlet absolute velocity of the inducer (c1): (INLET)
c1_1=cal_1/cosd(epsilon);

t1_1=t01_1-(c1_1^2)/(2*cp);

% Calculate the inlet relative Mach Number (Mlrel) of the inducer at
the hub, mean and tip: (INLET)

cw1_h_1=cal_1*tand(epsilon); % uma vez que cal_1 e epsilon sao
constantes, cw1_h_1=cw1_m_1=cw1_t_1
cw1_m_1=cw1_h_1;
cw1_t_1=cw1_m_1;

v1_h_1=sqrt((u1_h_1-cw1_h_1)^2+cal_1^2);
v1_m_1=sqrt((u1_m_1-cw1_m_1)^2+cal_1^2);
v1_t_1=sqrt((u1_t_1-cw1_t_1)^2+cal_1^2);

Mlrel_h_1=v1_h_1/sqrt(y*R*t1_1);
Mlrel_m_1=v1_m_1/sqrt(y*R*t1_1);
Mlrel_t_1=v1_t_1/sqrt(y*R*t1_1); % Mach Number will be maximum at the
point where relative velocity is maximum (inducer tip)

% Calculate the impeller vane angles at the hub, mean and tip section:
(INLET)

alpha_h_1=atand(cal_1/(u1_h_1-cw1_h_1));
alpha_m_1=atand(cal_1/(u1_m_1-cw1_m_1));
alpha_t_1=atand(cal_1/(u1_t_1-cw1_t_1));

% The temperature rise across the impeller (t02-t01) @ 1 stage is:
deltaT0_1=(sigma1_rv_2*psi*u2_1^2)/cp;
t02_1=deltaT0_1+t01_1;

t03_1=t02_1; % The total temperature at the impeller outlet is thus
t02_rv=t03_rv

% The impeller efficiency is:
eta_imp_1=1-lambda+lambda*eta_s1;

% The pressure ratio across the impeller (p02/p01) @ 1 stage is:
rc_imp_1=(1+eta_imp_1*((t02_1-t01_1)/t01_1))^(y/(y-1));
p02_1=rc_imp_1*p01_1; % The total pressure at the impeller outlet p02

% The total to static temperature in this case is expressed as:
t2_1=t02_1/((y+1)/2);
c2_1=sqrt(y*R*t2_1); % Since the Mach Number at impeller outlet must
not exceed unity, the absolute velocity is take equal to the sonic
speed:
M2_1=c2_1/sqrt(y*R*t2_1); % The Mach Number at impeller exit is:

% The total and static pressure ratio is:
p2_1=p02_1/((y+1)/2)^(y/(y-1));
rho2_1=p2_1/(R*t2_1); % The air density at the impeller outlet
```

Parametrização de um motor turbobhélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

```

% Calculate cr2, with a constant mass flow and rotational speed at
maximum (c2):
cr2_1=sqrt(c2_1^2-(sigma1_rv_2*u2_1)^2);

%% NOW using the BACKWARD-LEANING IMPELLER:
% Considering the same coeficient flow at impeller outlet:
phi2_1=cr2_1/u2_1;

% Slip factor is NOW given by the relation:
sigma_bv_1=1-(0.63*(pi/nb))/(1-phi2_1*tand(beta2_bv_1));

% The pressure ratio (p03/p01) is determined by the next equation:
a01_1=sqrt(y*R*t01_1);
rc_bv_1=(1+(y-1)*eta_s1*sigma_bv_1*((u2_1/a01_1)^2)*(1-
phi2_1*tand(beta2_bv_1)))^(y/(y-1));
p03_bv_1=rc_bv_1*p01_1;

% The temperature ratio (t02/t01)=(t03/t01) is:
tr_bv_1=1+(rc_bv_1^((y-1)/y)-1)/eta_s1;
t02_bv_1=tr_bv_1*t01_1;
t03_bv_1=t02_bv_1;

% Fator de recuperacao total da pressao @ 1 stage (DESEMPENHO DO
DIFUSOR)
etar_1_bv=p03_bv_1/p02_1; % pretende-se o mais possivel proximo de 1!

if(Mlrel_t_1 > 1)
    etar_1_bv = NaN;
end
C_1=c2_1-c1_1;

    fprintf('\n CÁLCULOS ESTÁGIO 1 \n');
    fprintf('alpha1_h_1: %f \t alpha1_m_1: %f \t alpha1_t_1: %f \n',
alpha1_h_1, alpha1_m_1, alpha1_t_1)
    fprintf('Mlrel_t_1: %f \n', Mlrel_t_1)
    fprintf('N: %d \t epsilon: %d \t beta2_bv_1: %d \t \netar_1_bv =
%f \t C_1: %f\n', N, epsilon, beta2_bv_1, etar_1_bv, C_1)

