

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO
DE UMA TURBINA A GÁS SOB REGIME TRANSIENTE

Por

Matheus Mattos Pereira

Campos dos Goytacazes – RJ

Junho/2021

INSTITUTOS SUPERIORES DE ENSINO DO CENSA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIÊNCIAS SOCIAIS APLICADAS E DA SAÚDE
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO
DE UMA TURBINA A GÁS SOB REGIME TRANSIENTE

Por

Matheus Mattos Pereira

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado em cumprimento às exigências
para a obtenção do grau no Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica nos
Institutos Superiores de Ensino do CENSA.

Orientador: Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva, Mestre

Campos dos Goytacazes – RJ

Junho/2021

Pereira, Matheus Mattos

Simulação computacional do primeiro estágio de compressão de uma turbina a gás sob regime transiente/ Matheus Mattos Pereira. - Campos dos Goytacazes (RJ), 2021.

79 f.: il.

Orientador: Prof. Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva
Graduação em (Engenharia Mecânica) - Institutos Superiores de Ensino do CENSA, 2021.

1. Engenharia Mecânica. 2. Turbomáquinas.
3. Simulação. I. Título.

CDD 621.406

Bibliotecária responsável Glauce Virgínia M. Régis CRB7 - 5799.
Biblioteca Dom Bosco.

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE
COMPRESSÃO DE UMA TURBINA A GÁS SOB REGIME TRANSIENTE

Por

Matheus Mattos Pereira

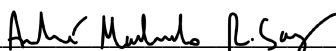
Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado em cumprimento às exigências
para a obtenção do grau no Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica nos
Institutos Superiores de Ensino do CENSA.

Aprovado em 24 de Junho de 2021


BANCA EXAMINADORA



Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva, Mestre – ISECENSA



André Machado Ribeiro, Mestre – ISECENSA



Marcus Vinicius Paes Carvalho, Mestre – ISECENSA

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fluxo de energia no funcionamento das máquinas térmicas.	13
Figura 2: Diagrama de P-V do Ciclo de Carnot	15
Figura 3: (a) Esquema de funcionamento ciclo Brayton; (b) diagrama T-s do ciclo Brayton ideal.	17
Figura 4: Turbina LM5.000 da General Electric.....	18
Figura 5: Diagrama de uma Turbomáquina.....	20
Figura 6: Processo ilustrativo da câmara de combustão	20
Figura 7: Esquema de funcionamento dos equipamentos das Turbinas a gás. ...	22
Figura 8: Ciclo de Brayton em sistema (a) aberto e (b) fechado.	24
Figura 9: Principais Fabricantes de Compressores axiais.....	25
Figura 10: Variação da velocidade entre rotor e estator.....	26
Figura 11: Diagrama Temperatura X Entropia.....	27
Figura 12: Representação de perdas durante funcionamento do compressor.	29
Figura 13: Diagrama de Velocidades	41
Figura 14: Análise estrutural de um eixo virabrequim	44
Figura 15: Fluxograma de Processo para execução de uma simulação numérica envolvendo CFD.....	52
Figura 16: Detalhes da geometria do compressor axial.	53
Figura 17: Workbench	55
Figura 18: Mesh	55
Figura 19: Número de divisões da malha	55
Figura 20: Verificação da qualidade da malha	56
Figura 21: Resultado para malha em toda geometria.	56
Figura 22: Representação em triangulo das velocidades do escoamento de um fluido entre uma fileira de lâminas rotoras e estatoras.	60
Figura 23: Configuração 3D e Double Precision	62
Figura 24: Propriedades Iniciais do fluido	62
Figura 25: Definição de Fluxo invíscico.....	63
Figura 26: Processo de Configuração de Gás ideal	63
Figura 27: Definição de Pressão de Operação como zero.....	64
Figura 28: Configuração das unidades das propriedades do fluido.....	64

Figura 29: Determinando estudo como malha móvel e inserindo rpm	65
Figura 30: Configuração de condição de contorno Pressure-Inlet.....	65
Figura 31: Configuração da condição de contorno Pressure-Outlet.....	66
Figura 32: Configuração de Interface de Malha	66
Figura 33: Configuração dos resíduos	67
Figura 34: Definição das propriedades do ar para análise final.....	67
Figura 35: Definição do número de iterações.....	68
Figura 36: Configuração Temporal.....	69
Figura 37: Resultados para vazão mássica e pressão estática utilizando 240 times steps.....	71
Figura 38: Gráficos obtidos através da solução time-periódica de 241 a 960 time steps.....	71
Figura 39: Solução final com 240 time steps.....	73
Figura 40: Contorno de pressão estática	74
Figura 41: Resultados para pressão estática, pressão total e densidade.	75
Figura 42: Resultados para temperatura estática, temperatura total, velocidade absoluta e velocidade relativa.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Especificações do computador utilizado para estudo.....	53
Tabela 2: As dimensões finais para geometria final	54
Tabela 3: Condições de Contorno.....	60

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Eficiência Real de uma máquina	14
Equação 2: Fluxo de Calor com variação de energia interna e trabalho	14
Equação 3: Eficiência de Carnot	16
Equação 4: Trabalho consumido pelo turbocompressor	22
Equação 5: Trabalho fornecido pela turbina.....	22
Equação 6: Trabalho específico útil do ciclo	23
Equação 7: Calor por unidade de massa	23
Equação 8: Rendimento final do ciclo	23
Equação 9: Eficiência do Compressor	27
Equação 10: Eficiência Isentrópica relacionado com entalpia específica.....	28
Equação 11: Equação da Continuidade	35
Equação 12: Força resultante das pressões normais em uma partícula.....	35
Equação 13: Equação da quantidade de movimento	35
Equação 14: Entalpia de Estagnação	37
Equação 15: Definição da Temperatura de Estagnação	37
Equação 16: Cálculo da Pressão de Estagnação	38
Equação 17: Relação geral para Gases.....	38
Equação 18: Densidade de Estagnação	38
Equação 19: Velocidade do Som	39
Equação 20: Número de Mach.....	39
Equação 21: Relação de Pressão para Escoamento Compressível	58
Equação 22: Relação de Temperatura para Escoamentos Compressíveis	58
Equação 23: Equações em coordenadas cilíndricas.....	59

SUMÁRIO

CAPÍTULO I: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
1. MÁQUINAS TÉRMICAS.....	13
1.1 Primeira Lei da Termodinâmica.....	14
1.2 Segunda Lei da Termodinâmica.....	14
1.3 Ciclo de Carnot.....	15
1.4 Ciclo Brayton	16
1.5 Regime Transiente	17
2. TURBINA A GÁS.....	17
2.1 Introdução	18
2.2 Utilização das Turbinas a gás	19
2.3 Funcionamento das Turbinas a gás	19
2.4 Ciclo Aberto x Ciclo Fechado	23
3. COMPRESSOR AXIAL	24
3.1 Funcionamento.....	25
3.2 Eficiência dos Compressores	27
3.3 Perdas durante processo de funcionamento	28
3.3.1 Perdas relacionadas ao perfil	29
3.3.2 Perdas por choque	29
3.3.3 Perdas secundárias.....	30
3.4 Surge.....	30
3.5 Avarias em palhetas rotoras e estatoras	31
3.5.1 Corrosão.....	32
3.5.2 Trinca	32
3.5.3 Fadiga	33
4. ESTUDO DO ESCOAMENTO.....	34
4.1 Classificação dos escoamentos	34
4.2 Ondas de Choque	36
4.3 Estado de Estagnação	37
4.4 Velocidade do Som	39
4.5 Número de Mach.....	39

4.6 Triângulo das Velocidades	40
5. DINÂMICA DO FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	41
5.1 Histórico	41
5.2 Introdução	42
5.3 Processos de um Método de Solução Numérica.....	44
5.4 Metodologia dos Volumes Finitos.....	45
CAPÍTULO II: ARTIGO CIENTÍFICO	47
RESUMO.....	48
ABSTRACT	49
1. INTRODUÇÃO	50
1.1 Objetivo geral	50
1.1.1 Objetivos específicos	51
1.2 Justificativa e Relevância	51
2. METODOLOGIA.....	52
2.1 Materiais utilizados	52
2.2 Geometria CAD	53
2.3 Malha.....	54
2.4 Discretização temporal	56
2.5 Condições de Contorno.....	57
2.6 Configurações no Fluent	61
2.7 Estratégia de Simulação.....	68
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	69
4 CONCLUSÕES	76
5 REFERÊNCIAS.....	77
CAPÍTULO III: REFERÊNCIAS	78

CAPÍTULO I: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1. MÁQUINAS TÉRMICAS

As máquinas térmicas foram os primeiros dispositivos mecânicos a serem utilizados em larga escala na indústria, por volta do século XVIII. Na forma mais primitiva, era usado para transformar água em vapor, capaz de movimentar um pistão, que por sua vez, acionava um eixo que tornava a energia mecânica utilizável para as indústrias da época.

Esses dispositivos são capazes de transformar energia térmica em trabalho mecânico, necessitando basicamente de uma fonte de calor e de uma substância de trabalho capaz de ter o seu volume modificado e, conseqüentemente, movimentar algum mecanismo, como válvulas ou pistões.

Estas máquinas operam em ciclos, na qual retira-se uma quantidade de calor (Q_H) de uma fonte quente, converte parte desse calor em trabalho mecânico (W) e rejeita outra quantidade de calor para uma fonte fria (Q_L), conforme ilustra a Figura 1.

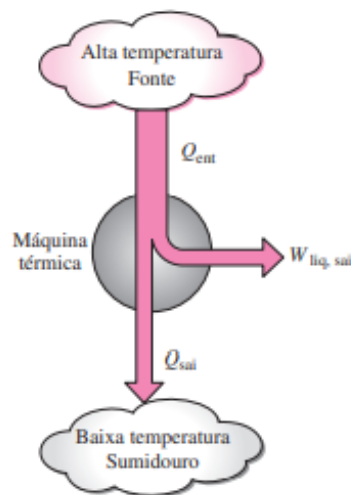


Figura 1: Fluxo de energia no funcionamento das máquinas térmicas.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

A eficiência de uma máquina térmica é obtida através da Equação 1.

$$\eta_{\text{real}} = \frac{w}{Q_{\text{ent}}} \quad (1)$$

1.1 Primeira Lei da Termodinâmica

Com o objetivo de explicar o funcionamento das máquinas térmicas, é necessário realizar o estudo das principais leis da termodinâmica.

Para Cengel e Boles (2013), na primeira lei da termodinâmica a energia nunca pode ser criada, nem destruída, apenas transformada, tendo como princípio o processo de conservação de energia. Para uma máquina térmica durante o processo de fornecimento de energia na forma de calor (Q), parte dessa energia é transferida ao fluido aumentando a energia cinética de suas moléculas (ΔU) enquanto outra parte se converte em trabalho mecânico devido a expansão deste fluido (W), conforme descreve a Equação 2.

$$Q = \Delta U + W \quad (2)$$

A energia interna (U) é a soma das energias cinéticas de todas as suas partículas constituintes acrescidas da soma de todas as energias potenciais das interações entre as partículas do sistema.