%% ----- Stage 2 -----

m_2=m_1;
rc_2=4;
M3_1=0.20;

% Calculate the inlet conditions @ 2 stage:
c3_1=M3_1*sqrt(y*R*t03_bv_1/(1+((y-1)/2)*M3_1^2));
t3_1=t03_bv_1-(c3_1^2)/(2*cp);

p01_2=p03_bv_1;
t01_2=t03_bv_1;
t1_2=t3_1;
ca1_2=c3_1;

beta2_bv_2=beta2_bv_1; % backward-leaning impeller angle=30 degrees
sigma_rv_2=sigma1_rv_2;

%% For a RADIAL IMPELLER having 20 blades, the slip factor is:
% The compressor pressure ratio is related to the impeller tip speed
(u2_1) by the relation:

```

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

```

u2_2=sqrt(((rc_2^((y-1)/y)-1)*cp*t01_2)/(eta_s2*sigma_rv_2*psi));

% Then, the impeller tip diameter is:
dimpeller_2=u2_2/(pi*N);

deye_t_2=dimpeller_2/2;
deye_h_2=x*deye_t_2;
deye_m_2=(deye_t_2+deye_h_2)/2;

% Calculate the inlet rotational velocity (u1) of the inducer at the
hub, mean and tip: (INLET)
u1_h_2=pi*deye_h_2*N;
u1_m_2=pi*deye_m_2*N;
u1_t_2=pi*deye_t_2*N;

% Calculate the inlet absolute velocity of the inducer (c1): (INLET)
c1_2=cal_2/cosd(epsilon);

% Calculate the inlet relative Mach Number (M1rel) of the inducer at
the hub, mean and tip: (INLET)
cw1_h_2=cal_2*tand(epsilon); % uma vez que cal_1 e epsilon sao
constantes, cw1_h_1=cw1_m_1=cw1_t_1
cw1_m_2=cw1_h_2;
cw1_t_2=cw1_m_2;

v1_h_2=sqrt((u1_h_2-cw1_h_2)^2+cal_2^2);
v1_m_2=sqrt((u1_m_2-cw1_m_2)^2+cal_2^2);
v1_t_2=sqrt((u1_t_2-cw1_t_2)^2+cal_2^2);

M1rel_h_2=v1_h_2/sqrt(y*R*t1_2);
M1rel_m_2=v1_m_2/sqrt(y*R*t1_2);
M1rel_t_2=v1_t_2/sqrt(y*R*t1_2); % Mach Number will be maximum at the
point where relative velocity is maximum (inducer tip)

% Calculate the impeller vane angles at the hub, mean and tip section:
(INLET)
alpha_h_2=atand(cal_2/(u1_h_2-cw1_h_2));
alpha_m_2=atand(cal_2/(u1_m_2-cw1_m_2));
alpha_t_2=atand(cal_2/(u1_t_2-cw1_t_2));

% The temperature rise across the impeller (t02-t01) @ 1 stage is:
deltaT0_2=(sigma_rv_2*psi*u2_2^2)/cp;
t02_2=deltaT0_2+t01_2;

t03_2=t02_2; % The total temperature at the impeller outlet is thus
t02_rv=t03_rv

% The impeller efficiency is:
eta_imp_2=1-lambda+lambda*eta_s2;

% The pressure ratio across the impeller (p02/p01) @ 1 stage is:
rc_imp_2=(1+eta_imp_2*((t02_2-t01_2)/t01_2))^(y/(y-1));
p02_2=rc_imp_2*p01_2; % The total pressure at the impeller outlet p02

% The total to static temperature in this case is expressed as:
t2_2=t02_2/((y+1)/2);
c2_2=sqrt(y*R*t2_2); % Since the Mach Number at impeller outlet must
not exceed unity, the absolute velocity is take equal to the sonic
speed.

```


Anexo 2 - Código da Turbina Axial no Matlab

```

%clear all;
clc;

% VARIÁVEIS DE ENTRADA
um=340;
t01_1=1100;
p01_1=400000; %(4bar)
deltaT0_1=145;
deltaT0_2=deltaT0_1;
deltaT0_3=120;
% VARIÁVEIS CONSTANTES
cp=1148;
y=1.333;
R=287.05;

eta_s1=0.938;
eta_s2=0.938;
eta_s3=0.940;

Lambda_1=0.5; % degree of reaction
Lambda_2=Lambda_1;

for c = 0 : 5

    phi = 0.8+(0.08*c);
    psi = 1.5+(0.2*c);