1.2 Segunda Lei da Termodinâmica

A primeira lei não garante que o processo possa realmente ocorrer. Essa inadequação da primeira lei, é remediada pela introdução de outro princípio geral, a segunda lei da termodinâmica.

A segunda lei da termodinâmica indica a direção em que acontecem espontaneamente os fenômenos na natureza. A indicação de que um fenômeno possa realmente ocorrer, se dá devido a variação de entropia de um processo, sendo possível afirmar que tal processo pode ocorrer quando a variação de entropia do sistema (universo) é maior ou igual a zero.

Segundo Oliveira (2003), a segunda lei da termodinâmica implica que a variação da entropia do universo após algum processo será sempre maior ou igual a zero. O caso da igualdade ocorre em processos reversíveis, que é a única

situação onde a termodinâmica admite reversão temporal nos mesmos moldes que a mecânica microscópica.

Dentre as duas leis da termodinâmica, a segunda é a que tem maior importância para o dimensionamento de equipamentos, pois trata diretamente do rendimento das máquinas térmicas e da direção em que o processo irá acontecer.

O uso da segunda lei da termodinâmica não se limita apenas à identificação da direção dos processos. Ela também afirma que a energia tem qualidade, bem como quantidade. A preservação da qualidade da energia é uma grande preocupação dos engenheiros, e a segunda lei oferece os meios necessários para determinar a qualidade, bem como o nível de degradação da energia durante um processo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

1.3 Ciclo de Carnot

De acordo com Çengel e Boles (2013), o ciclo reversível mais conhecido é o ciclo de Carnot, proposto em 1824 pelo engenheiro francês Sadi Carnot. O ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis – dois isotérmicos e dois adiabáticos – e pode ser executado por um sistema fechado ou por um sistema com escoamento em regime permanente, conforme mostra a Figura 2.

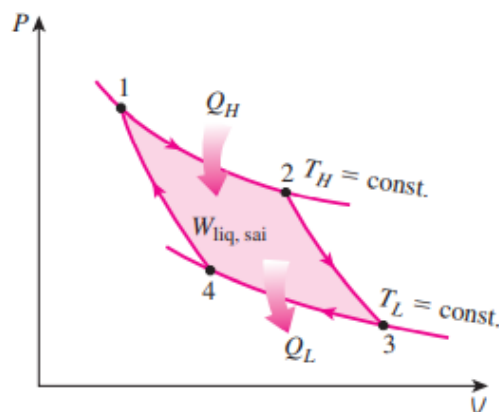


Figura 2: Diagrama de P-V do Ciclo de Carnot

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

Çengel e Boles (2013) afirma que segundo a Equação de Carnot, a eficiência ideal, ou eficiência de Carnot, indica a eficiência máxima que uma máquina térmica possa atingir, na qual a quantidade máxima de energia é transformada em trabalho,

conforme a Equação 3. Não há possibilidade de uma máquina térmica operar e possuir uma eficiência maior que a de Carnot, pois violaria a segunda lei da termodinâmica.

$$\eta = \frac{T_H - T_L}{T_H} \quad (3)$$

Onde:

η : Eficiência de Carnot;

T_H : Temperatura da fonte quente em Kelvin;

T_L : Temperatura da fonte fria em Kelvin.

1.4 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton foi proposto por George Brayton para ser utilizado no motor alternativo desenvolvido por ele em 1870. Hoje, é apenas usado em turbinas a gás, nas quais os processos de compressão e expansão ocorrem em um maquinário rotativo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Neste ciclo, o ar atmosférico é comprimido e transferido para uma câmara de combustão, onde sua temperatura e pressão são elevadas através da queima do combustível. Nessas condições, após passar pela turbina propriamente dita, a energia térmica do ar é parcialmente convertida em trabalho mecânico, que pode ser transformado em energia elétrica se houver um gerador acoplado (BARJA, 2006).

De acordo com Gonçalves (2015), o ciclo Brayton consiste na compressão e expansão de um fluido, respectivamente no compressor e em uma turbina, trocando calor à pressão constante. A Figura 3 ilustra as etapas de funcionamento do ciclo Brayton simples.

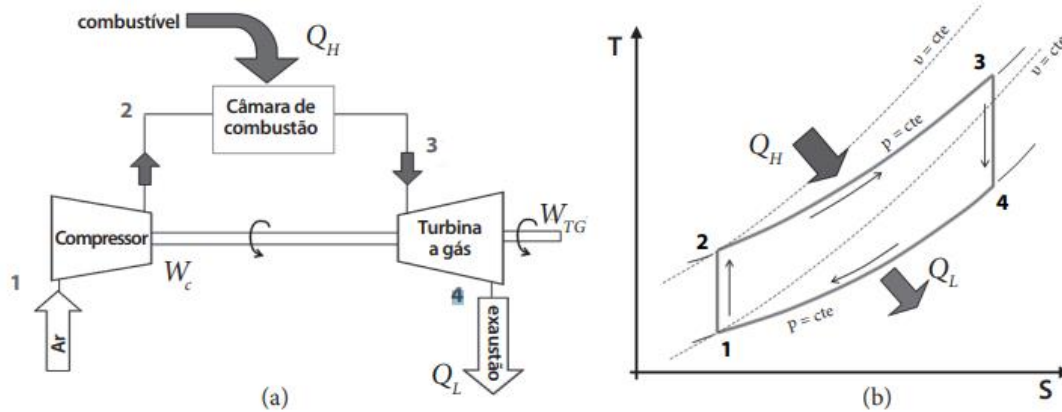


Figura 3: (a) Esquema de funcionamento ciclo Brayton; (b) diagrama T-s do ciclo Brayton ideal.

Fonte: Hirano e Mamani, 2013.

1.5 Regime Transiente

Muitos processos de interesse envolvem variações de propriedades do fluido com o tempo dentro do volume de controle. Tais processos são chamados de processos com escoamento em regime transiente.

Quando um processo com escoamento em regime transiente é analisado, é necessário avaliar as quantidades de massa e energia dentro do volume de controle, bem como as interações de energia através da fronteira (ÇENGEL E BOLES, 2013).

De acordo com Çengel e Boles (2013), ao contrário dos processos com escoamento em regime permanente, os processos com escoamento em regime transiente começam e terminam em um período de tempo finito, em vez de continuarem indefinidamente. Assim, são consideradas alterações que ocorrem ao longo de um intervalo de tempo (ΔT).

2. TURBINA A GÁS

As turbinas a gás são máquinas térmicas que pertencem ao grupo de motores de combustão, e são amplamente utilizadas na geração de energia nas termoelétricas e na indústria aeronáutica, devido a sua alta relação potência/peso, o que traz a vantagem de diminuir o consumo de combustível do avião (MASCHIETTO, 2014). Elas foram projetadas inicialmente para equipar os aviões

na Segunda Guerra Mundial e posteriormente passaram a equipar os aviões de passageiros e helicópteros (VALADÃO, 2009).

2.1 Introdução

Uma turbina a gás é um motor projetado para converter a energia de um combustível em uma forma útil de energia, como energia mecânica (no eixo) ou como um impulso de alta velocidade de um jato. A turbina a gás é basicamente composta de uma seção de admissão de gás e outra seção para conversão de energia (BATHIE, 1987).

Esses dispositivos mecânicos são classificados como máquinas de fluxo, que direcionam o fluxo com lâminas ou pás fixadas num elemento rotativo, sem que haja confinamento de volume durante o processo de operação.

Atualmente, as turbinas a gás são exemplos clássicos de turbomáquinas axiais, na qual possui bastante importância na aviação e na geração de energia elétrica. Essas máquinas são consideradas leves para o elevado aumento de pressão produzido, operam com fluxo contínuo o que causa pouca vibração e são de alta confiabilidade.

A Figura 4 ilustra uma turbina a gás moderna utilizada para geração de energia elétrica. Ela tem 6,2 m de comprimento, pesa 12,5 toneladas e produz 55,2 MW a 3.600 rpm com injeção de vapor.

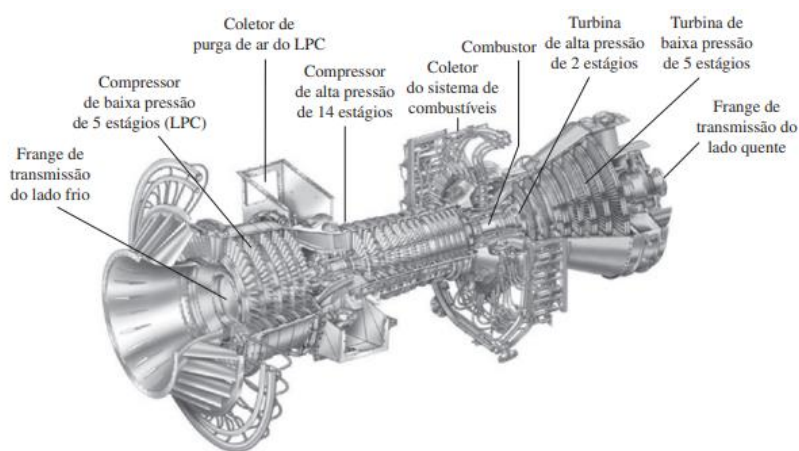


Figura 4: Turbina LM5.000 da General Electric.

Fonte: Çengel e Boles, 2013.

2.2 Utilização das Turbinas a gás

As turbinas a gás obtiveram progresso e crescimento fenomenais desde o início de seu desenvolvimento nos anos 1930. As primeiras turbinas a gás fabricadas nos anos 1940 e 1950 tinham eficiências de ciclo simples de cerca de 17%, por causa da baixa eficiência do compressor e da turbina além da baixa temperatura na entrada da turbina em virtude das limitações metalúrgicas da época. (ÇENGEL e BOLES, 2013).

De acordo com Simões (2009), no Brasil, este tipo de equipamento é utilizado com maior frequência na indústria do petróleo e gás, no qual a companhia Petrobras se destaca com diversas aplicações, como turbinas a gás na geração de energia elétrica em plantas termelétricas ou em plataformas em alto mar, no acionamento de equipamentos mecânicos.

Outro aspecto positivo é a baixa inércia térmica que permite a obtenção da plena carga em tempo reduzido, o que torna as turbinas a gás indicadas para sistemas de geração de energia elétrica de ponta, em que o processo de partida e a necessidade de carga plena no menor tempo possível são essenciais (MARTINELLI JUNIOR, 2002).

2.3 Funcionamento das Turbinas a gás

A turbina axial a gás, utiliza o ar como fluido para geração de energia. A pressão do ar é aumentada dentro do compressor da turbina, e, logo após, é adicionado calor simultaneamente na câmara de combustão, para assim a energia gerada se transformar em potência de eixo na turbina (VALADÃO, 2009).

De forma geral, uma turbina a gás é composta pelo sistema de entrada de ar, o compressor, a câmara de combustão, a turbina e sistema de exaustão. Ainda fazem parte desse conjunto o sistema de combustível, os injetores de combustível e o sistema de partida. A Figura 5 ilustra o diagrama de funcionamento de um turbojato.

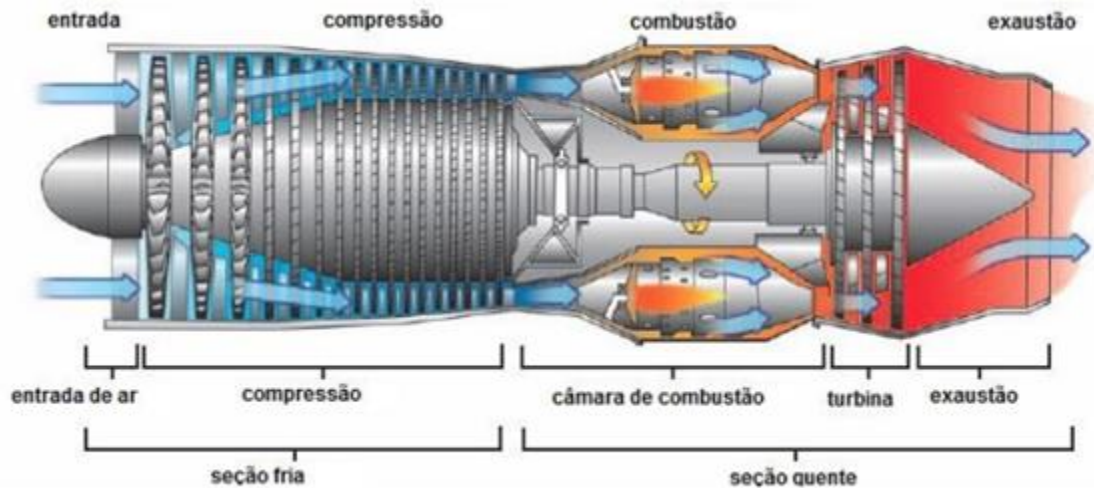


Figura 5: Diagrama de uma Turbomáquina

Fonte: Maschietto, 2014.

O fluido de trabalho é admitido pela turbina, passa pelo compressor axial equipamento cuja finalidade é aumentar a pressão do fluido. Após a compressão do fluido, e seguindo o escoamento do ar pelo interior da turbina, a massa de ar que sai do interior do compressor, a uma alta pressão, é misturada ao combustível que é queimado a uma pressão constante na câmara de combustão.

A Figura 6 define o processo de combustão como exotérmico, onde a energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica para o escoamento de ar, resultando em um aumento da entalpia de estagnação do gás, modificando sua energia térmica, cinética e de pressão (ÇENGEL e BOLES, 2013).

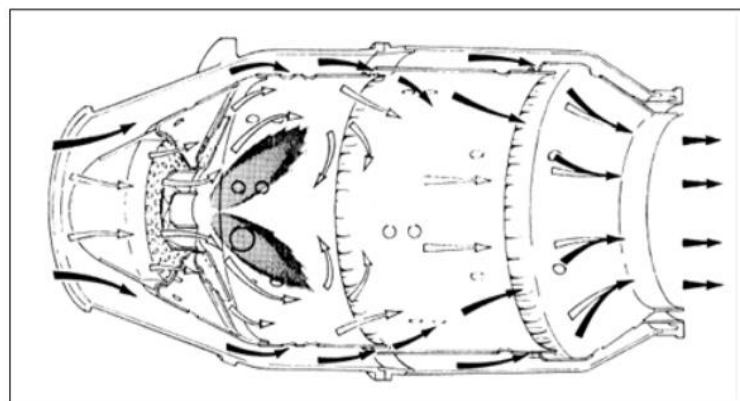


Figura 6: Processo ilustrativo da câmara de combustão

Fonte: Souza, 2011.

Após a etapa de combustão, os gases são direcionados para a turbina, equipamento composto por um conjunto de palhetas rotoras e estatoras cujo propósito é converter a energia térmica dos gases em trabalho.

O trabalho mecânico do eixo da turbina de potência é então transmitido para um gerador elétrico. E posteriormente, os gases fluem para o duto de exaustão, onde sua energia remanescente pode vir a ser usada num sistema de recuperação de calor, por exemplo, para o aquecimento de água (MENESES, 2011).

Maschietto (2014), destaca que as turbinas são equipamentos que têm como função o fornecimento de trabalho ao eixo para movimentar o compressor. Essa realização de trabalho é possível devido à extração de energia (mudança de entalpia) dos gases quentes provenientes da câmara de combustão.

O exaustor é responsável pela saída dos gases resultantes da queima nas câmaras de combustão. Esses gases remanescentes após serem expandidos na turbina passam através de um bocal de propulsão onde é gerado o empuxo necessário para movimentar a aeronave (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A Figura 7 ilustra detalhadamente o processo de funcionamento dos conjuntos de equipamentos e máquinas presente nas turbinas a gás.

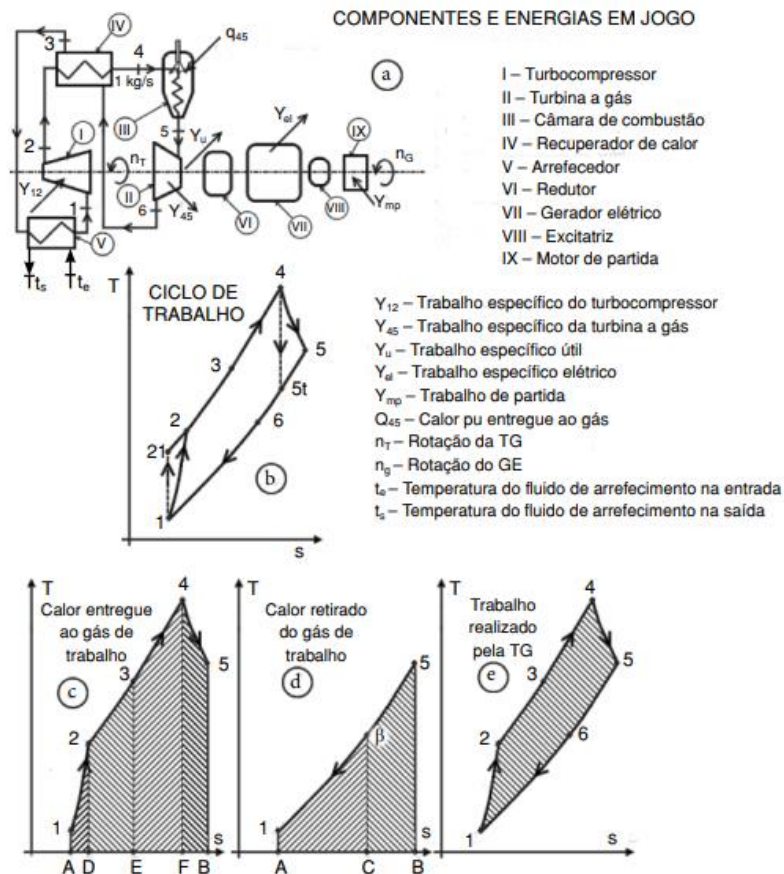


Figura 7: Esquema de funcionamento dos equipamentos das Turbinas a gás.

Fonte: Mazurenko et al., 2013.

O trabalho específico consumido pelo turbocompressor (W_{12}) é dado pela Equação 4, que resulta na multiplicação do coeficiente politropico do gás (cp) pela diferença de temperatura ($T_2 - T_1$).

$$W_{12} = cp \cdot (T_2 - T_1) \quad (4)$$

A Equação 5 define o trabalho fornecido pela turbina (W_{45}), na qual origina-se da multiplicação do coeficiente politrópico do gás (cp) pela diferença de temperatura no estágio 4 e 5.

$$W_{45} = cp \cdot (T_4 - T_5) \quad (5)$$

A relação para o trabalho específico útil (W_u) é dada pela Equação 6, na qual o resultado é obtido pela multiplicação do cp

$$W_u = cp \cdot [n_m \cdot (T_4 - T_5) - (T_4 - T_1)] \quad (6)$$

Para determinar o calor consumido por unidade de massa na câmara de combustão é necessária a utilização da Equação 7.

$$Q_{3;4} = cp \cdot (T_4 - T_3) \quad (7)$$

E o rendimento final do ciclo (n) é dado pela razão entre trabalho útil (W_u) e calor consumido por unidade de massa ($Q_{3;4}$), conforme estabelece a Equação 8.

$$n = \frac{W_u}{Q_{3;4}} \quad (8)$$

2.4 Ciclo Aberto x Ciclo Fechado

As turbinas a gás podem operar em ciclos abertos e fechados, nestes ciclos a câmara de combustão interna pode ser representada por um permutador de calor para aquecer o fluido de trabalho enquanto o processo de exaustão é substituído por um trocador de calor do gás para o ambiente (CENGEL E BOLES, 2013).

Nos ciclos fechados:

- O fluido de trabalho volta ao estado inicial no final do ciclo e circula novamente, neste caso o ar expelido da turbina é reintroduzido no compressor.
- Usado quando o gás de expansão possui um elevado custo.

Nos ciclos abertos:

- Fluido de trabalho é renovado ao final de cada ciclo.
- Nas turbinas a gás ocorre a exaustão e a substituição dos gases da combustão pelo ar ambiente ao final de cada ciclo, parte da energia proveniente da combustão é rejeitada sob a forma de calor, contido nos gases quentes de escape.

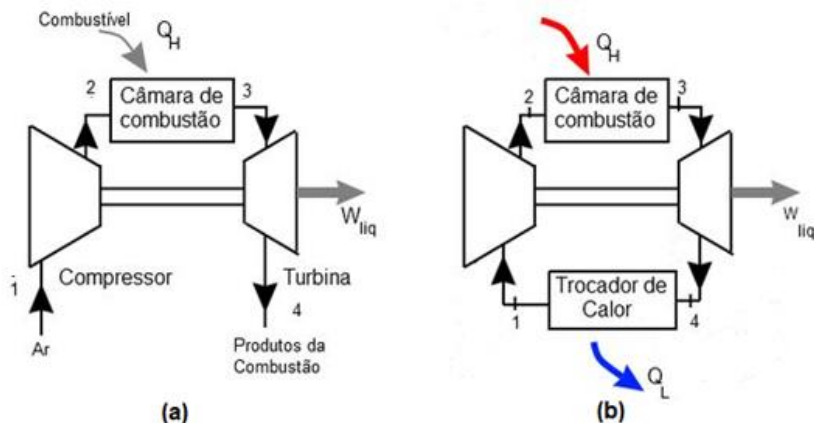


Figura 8: Ciclo de Brayton em sistema (a) aberto e (b) fechado.

Fonte: Souza, 2011.

3. COMPRESSOR AXIAL

Os compressores axiais são máquinas de fluxo nas quais a compressão é obtida por aceleração axial do fluido. A mais simples é a compressão de ar, seja para acionamento e controle de válvulas, alimentação de motores ou turbinas a gás, até aplicações mais complexas, como o transporte de gás natural, injeção de CO₂ em reservatórios subterrâneos, ou compressão de hidrocarbonetos em ciclos de refrigeração (SAMUEL, 2014).