%% ----- Stage 1 and 2 -----

deltaT0_1 = (um^2*psi)/(2*cp);
deltaT0_2=deltaT0_1;

% Calculate the mean rotational speed and it is constant for all
stages:
ca=um*phi; % The flow coefficient phi=ca/um;

% Calculate beta_2 and beta_3 for 1st and 2nd stages:
beta3_1=atand(deltaT0_1*cp/(2*um*ca)+Lambda_1/phi);
%tan(beta3_1)+tan(beta2_1)=deltaT0_1*cp/(um*ca) @ stage 1
beta2_1=atand(deltaT0_1*cp/(2*um*ca)-Lambda_1/phi); %tan(beta3_1)-
tan(beta2_1)=(2*Lambda)/phi @ stage 1

beta3_2=atand(deltaT0_2*cp/(2*um*ca)+Lambda_2/phi);
%tan(beta3_2)+tan(beta2_2)=deltaT0_2*cp/(um*ca) @ stage 2
beta2_2=atand(deltaT0_2*cp/(2*um*ca)-Lambda_2/phi); %tan(beta3_2)-
tan(beta2_2)=(2*Lambda)/phi @ stage 2

% Como lambda=0.5, vem que:
alpha2_1=beta3_1;
alpha3_1=beta2_1;

alpha2_2=beta3_2;
alpha3_2=beta2_2;

```

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

```

%% ----- Stage 3 -----

deltaT0_3 = deltaT0_2 - 25;

alpha3_3=0;
alpha2_3=atand((cp*deltaT0_3)/(um*ca));

Lambda_3=1-(phi/2)*(tand(alpha2_3)+tand(alpha3_3));
beta3_3=atand(deltaT0_3*cp/(2*um*ca)+Lambda_3/phi);
beta2_3=atand(deltaT0_3*cp/(2*um*ca)-Lambda_3/phi);

% Calculate the pressure ratio for all stages:
t03_1=t01_1-deltaT0_1; %deltaT0_1=t01_1-t03_1;
t01_2=t03_1;

t03_2=t01_2-deltaT0_2; %deltaT0_2=t01_2-t03_2;
t01_3=t03_2;

t03_3=t01_3-deltaT0_3; %deltaT0_3=t01_3-t03_3;

rc_1=(1-(deltaT0_1/(eta_s1*t01_1)))^(y/(y-1)); % stage 1
p03_1=rc_1*p01_1;
p01_2=p03_1;

rc_2=(1-(deltaT0_2/(eta_s2*t01_2)))^(y/(y-1)); % stage 2
p03_2=rc_2*p01_2;
p01_3=p03_2;

rc_3=(1-(deltaT0_3/(eta_s3*t01_3)))^(y/(y-1)); % stage 3
p03_3=rc_3*p01_3;

%-----

%Calculate the stagnation pressure p02 for all stages:
lambda_N=0.05;
c2_1=ca/cosd(alpha2_1);

t02_1=t01_1;
t2_1=t02_1-((c2_1)^2)/(2*cp);
t_21=t2_1-lambda_N*((c2_1)^2)/(2*cp); % (t'2_1)

p02_1=p01_1/(t01_1/t_21)^(y/(y-1));

%-----

c2_2=ca/cosd(alpha2_2);

t02_2=t01_2;
t2_2=t02_2-((c2_2)^2)/(2*cp);
t_22=t2_2-lambda_N*((c2_2)^2)/(2*cp); % (t'2_2)

p02_2=p01_2/(t01_2/t_22)^(y/(y-1));

%-----

c2_3=ca/cosd(alpha2_3);
t02_3=t01_3;
t2_3=t02_3-((c2_3)^2)/(2*cp);

```

Parametrização de um motor turbohélice com características idênticas ao do MQ-9 Reaper

```
t_23=t2_3-Lambda_3*((c2_3)^2)/(2*cp); %(t'2_3)
p02_3=p01_3/(t01_3/t_23)^(gamma/(gamma-1));

%-----

% Fator de recuperacao total da pressao @ (DESEMPENHO DO DIFUSOR)

etar_1=p02_1/p01_1;
etar_2=p02_2/p01_2;
etar_3=p02_3/p01_3;

fprintf('\n CÁLCULOS \n');
fprintf('alpha2_1: %f \t alpha3_1: %f \n', alpha2_1, alpha3_1)
fprintf('beta2_1: %f \t\t beta3_1: %f \n\n', beta2_1, beta3_1)
fprintf('alpha2_2: %f \t alpha3_2: %f \n', alpha2_2, alpha3_2)
fprintf('beta2_2: %f \t\t beta3_2: %f \n\n', beta2_2, beta3_2)
fprintf('alpha2_3: %f \t alpha3_3: %f \n', alpha2_3, alpha3_3)
fprintf('beta2_3: %f \t beta3_3: %f \n\n', beta2_3, beta3_3)
fprintf('Lambda_3: %f\t \n\n',Lambda_3)
fprintf('phi: %f \t psi : %f \t etar_1: %f \t etar_2: %f \t etar_3: %f \n', phi, psi, etar_1, etar_2, etar_3)