Suas características principais são a capacidade de operar com vazões elevadas e também sua alta eficiência termodinâmica, porém estes tipos de máquinas não são capazes de atingir altas pressões de descarga quando comparados aos compressores centrífugos (SIMÕES, 2009).

Atualmente compressores axiais atingem valores de eficiência consideravelmente altos, na ordem do 90% o que justifica o alto interesse no desenvolvimento desse tipo de turbomáquina, que no início do século XX possuíam eficiências de apenas 40%. O desenvolvimento de compressores axiais começou com Griffith (1926) após apresentar sua teoria do perfil aerodinâmico "An Aerodynamic Theory of Turbine Design", o que impulsionou as pesquisas e permitiu a obtenção de compressores com eficiências na ordem de 70-80 % (RIVAS, 2018).

A Figura 9 destaca, alguns dos principais fabricantes de compressores mundiais conforme estudos de Samuel (2014).

Man Turbomaschinen AG	
Druckluft 2000 Franc Mirt e.K.	
AviComp Controls GmbH	
LEISTRITZ Aktiengesellschaft	
FIMA Maschinenbau GmbH & Co. KG	
K2 Edelstahl - technik & Metallbau Berlin	

Figura 9: Principais Fabricantes de Compressores axiais

Fonte: Samel, 2014.

3.1 Funcionamento

O escoamento principal, neste tipo de compressor é axial ou paralelo ao eixo da máquina. O fluido (gás) é comprimido por conjuntos de pás móveis denominados de rotor que produzem um aumento na velocidade e é desacelerado por outros conjuntos de palhetas denominados de estator. Neste processo a energia em forma de trabalho mecânico é transformada em pressão sendo o conjunto rotor-estator denominado de estágio. (RIVAS, 2018).

À medida em que a pressão aumenta, a angulação das palhetas se altera para garantir que o fluxo de ar atinja de maneira adequada as próximas palhetas. Como a massa específica do ar continua em elevação, é necessária uma diminuição na área para que se consiga manter um fluxo de ar a uma velocidade aproximadamente constante (MASCHIETTO, 2014).

As principais partes de um compressor axial são seu eixo, palhetas rotativas, palhetas fixas, mancais e selagem entre o eixo e a carcaça. Apesar de sua simplicidade construtiva, seu projeto e fabricação são extremamente complexos. Para seu funcionamento adequado são necessários sistemas auxiliares como o

sistema de lubrificação forçada dos mancais, de controle de capacidade, de monitoração de vibração e temperatura dos mancais e o de anti-surge, composto pelo controlador e válvula de alívio para atmosfera. (SIMÕES, 2009).

No diagrama definido na Figura 10 é possível confirmar a relação de elevação e redução de velocidades entre os estágios. Também é possível notar, que a pressão se eleva progressivamente ao longo do compressor.

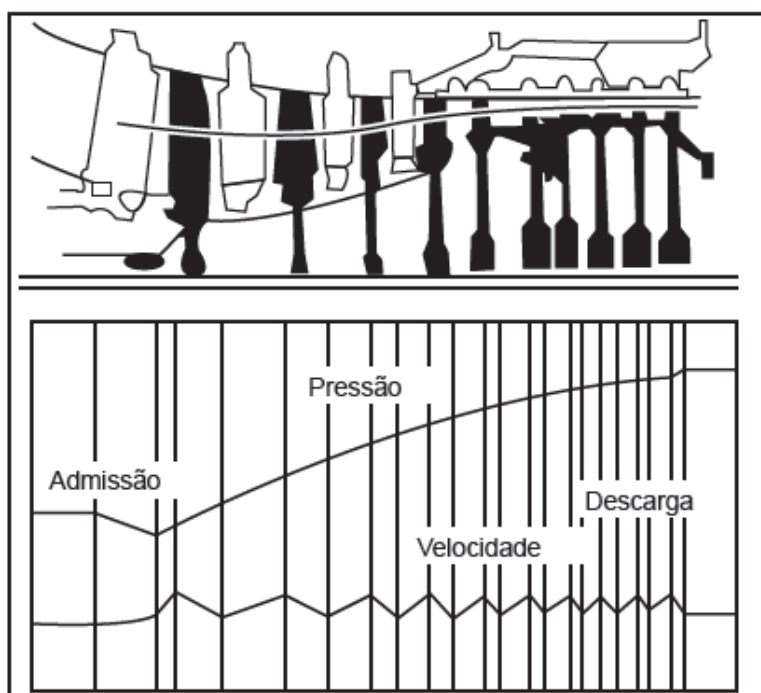


Figura 10: Variação da velocidade entre rotor e estator

Fonte: Valadão, 2009.

De acordo com Saravanamutto (2001), um estágio normalmente permite uma relação de compressão em torno de 1,4, valores muito acima desse apresentam instabilidades que podem resultar em grandes perdas de eficiência do estágio, então, para atingir grandes relações de pressão neste tipo de turbomáquina precisa-se de vários estágios, o que denomina-se um compressor axial de múltiplos estágios.

Os compressores axiais utilizados em turbinas a gás precisam de grandes vazões de fluido com alta pressão. O fluido é comprimido para que possa ser introduzindo na câmara de combustão, logo depois é expandido numa turbina que

entrega a energia ao eixo axial que movimenta o compressor. Esse princípio de funcionamento é conhecido como ciclo Brayton.

Segundo Rivas (2018), alguns compressores possuem uma fileira de palhetas na entrada do primeiro estágio, que possui como função única direcionar o escoamento para o primeiro rotor, sem contribuição no incremento de pressão ou temperatura, esse conjunto de palhetas é chamado de palhetas-guias de entrada ou pelas siglas IGV do inglês “Inlet Guide Vanes”.

3.2 Eficiência dos Compressores

A relação existente entre um sistema operando em condições reais e o sistema em condições ideais é denominada eficiência, essa relação permite avaliar a qualidade de um projeto de um compressor ou de parte de seus componentes, onde a medida de seu desempenho real seria comparada com o desempenho alcançado por um sistema ideal realizando um processo reversível.

A Figura 11, mostra um típico diagrama, temperatura entropia (T, s) onde foi realizado o processo de compressão. Pode ser observado que o processo ideal é representado por um incremento de temperatura T_1 e T_{2s} , num processo adiabático ou isentrópico. O processo real é representado por um aumento de temperatura T_1 e T_{2a} , sendo a eficiência do compressor dada por:

$$n_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} \quad (9)$$

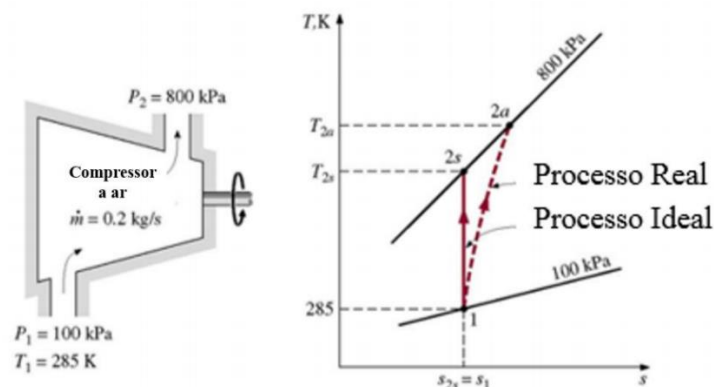


Figura 11: Diagrama Temperatura X Entropia

Fonte: Rivas, 2018.

Por outro lado, é possível definir eficiência isentrópica em termos de entalpia específica, como Equação 10:

$$n_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (10)$$

3.3 Perdas durante processo de funcionamento

As quantificações das perdas são possivelmente a maior dificuldade no desenvolvimento de projetos de compressores axiais. Essas perdas são dependentes das variações do fluxo de massa, pelo qual não é tão simples fazer uma simplificação unidimensional, apenas na linha média representativa, visto que, o escoamento é tridimensional em que muitos efeitos dissipativos de energia estão presentes no processo de compressão (RIVAS, 2018).

As principais perdas no compressor são representadas por correlações empíricas que foram desenvolvidas após de extensos estudos experimentais, onde foram obtidas formulações que representam o complexo comportamento do escoamento, mas hoje em dia com uso dessas 3 correlações, é possível atingir projetos mais eficientes, a Figura 12 mostra as principais perdas apresentadas no compressor axial (RIVAS, 2018).

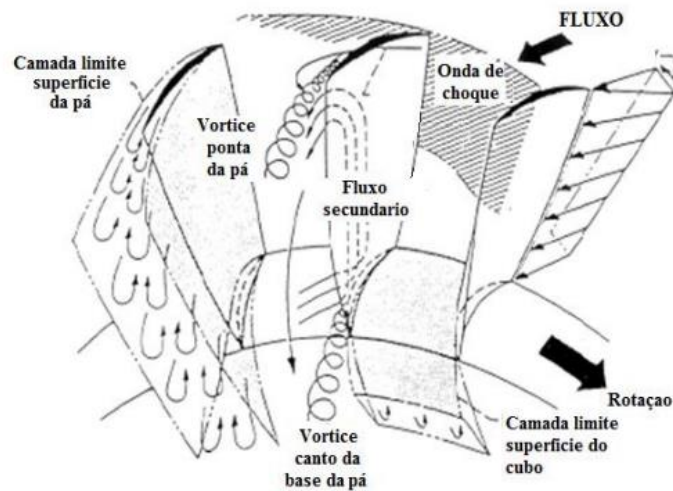


Figura 12: Representação de perdas durante funcionamento do compressor.

Fonte: Rivas, 2018.

As perdas se apresentam da seguinte maneira:

- Perdas relacionadas ao perfil;
- Perdas por choque;
- Perdas secundárias.

3.3.1 Perdas relacionadas ao perfil

Perdas por perfil, associadas ao arrasto produzido pelas características geométricas das pás.

3.3.2 Perdas por choque

Segundo Rivas (2018), as perdas por choque aparecem quando a velocidade local supera o $Mach=1,0$. Nesse ponto é considerado escoamento supersônico, onde há a formação de ondas de choque normal e oblíquas na entrada do rotor ou estator produzindo o bloqueio altamente prejudicial para o compressor, sendo assim, pode-se afirmar que projetos de compressores subsônicos, são menos complexos no sentido de controlar as deflexões provocadas pelas ondas de choque normal e oblíquas.

3.3.3 Perdas secundárias

Existe um espaçamento radial entre a ponta da pá do rotor e a carcaça chamada de folga no topo. Diversos fenômenos no escoamento acontecem por causa desta folga que se traduzem em perdas de pressão provocada pela diferença de pressão entre o lado de sucção e de pressão. As perdas pela folga de topo são dependentes de fatores construtivos do compressor, tanto pela deformação do material por efeito das forças normais (centrífuga) sobre a pá, assim como defeitos na carcaça e a própria tolerância que intencionalmente é estabelecida para evitar que vibrações possam provocar interferência entre a ponta da pá e a carcaça. No caso do projeto de compressores axiais, estas perdas formam parte do conjunto de perdas secundárias, em alguns casos são analisadas individualmente (RIVAS 2018).

3.4 Surge

Segundo Simões (2009), o fenômeno denominado Surge, sem tradução livre para o português, representa o ponto da curva vazão-razão de pressão, onde a razão de pressão é máxima, sendo que, a partir desse ponto, a pressão do sistema rompe a capacidade de compressão do equipamento e uma grande flutuação na vazão é percebida com possibilidade de escoamento do fluido em fluxo reverso. Esta flutuação é repetida em ciclos até que a razão de pressão seja compatível ao projeto da máquina novamente. O surge pode causar diversos danos a um compressor axial, inclusive a ruptura das palhetas devido às grandes tensões a que estas são submetidas durante o ciclo.

O surge acontece mais comumente em compressores centrífugos e axiais que podem ser para geração de ar para processos, compressores de turbinas "Brayton" para aviação e aeroderivativas para energia elétrica e até mesmo para pressurização de sistemas de exploração de minério e petróleo.

O compressor de múltiplos estágios eleva a pressão de forma muito rápida desde o estágio de entrada no sentido axial do fluxo sempre gerando vazão suficiente para manter a pressão abaixo do limite de refluxo de forma que a pressão na frente nunca pode vencer a pressão dos estágios anteriores. Se isso ocorre o

gás retorna em velocidade (acima do número de mol) e causa um deslocamento destrutivo para toda a estrutura.

Os danos geralmente levam o conjunto rotativo (rotores, difusores, "vanes" e canais) a perda total. A possibilidade da ocorrência de um surge não pode ser monitorado de forma "offline" devido à alta velocidade do fenômeno em caso de falha do controle de admissão e pressões de descarga. Porém sinais como de vibração excessiva do rotor do compressor, mudanças bruscas no deslocamento axial, mudanças bruscas de carga de forma podem indicar que o surge já ocorreu. Se o esse fenômeno for severo, produzirá ruídos de amplitude extremamente altas com danos imediatos a máquina.

Diante desses fatores nota-se a necessidade de os turbocompressores possuírem o controle "anti-surge", o que possibilita o controle de fatores como rotação e deslocamento do eixo do compressor, valores da pressão de sucção e descarga, temperatura de sucção e descarga, vazão de sucção e controle do fluxo de entrada do gás. Além do controle, o sistema deve ser concebido com sistemas reativos de proteção como válvulas de retenção, válvulas de sangria e de fluxo mínimo, possibilitando o compressor operar de forma adequada e limitar as condições para evitar esse fenômeno.

Desta forma, esses conjuntos de turbocompressores podem apresentar restrições impostas ao seu processo de funcionamento e necessitam de projetos de controle automatizados, pois são submetidos a determinadas condições físicas extremamente críticas. Porém se respeitadas as premissas de projeto são máquinas confiáveis e com baixo índice de desgaste.

Estas premissas devem delimitar a operação sobre o conjunto de curvas típicas de desempenho, ou seja, uma curva típica de desempenho da máquina controlando ranges e condições operacionais.

3.5 Avarias em palhetas rotoras e estatoras

Segundo Carter (2005), os componentes que mais apresentam falhas nos compressores axiais são as palhetas de compressores e turbinas. As principais

razões de falha estão diretamente ligadas à entrada de materiais estranhos e às altas temperaturas de operação.

Em geral, as palhetas das turbinas e compressores estão sujeitas às mesmas condições de trabalho, ou seja, ambas devem poder suportar altas cargas mecânicas, impostas devido à alta velocidade rotacional e pelas forças aerodinâmicas atuantes, provenientes do aumento de pressão em cada estágio do compressor ou da queda de pressão nos estágios da turbina (LOPES, 2007).

Em razão das temperaturas elevadas durante o funcionamento das turbinas a gás, o conjunto de palhetas do compressor tornam-se sujeitas a propagação de trincas, surgimento de corrosão e falha por fadiga.

3.5.1 Corrosão

Segundo Lopes (2007), o uso de ligas leves que possam suportar altas temperaturas não é muito viável, por não apresentarem as propriedades necessárias para evitar trincas, que também ocorrem a altas temperaturas.

Posteriormente, pesquisas foram realizadas a respeito da utilização das ligas de alumínio, porém Lopes (2007) afirma que a temperatura de operação das turbinas a gás está acima do ponto de fusão desse material, tornando-se, portanto, inviável o seu uso.

Através de estudos e pesquisas Lopes (2007), define que o material mais utilizado para a fabricação das palhetas das turbinas e compressores axiais são as ligas a base de níquel, que também são utilizadas como revestimento das mesmas. Essas ligas possuem propriedades mecânicas capazes de suportar altas temperaturas, necessárias para um melhor desempenho da máquina térmica, ao mesmo tempo em que suportam altas tensões.

3.5.2 Trinca

Lopes (2007), determina que a propagação de trincas é um fator predominante que define a vida útil da palheta, e em condições normais, as trincas se propagam ao longo do comprimento do equipamento. Portanto, o seu

comprimento deve ser inspecionado regularmente com o objetivo de ser ajustado e corrigido, para que assim, possa recuperar a sua dimensão e posicionamento correto. Quando seu comprimento atingir um valor mínimo, a palheta é então descartada.

O processo de inspeção é um procedimento adotado para se evitar que a turbina a gás venha a falhar pela interferência direta das trincas que se propagam pelas palhetas, quando as mesmas estão expostas a altas temperaturas e por longo período de tempo.

3.5.3 Fadiga

Outro tipo de falha que pode ocorrer nas pás das turbinas a gás, é a falha por fadiga nas partes rotacionais. Esse tipo de falha é pouco frequente, pois as palhetas do conjunto de compressão das turbinas a gás são cuidadosamente projetadas para evitar esse problema.

Conforme afirma Lopes (2007), uma turbina a gás operando a 35.000 rpm, que é uma velocidade bastante comum, exposta a qualquer tipo de desbalanceamento no rotor, vai produzir um ciclo de tensões a uma razão de $1,2 \times 10^6$ ciclos por hora de operação. Não é difícil que sejam atingidos valores da ordem de 10^9 ciclos, o que pode ocasionar problemas de fadiga. O valor de 10^9 ciclos acaba por se tornar um ponto de referência para o desempenho de turbinas, expondo-as a condições de fadiga em menos de 500 horas.

Ao se examinar a frequência harmônica na qual o rotor vai acumular o ciclo de tensões, bem como a frequência de passagem das palhetas, observa-se que o número cresce consideravelmente.

Considerando que o mesmo disco que gira a 35000 rpm ainda carregue 59 palhetas e possua na frente do estágio mais 19 guias para a entrada de ar, serão obtidas duas frequências de passagem pelas palhetas. É importante notar que tanto 59 como 19 são números primos. Esses números não são escolhidos aleatoriamente, mas propositalmente, pois a utilização de números primos diminui a possibilidade de ocorrência de frequências harmônicas indesejáveis às quais a

máquina pode estar sujeita. Um dos objetivos na concepção do projeto é que às frequências harmônicas estejam tão longe quanto possível das condições normais de operação. Quanto mais distante estiver esse valor, maior será a vida útil das palhetas (LOPES, 2007).

4. ESTUDO DO ESCOAMENTO

Para o processo de compressão durante o funcionamento dos compressores axiais deve-se realizar o estudo do escoamento do fluido, que acontece durante a entrada do ar pelo rotor e saída pelo estator. Desta forma a mecânica dos fluidos, auxilia diretamente no entendimento desse processo, classificando o tipo de escoamento, definindo equações para o controle da variação das propriedades do gás e determinando os fatores que influenciam negativamente no processo da compressão do ar.

4.1 Classificação dos escoamentos

Segundo Medeiros (2016), pode-se caracterizar o escoamento em termos de variação da massa específica como compressível ou incompressível.

Quando um gás atravessa o interior de um compressor axial suas moléculas são desviadas ao entorno dos objetos por onde passam, sendo estes objetos palhetas ou a própria carcaça, por exemplo. Se a velocidade relativa entre o gás e o objeto é muito menor que a velocidade do som deste gás, a sua densidade permanece constante e seu escoamento pode ser descrito através das equações da conservação do momento e da energia.

Quando a velocidade do escoamento se aproxima da velocidade do som do gás, é necessário se considerar os efeitos de compressibilidade no fluido. A sua densidade varia localmente pelo efeito de compressão local pelo objeto e, portanto, o escoamento é dito compressível (SIMÕES, 2009).

Provavelmente, os dois efeitos mais importantes e mais característicos da compressibilidade sobre o escoamento são (1) o bloqueio (do inglês *choking*), sob o qual a vazão do escoamento em um duto é limitada de modo marcante pela

condição sônica e (2) as ondas de choque, que se caracterizam por variações praticamente descontínuas de propriedades em um escoamento supersônico.

Os escoamentos compressíveis, possuem números de Mach maiores que 0,3 e, portanto, exibem variações de massa específica não desprezível. Se a variação de massa específica é substancial, em virtude da equação de estado, as variações de temperatura e pressão também são substanciais. Grandes variações de temperatura implicam que a equação da energia não pode mais ser ignorada. Logo, o estudo do escoamento é baseado nas Equações 11, 12 e 13.

A Equação da Continuidade é determinada conforme a Equação 11, na qual Anderson (2011) define que no primeiro princípio físico a ser abordado no estudo da aerodinâmica é o da conservação de massa, onde afirma-se que a massa de um fluido não pode ser nem criada nem destruída.

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (11)$$

Onde:

ρ – Densidade do Fluido;

V – Velocidade do Fluido;

A – Area da Secção Transversal do Tubo.

A Equação 12 e 13 definem a relação da Quantidade de Movimento ou Equação de Euler. Para McDonald, Pritchard e Fox (2014) esta equação descreve o movimento de um fluido a partir da aplicação da segunda lei Newton a uma partícula.

$$F = -\frac{dp}{dx}(dx dy dz) \quad (12)$$

$$dp = -\rho V dV \quad (13)$$

As leis da termodinâmica são escritas para um sistema, que é definido como uma quantidade de massa de identidade fixada. Tudo que for externo a esse sistema é designado pelo termo vizinhanças, sendo o sistema separado de suas vizinhanças pela sua fronteira. Desta forma essas leis estabelecem então o que ocorre quando houver uma interação entre o sistema e suas vizinhanças.

4.2 Ondas de Choque

Escoamentos compressíveis com pequenos desvios no escoamento são considerados processos reversíveis e as mudanças nas propriedades do fluido são governadas pelas relações isentrópicas. Porém, quando a velocidade relativa entre o gás e o objeto é maior que a velocidade do som deste gás, e ocorre uma redução abrupta na passagem do gás, ondas de choque são criadas no escoamento (WHITE, 2011).