end
```

Anexo 3 - Resultados para o Compressor Centrífugo

Tabela 4 - Resultados para o 1º estágio do compressor centrífugo.

Estágio 1					
N [rev/s]	ξ [°]	B'_2 [°]	Etar_1_bv	C_1 [m/s]	M1rel_t_1
150	25	30	0,784	283,38	0,586
160	26	31	0,782	282,46	0,581
170	27	32	0,779	281,49	0,575
180	28	33	0,776	280,46	0,570
190	29	34	0,773	279,38	0,564
200	30	35	0,770	278,25	0,558
210	31	36	0,767	277,05	0,552
220	32	37	0,764	275,80	0,547
230	33	38	0,761	274,48	0,541
240	34	39	0,757	273,10	0,535
250	35	40	0,754	271,64	0,528
260	36	41	0,750	270,11	0,522
270	37	42	0,747	268,50	0,516
280	38	43	0,743	266,82	0,509
290	39	44	0,739	265,04	0,503
300	40	45	0,735	263,18	0,496

Tabela 5 - Resultados para o 2º estágio do compressor centrífugo.

Estágio 2					
N [rev/s]	ξ [°]	B'_2 [°]	Etar_2_bv	C_2 [m/s]	M1rel_t_2
150	25	30	0,784	395,77	0,581
160	26	31	0,782	394,76	0,577
170	27	32	0,779	393,70	0,573
180	28	33	0,776	392,60	0,569
190	29	34	0,773	391,45	0,565
200	30	35	0,770	390,24	0,561
210	31	36	0,767	388,98	0,556
220	32	37	0,764	387,66	0,552
230	33	38	0,761	386,29	0,547
240	34	39	0,757	384,85	0,543
250	35	40	0,754	383,35	0,538
260	36	41	0,750	381,78	0,533
270	37	42	0,747	380,13	0,528
280	38	43	0,743	378,41	0,523
290	39	44	0,739	376,61	0,517
300	40	45	0,735	374,73	0,512

Anexo 4 - Resultados para a Turbina Axial

Tabela 6 - Resultados para o 1º estágio da turbina axial.

Estágio 1							
ϕ	ψ	etar_1	α_{2_1} [°]	α_{3_1} [°]	β_{2_1} [°]	β_{3_1} [°]	Λ_1
0,80	1,50	0,756	47,56	-8,88	-8,88	47,56	0,50
0,88	1,70	0,721	46,43	-4,87	-4,87	46,43	0,50
0,96	1,90	0,686	45,44	-1,49	-1,49	45,44	0,50
1,04	2,10	0,649	44,58	1,38	1,38	44,58	0,50
1,12	2,30	0,611	43,83	3,83	3,83	43,83	0,50
1,20	2,50	0,573	43,15	5,95	5,95	43,15	0,50

Tabela 7 - Resultados para o 2º estágio da turbina axial.

Estágio 2							
ϕ	ψ	etar_2	α_{2_2} [°]	α_{3_2} [°]	β_{2_2} [°]	β_{3_2} [°]	Λ_2
0,80	1,50	0,740	47,56	-8,88	-8,88	47,56	0,50
0,88	1,70	0,701	46,43	-4,87	-4,87	46,43	0,50
0,96	1,90	0,660	45,44	-1,49	-1,49	45,44	0,50
1,04	2,10	0,618	44,58	1,38	1,38	44,58	0,50
1,12	2,30	0,574	43,83	3,83	3,83	43,83	0,50
1,20	2,50	0,530	43,15	5,95	5,95	43,15	0,50

Tabela 8 - Resultados para o 3º estágio da turbina axial.

Estágio 3							
ϕ	ψ	etar_3	α_{2_3} [°]	α_{3_3} [°]	β_{2_3} [°]	β_{3_3} [°]	Λ_3
0,80	1,50	0,708	32,09	0	-31,92	51,34	0,75
0,88	1,70	0,642	34,36	0	-24,35	48,65	0,70
0,96	1,90	0,575	36,17	0	-17,26	46,17	0,65
1,04	2,10	0,507	37,63	0	-10,79	43,88	0,60
1,12	2,30	0,439	38,84	0	-5,014	41,76	0,55
1,20	2,50	0,375	39,85	0	0,083	39,81	0,50