Segundo White (2011) as ondas de choque são regiões de pequenas dimensões no escoamento onde as propriedades do fluido se alteram em grandes valores. Através de uma onda de choque a densidade, temperatura e pressão do gás aumentam quase que instantaneamente. As mudanças nas propriedades do escoamento são irreversíveis, ou seja, a entropia no sistema aumenta. Pelo fato de uma onda de choque não realizar trabalho, e já que não há adição de calor no sistema, pode-se afirmar que a entalpia total e a temperatura total permanecem constantes. Como o processo não é isentrópico, a pressão total a jusante da onda de choque será menor do que a pressão a montante, ou seja, há uma perda de pressão total associada a uma onda de choque. Com isso, não é possível se aplicar a equação de Bernoulli para escoamentos compressíveis através de uma onda de choque. A velocidade do escoamento ou seu número de Mach sempre reduzem através de uma onda de choque.

Pode-se definir ondas de choque como: ondas mecânicas de amplitude e crescimento finito que ocorrem quando a matéria é submetida a uma rápida compressão.

4.3 Estado de Estagnação

Segundo Çengel e Boles (2013), para escoamentos a alta velocidade, tal como aqueles encontrados em motores a jato, a energia potencial do fluido ainda é desprezível, mas não a energia cinética. Em tais casos, é conveniente combinar a entalpia e a energia cinética do fluido em um único termo chamado entalpia de estagnação (ou total), definida por unidade de massa como mostra a Equação 14.

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (14)$$

Onde:

h_0 : Entalpia de estagnação;

V : Velocidade estática.

Çengel e Boles (2013) afirmam que durante um processo de estagnação, a energia cinética de um fluido é convertida em entalpia (energia interna + energia de escoamento), o que resulta em um aumento da temperatura e da pressão do fluido. As propriedades de um fluido no estado de estagnação são chamadas de propriedades de estagnação (temperatura de estagnação, pressão de estagnação, densidade de estagnação etc.)

A temperatura de estagnação pode ser encontrada de acordo com a Equação 15.

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p} \quad (15)$$

Onde:

T_0 : Temperatura de estagnação;

T : Temperatura estática;

V : Velocidade estática;

C_p : Coeficiente do gás.

A pressão que um fluido atinge quando é colocado em repouso de forma isentrópica é chamada de pressão de estagnação (P_0). Para os gases ideais com calores específicos constantes, P_0 está relacionada à pressão estática do fluido conforme demonstra a Equação 16.

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad (16)$$

Onde:

P_0 : Pressão de estagnação;

P : Pressão estática;

k : Razão entre os calores específicos do gás;

T_0 : Temperatura de estagnação;

T : Temperatura estática.

Utilizando a lei dos gases ideais (Equação 17), pode-se concluir que a razão entre a densidade de estagnação e a densidade estática pode ser expressa através da Equação 18.

$$Pv = RT \quad (17)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (18)$$

Onde:

ρ_0 : Densidade de estagnação.

ρ : Densidade estática;

T_0 : Temperatura de estagnação;

T: Temperatura estática;

k: Coeficiente politrópico do gás.

4.4 Velocidade do Som

Um parâmetro importante do estudo do escoamento compressível é a velocidade do som (ou velocidade sônica), que é a velocidade com a qual uma onda de pressão infinitesimalmente pequena viaja através de um meio. A onda de pressão pode ser causada por um pequeno distúrbio, que cria uma ligeira elevação da pressão local (ÇENGEL E BOLES, 2013).

Quando o fluido é um gás ideal, a velocidade do som é dada conforme a Equação 19.

$$c = \sqrt{kRT} \quad (19)$$

Onde:

c: Velocidade do som;

R: Constante do gás ideal;

T: Temperatura estática.

4.5 Número de Mach

De acordo com Çengel e Boles (2013), um segundo parâmetro importante da análise do escoamento de fluido compressível é o número de Mach (M_a), assim denominado em homenagem ao físico austríaco Ernst Mach (1838–1916). Esse número é a razão entre a velocidade real do fluido (ou de um objeto no ar imóvel) e a velocidade do som no mesmo fluido no mesmo estado, essa razão é dada através da Equação 20.

$$M_a = \frac{V}{c} \quad (20)$$

Onde:

M_a : Número de Mach;

c : Velocidade do som;

V : Velocidade estática;

De acordo com o número de Mach, os escoamentos podem ser classificados como: Subsônico, Supersônico e Hipersônico (MEDEIROS, 2016). Essa classificação influencia nas propriedades termodinâmicas do fluido.

- **Escoamento subsônico ($M < 1$):** A velocidade do escoamento é menor do que a velocidade do som.

- **Escoamento supersônico ($M > 1$):** Ocorre quando a velocidade do escoamento é maior do que a velocidade do som. O exemplo mais comum são os aviões supersônicos.

- **Escoamento hipersônico ($M > 5$):** Acontece em velocidade extremamente elevadas. Para este caso temos como exemplo projetos de mísseis e de veículos de reentrada na atmosfera.

4.6 Triângulo das Velocidades

Quando o ar entra no compressor, atinge as palhetas do rotor e do estator com angulações diferentes, sendo necessário avaliar vetorialmente essas componentes de velocidade. O diagrama de velocidades da Figura 13 permite analisar o comportamento do fluido dentro dos estágios do compressor (LOPES, 2007).

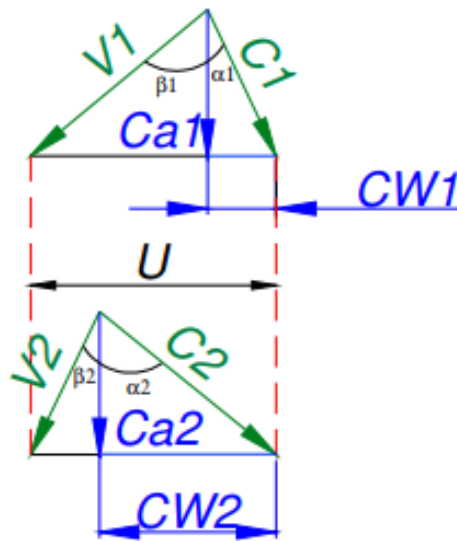


Figura 13: Diagrama de Velocidades

Fonte: Lopes, 2007.

Conforme Lopes (2007), o ar entra no rotor com uma velocidade (C_1) a um ângulo (α_1) da direção axial, que combinado vetorialmente com a velocidade da palheta (U) resulta em uma velocidade relativa (V_1) a um ângulo (β_1) também da direção axial. Após passar pelo rotor, onde a velocidade absoluta do fluido é aumentada, o fluido deixa as palhetas rotoras com uma velocidade relativa (V_2) a um ângulo (β_2).

Assumindo que o compressor é projetado de modo que a velocidade axial permaneça constante e igual a (C_a), o valor de (V_2) pode ser obtido combinando (U) e (V_1) vetorialmente de modo que se obtenha (C_2) e, a partir disso, o ângulo (α_2), então passando para o estator onde é difundido para a velocidade (C_3) e um ângulo (α_3) usualmente o projeto é construído de modo que $C_3 \approx C_1$ e $\alpha_3 \approx \alpha_1$ então o ar é preparado para entrada em um outro estágio similar (LOPES, 2007).

5. DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluidos computacional, ou simplesmente CFD (do inglês: Computational Fluid Mechanics), consiste na análise de sistemas envolvendo escoamentos fluidos, transferência de calor e fenômenos associados com reações químicas através de simulações computacionais. É uma técnica muito poderosa

utilizada amplamente em aplicações industriais e não industriais (VERSTEEG; MELALASEKERA, 2007).

5.1 Histórico

Segundo Fortuna (2000), o estudo do movimento dos fluidos é uma atividade que se desenvolve há muitos séculos. Egípcios tinham relógios de água; Aristóteles foi o primeiro a descrever o princípio da continuidade; Arquimedes, pelo seu princípio, definiu as condições para que um corpo, quando mergulhado em um fluido, flutuasse ou não. Os romanos construíram aquedutos para transportar água para as suas cidades. Leonardo da Vinci, no século XV, sugeriu, entre outras coisas, formas que reduziam o arrasto de barcos na água. Em 1586, Simon Stevin publicou *Estática e Hidrostática*, um tratado matemático sobre a mecânica dos fluidos como era conhecida até então.

Historicamente, a mecânica dos fluidos preocupou-se em estudar o comportamento desses elementos de forma experimental muito antes do que de forma matemática. Isso explica o surgimento da hidráulica, que trata do movimento de líquidos em tubos, canais e outros dispositivos, antes da hidrodinâmica, que estabelece relações entre o movimento dos fluidos e as forças que causam esse movimento (FORTUNA, 2000).

Leonard Euler é considerado um dos fundadores da hidrodinâmica, pois foi ele quem primeiro deduziu as equações de movimento de fluidos, as chamadas equações de Euler. Porém, as descrições matemáticas do comportamento dos fluidos só ganharam força no século XIX, na forma das Equações de Navier-Stokes, a partir dos trabalhos pioneiros dos franceses Claude Navier (1822), Simeon Poisson (1829) e do inglês George Stokes (1845). Dependendo das propriedades do fluido e do escoamento, as Equações de Navier-Stokes podem ser escritas de muitas formas (FORTUNA, 2000).

5.2 Introdução

Segundo Denton e Dawes (1999) a fluidodinâmica computacional provavelmente tem o papel mais importante no projeto de uma turbomáquina do

que em qualquer outra aplicação da engenharia. Por muitos anos o projeto de uma turbina ou um compressor moderno seria impensável sem a ajuda da CFD e sua dependência tem aumentado, pois cada vez mais os escoamentos tornam-se mais complexos, e com isso surge a necessidade de uma predição numérica.

A fluidodinâmica computacional soluciona equações matemáticas para o escoamento do fluido de maneira específica sobre uma região de interesse, com condições de contorno pré-determinadas sobre essa região (FORTUNA, 2000).

Anderson (1995) afirma que os códigos nos quais o CFD é estruturado seguem três etapas básicas: o pré-processamento, o solver, e o pós processamento. Tendo como base algoritmos numéricos capazes de lidar com os problemas de escoamento fluido.

O pré-processamento consiste em inserir o problema no programa de CFD. Nesse estágio o trabalho do usuário envolve a definição do domínio fluido, a geração da malha, a seleção dos fenômenos químicos e físicos necessários para modelar o problema, as definições das propriedades do fluido, e as especificações das condições de contorno (CEBECI et al., 2005).

Na etapa que se refere a solução do problema por meios computacionais, o algoritmo numérico executa a integração das equações governantes em todos os volumes de controle no domínio fluido, a discretização dos resultados para se obter um sistema de equações algébricas, e finalmente, a solução dessas equações por meio de um método iterativo (FERZIGER E PERIC, 2002).

Já a etapa de pós processamento, o trabalho é tornar os resultados obtidos na etapa anterior mais amigáveis para o usuário, e assim facilitar a tomada de decisões. Para tanto são criadas plotagens com vetores, com contornos, de superfície 2D e 3D, rastreamento de partículas etc. (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007).

Atualmente a metodologia do CFD é utilizada frequentemente no projeto de aeronaves, automóveis, embarcações, turbomáquinas, sendo que sua aplicação também se estende as áreas de meteorologia, oceanografia, biologia, entre outras.

A Figura 14 ilustra o processo de análise tesões na geometria de um eixo virabrequim, equipamento exposto a constante processo de fadiga.

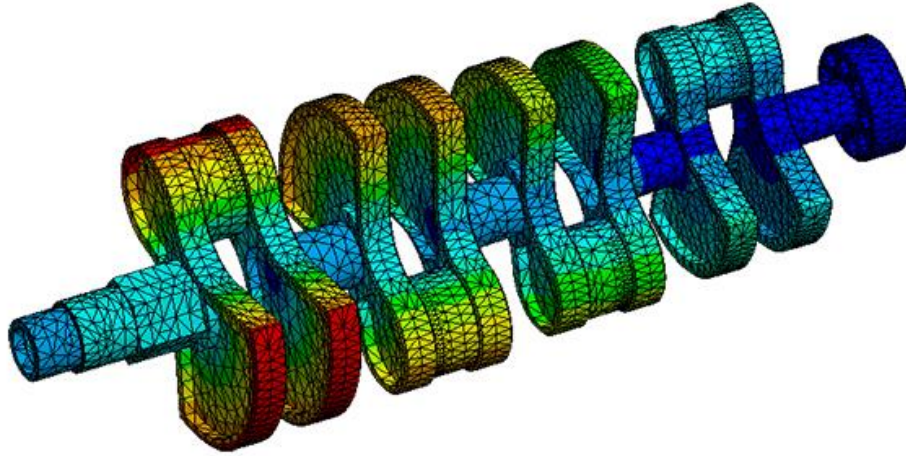


Figura 14: Análise estrutural de um eixo virabrequim

Fonte: Plataforma de ensino – ESSI, 2021.

Basicamente, o usuário da DFC está interessado em obter as distribuições de velocidades, pressões e temperaturas nas regiões do escoamento. Com esses dados, o engenheiro pode otimizar o projeto, reduzindo os custos operacionais e melhorando o desempenho do item desenhado, por exemplo, a redução no arrasto aeronave permite reduzir o seu consumo de combustível (FORTUNA, 2000).

O uso de métodos numéricos de forma alguma implica que a mecânica dos fluidos experimental e as análises teóricas estejam sendo postas de lado. É comum as três técnicas se complementarem durante um projeto que envolva escoamento de fluidos e no estudo de modelos teóricos para algum fenômeno particular, como turbulência.

Em relação aos compressores axiais, o processo de análise por CFD é baseado em volumes finitos.

5.3 Processos de um Método de Solução Numérica

O ponto inicial de qualquer método de solução numérica é o desenvolvimento do modelo matemático que descreve o problema. Ou seja, é

descrever o conjunto de equações diferenciais parciais e as condições de contorno para a aplicação na qual se busca uma solução (FERZIGER E PERIC, 2002).

Em seguida é necessário escolher o método de discretização que será aplicado no modelo matemático. Existe uma série de métodos que podem ser aplicados, como o das diferenças finitas, volumes finitos e elementos finitos. Se a malha criada para o problema for fina o bastante, todos esses métodos irão convergir para o mesmo resultado, contudo cada um deles se enquadra melhor em um determinado tipo de aplicação (ANDERSON, 1995).

O passo seguinte consiste na determinação do sistema de coordenadas do problema. As equações de conservação podem ser escritas das mais diferentes formas dependendo de qual sistema está sendo utilizado, seja ele cartesiano, cilíndrico, esférico, etc. Também é necessário escolher a base dos vetores e tensores que devem ser utilizados no problema (CEBECI et al., 2005).

As localizações discretizadas de cada uma das variáveis a serem calculadas são definidas pela malha, que é na verdade uma representação discreta da geometria do domínio fluido. Ela divide a solução do domínio em um número finito de subdomínios.

5.4 Metodologia dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos utiliza a forma integral das equações de conservação como ponto de partida. O domínio é subdividido em um número finito de volumes de controle contínuos nos quais são aplicadas as equações de conservação. O centroide de cada um desses volumes aloca um nó computacional no qual os valores das variáveis serão calculados, e através de métodos de interpolação, o valor das variáveis na superfície dos volumes de controle pode ser calculado. Com resultado desse processo, obtém-se uma equação algébrica para cada um dos volumes de controle (FERZIGER E PERIC, 2002).

Esse tipo de solução numérica é capaz de ser aplicado em qualquer tipo de malha e complexidade geométrica. A malha define apenas as fronteiras das condições de contorno e não precisam estar relacionadas com o sistema de

coordenadas. É o método mais simples de entender e de se programar, uma vez que todos os termos que precisam ser aproximados têm significado físico, o que o torna bem atrativo para aplicações de engenharia (CEBECI et al., 2005).

Segundo Anderson (1995), a desvantagem em relação ao método das diferenças finitas é a dificuldade de se expressar métodos de ordem superior em esquemas 3D. Isso acontece devido ao fato de que o método dos volumes finitos requer três diferentes níveis de aproximação: interpolação, diferenciação e integração.

CAPÍTULO II: ARTIGO CIENTÍFICO

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DO PRIMEIRO ESTÁGIO DE COMPRESSÃO DE UMA TURBINA A GÁS SOB REGIME TRANSIENTE

Matheus Mattos Pereira^{1}, Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva^{2*}*

RESUMO

As turbinas a gás são máquinas térmicas utilizadas de modo geral quando se deseja a elevação na pressão do fluido, seu processo de funcionamento segue etapas básicas do ciclo Brayton, desta forma possuem aplicação direta na área da aviação e geração de energia elétrica. O presente trabalho objetiva o estudo do funcionamento de um compressor axial, equipamento cuja função é a elevação de pressão do gás. Este estudo está direcionado a monitorar propriedades como vazão mássica, temperatura e pressão do ar, durante o processo de compressão, aplicando o Software Ansys Fluent. Para a análise em questão, foi utilizado de métodos computacionais, que operam através de resoluções de equações de Euler, de forma mais precisa e refinada. O controle dessas propriedades através de ferramentas da fluidodinâmica computacional requer conhecimentos básicos sobre as principais equações presentes no processo de escoamento compressível, como também de todo o processo necessário para criação da geometria e malha do compressor. Para obtenção de resultados finais mais próximos da realidade, o fluido durante seu processo de compressão seguiu condições de contorno e limites periódicos, configurados a geometria do equipamento no Software. Diante disso, foi constatado através dos valores das propriedades entre entrada e saída do compressor, que houve elevação de pressão, balanço de massa e o fluido se comportou de forma instável, concluindo assim que a simulação computacional consegue descrever o processo de compressão do ar como regime time periódico.

Palavras-chave: Compressor; Geometria; Malha; Periódico

^{1*} Institutos Superiores de Ensino do CENSA - ISECENSA - Laboratório de Análise e Projeto de Sistemas Mecânicos - LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil

^{2*} Universidade Estadual do Norte Fluminense Darcy Ribeiro - UENF - Laboratório de Análises de Materiais Avançados - LAMAV - Av. Alberto Lamego, 2000, Parque Califórnia, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28013-602, Brasil;

(*) e-mail: matheusmattospereira94@gmail.com

COMPUTATIONAL SIMULATION OF THE FIRST COMPRESSION STAGE OF A GAS TURBINE UNDER TRANSIENT REGIME

Matheus Mattos Pereira^{1}, Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva^{2*}.*

ABSTRACT

Gas turbines are thermal machines used in general when you want to increase the fluid pressure, their working process follows basic stages of the Brayton cycle, thus having direct application in the area of aviation and electricity generation. The present work aims to study the operation of an axial compressor, equipment whose function is to raise gas pressure. This study is aimed at monitoring properties such as mass flow, temperature and air pressure during the compression process, using Ansys Fluent Software. For the analysis in question, computational methods were used, which operate through the resolution of Euler's equations, in a more precise and refined way. The control of these properties through computational fluid dynamics tools requires basic knowledge about the main equations present in the compressible flow process, as well as the entire process necessary to create the geometry and mesh of the compressor. To obtain final results closer to reality, the fluid during its compression process followed boundary conditions and periodic limits, configured the equipment geometry in the Software. Therefore, it was verified through the values of the properties between compressor inlet and outlet, that there was an increase in pressure, mass balance and the fluid behaved in an unstable way, thus concluding that the computer simulation can describe the air compression process as periodic time regime.

Keywords: Compressor; Geometry; Mesh; Periodical.

^{1*} ISECENSA Superior Education Institutes – Mechanical Systems Analysis and Design Laboratory – LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil;

^{2*} Northern Rio de Janeiro State University Darcy Ribeiro - UENF - Advanced Materials Analysis Laboratory - LAMAV - Av. Alberto Lamego, 2000, Parque Califórnia, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28013-602, Brasil; (*) e-mail: matheusmattospereira94@gmail.com

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, os métodos computacionais conseguem controlar e solucionar diversas adversidades de trabalho que através de cálculos analíticos seriam impossíveis. Desta forma as ferramentas de simulação de escoamento, de análise de estrutura, e outras diversas aplicações, resolvem situações específicas para a realidade de várias aplicações industriais.

A simulação computacional utilizando Computational Fluid Dynamics, é baseada em resoluções de equações de Navier-Stokes através da aplicação de métodos de volumes finitos, possibilitando a redução de custos, maior praticidade, aumento na eficiência e menor probabilidade de acidentes, ocasionados por problemas funcionais dessas máquinas.

Os compressores são máquinas de fluxo responsáveis pelo aumento de pressão em um gás (normalmente ar), até o valor desejado, por meio de trabalho mecânico. Entre as aplicações mais recorrentes na indústria tem destaque a compressão de ar para a câmara de combustão em turbinas a gás, ou turbinas para aeronaves comerciais ou militares e sopradores de ar na indústria de petróleo e gás, petroquímica e siderúrgica (SIMÕES, 2009).

Neste contexto, o objetivo deste trabalho é a avaliação da taxa de compressão no primeiro estágio de um compressor axial contendo 16 lâminas no rotor e 32 lâminas no estator. Além da taxa de compressão, a característica do escoamento também deve ser verificada e para isso será utilizado o conceito de uma modelagem de malha deslizante.

1.1 Objetivo geral

Estudar o funcionamento e as propriedades termodinâmicas do ar no primeiro estágio de um compressor axial sob regime transiente utilizando como ferramenta o Ansys Fluent.

1.1.1 Objetivos específicos

Para que o objetivo geral seja alcançado são necessárias as seguintes etapas e cálculos:

- Estudar o processo de funcionamento e variação das propriedades do ar durante o primeiro estágio de compressão.
- Pesquisar dados essenciais das propriedades do equipamento para alimentação do Software.
- Criar a Geometria para o primeiro estágio de compressão da máquina;
- Definir a malha de elementos;
- Transpor os resultados de malha e geometria para a ferramenta Fluent;
- Configurar a simulação, considerando as condições de contorno fundamentais para física de trabalho do compressor;
- Interpretar os resultados obtidos.

1.2 Justificativa e Relevância

O dimensionamento da turbina axial a gás é algo bastante complexo e que exige bastante conhecimento sobre a mecânica dos fluidos e comportamento dos gases sob efeito de compressão, pois a mesma relaciona parâmetros como eficiência, custo e segurança.

Apesar da grande utilização comercial e de estudos dos diversos tipos de turbinas a gás como máquinas para a propulsão de aeronaves e geração de energia elétrica em plataformas, poucos trabalhos estão disponíveis na literatura, sendo que a maioria dos projetos são frutos de relações empíricas ou são informações e dados de propriedades de fabricantes que não estão disponíveis na literatura.

Dessa forma, erros de dimensionamento podem causar diversos problemas, como por exemplo a ocorrência de um refluxo no compressor denominado surge, que afeta a estabilidade do fluxo, podendo provocar um acidente grave.

Desta forma a simulação entra como uma ferramenta de grande importância, pois soluciona equações matemáticas para o escoamento do fluido de maneira específica sobre uma região de interesse, auxiliando assim o processo de dimensionamento de equipamentos presentes nas turbinas.

2. METODOLOGIA

No geral, quase todos os softwares de simulação numérica adotam o fluxograma presente na Figura 15 para o estudo ou solução numérica, sendo as etapas: obtenção dos dados do problema, geometria, malha, condição de contorno, simulação e pós-processamento.

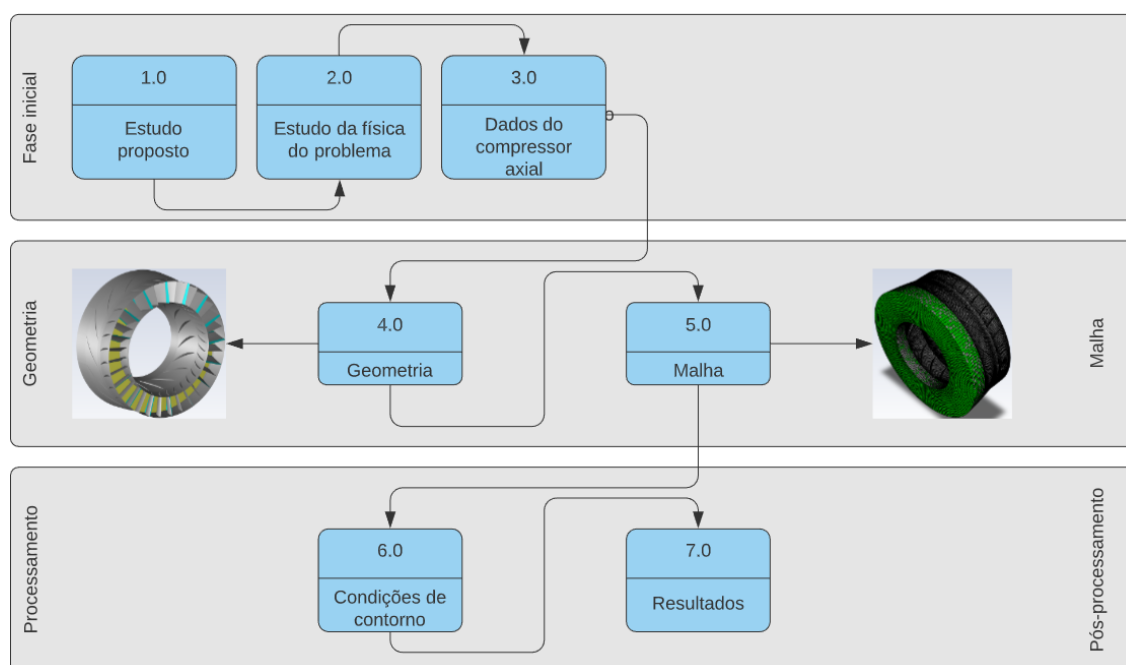


Figura 15: Fluxograma de Processo para execução de uma simulação numérica envolvendo CFD.

Fonte: Autor, 2021.

2.1 Materiais utilizados

Para o presente trabalho o conjunto de softwares utilizados foi o © 2020 ANSYS, Inc. SpaceClaim R2 (geometria), ICEM CFD R1 (malha), Fluent R2 (solver) para solução das equações de Euler para um fluido invíscido através das condições de contorno e métodos adotados e o pós-processamento das imagens e gráficos.

As simulações foram realizadas em um computador com as seguintes características presentes na Tabela 1.

Tabela 1: Especificações do computador utilizado para estudo

Componente	Especificação
Fabricante do sistema	Acer
Modelo	Aspire A315-53
Processador	Intel Core i5-7200U 2.5 GHz
Armazenamento	1000 GB HDD
Memória RAM	8 GB DDR4

Fonte: Autor, 2021.

2.2 Geometria CAD

A construção da geometria utiliza um modelo de um estágio único de um compressor axial compreendido por duas linhas de lâminas (blades). A primeira fileira de lâminas é o rotor, com um total de 16 lâminas que operam em velocidade rotacional de 37.500 rpm. A segunda fileira de lâminas é o estator que possui um total de 32 lâminas. As lâminas são posicionadas de tal forma que o domínio é rotacional e periódico. Além disso, o ângulo para os limites periódicos possui 22.5 graus. A Figura 16 apresenta os detalhes da geometria e as condições de contorno nomeadas para cada parte no CAD (Computer-Aided Design) (ANSYS, 2019).

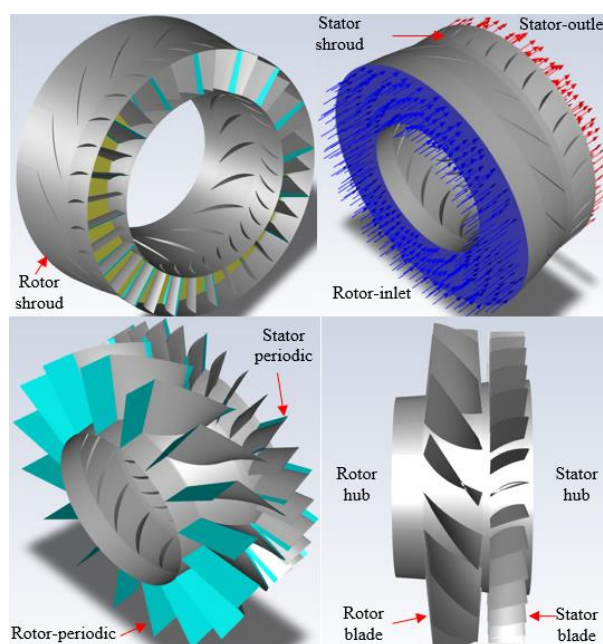


Figura 16: Detalhes da geometria do compressor axial.

Fonte: Autor, 2021

O estudo da geometria está diretamente relacionado a uma análise periódica e transiente, desta forma ela foi construída para fins de pesquisa educacional e foi desenvolvida para rodar em solver acadêmicos, ou seja, com limitações no número de elementos de malha (ANSYS, 2019).

As dimensões finais para geometria seguem conforme a Tabela 2

Tabela 2: As dimensões finais para geometria final

Relação	Posição	Valor
Rotor-hub	Interno	111,76 mm
Rotor-hub	Externo	208,28 mm
Stator-hub	Interno	136,6 mm
Stator-hub	Externo	193,01 mm
Rotor-inlet até Stator - outlet	Comprimento total	82 mm

Fonte: Autor, 2021.

Devido ao alto número de Reynolds a malha pode ser tratada de forma menos refinada em ambas as lâminas, pois a análise baseia-se na solução das equações de Euler utilizando modelo de turbulência configurado para fluido invíscido (ANSYS, 2019).

2.3 Malha

O processo de construção da malha envolve a discretização do domínio fluido em elementos de tamanhos consideravelmente pequenos. Em cada um desses elementos são aplicadas as equações de conservação de energia, de momento e de massa, portanto entende-se que regiões de maior interesse devem possuir elementos menores, como no caso das proximidades do aerofólio e a região da esteira, e seções de menor interesse, como no caso da face de entrada do fluido, permitem uma discretização mais grosseira (FERZIGER; PERIC, 2002).

Para a criação da malha, utilizou-se a ferramenta o Workbench, na qual selecionou-se o bloco Mesh para importar a geometria criada. Clicando -se então com o botão direito, e selecionando o botão Update, conforme a Figura 17.

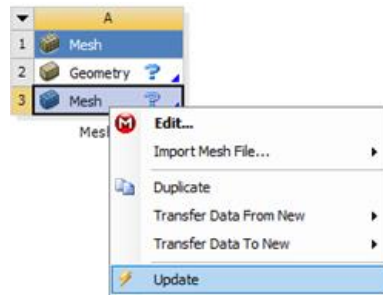


Figura 17: Workbench

Fonte: Autor, 2021.

Dentro da ferramenta Mesh selecionou-se a malha e clicou-se em Physics Preference e selecionando CFD. Deve-se então inserir um Face Meshing na malha, e então selecionar todas as faces e aplicar. A geometria estará preparada quando, ao fazer isso, aparecer o símbolo Check, conforme a Figura 18.



Figura 18: Mesh

Fonte: Autor, 2021.

Caso esse símbolo não apareça, é necessário alterar a geometria na ferramenta SpaceClaim até que essa etapa esteja correta. Após isso, com o botão “CTRL + E” é possível selecionar as arestas, selecionando-as e clicando com o botão direito e escolhendo Insert e Sizing, e então selecionando onde há Element Size e escolhendo Number of Divisions é possível ir refinando a malha, conforme ilustra a Figura 19.

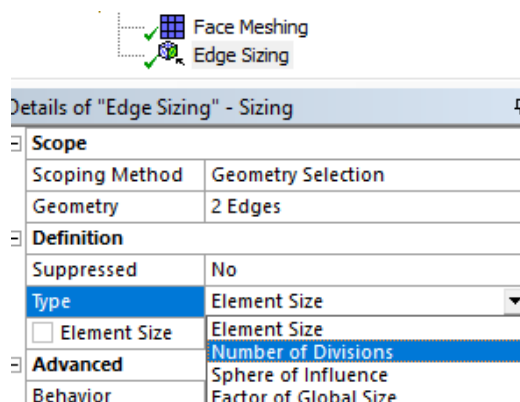


Figura 19: Número de divisões da malha

Fonte: Autor, 2021.

Para verificação de qualidade da malha, deve-se definir Mesh Metric em Quality, que será Skweness, a mesma deve possuir um máximo de 0,7 e uma média abaixo de 0,3 para ser considerada boa (ANSYS, 2019).

Details of "Mesh"	
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Min Size	0,5 mm
<input type="checkbox"/> Curvature Normal Angle	Default (18,°)
Capture Proximity	No
Bounding Box Diagonal	Jacobian Ratio (M...
Average Surface Area	Jacobian Ratio (Co...
Minimum Edge Length	Jacobian Ratio (Ga...
<input checked="" type="checkbox"/> Quality	Warping Factor
Check Mesh Quality	Parallel Deviation
<input type="checkbox"/> Target Skweness	Maximum Corner A...
Smoothing	Skewness
Mesh Metric	Orthogonal Qualit...
	Characteristic Leng...
	Minimum
	None

Figura 20: Verificação da qualidade da malha

Fonte: Autor, 2021.

2.4 Discretização temporal

A solução para malha possui um total de 318.576 elementos e 266.560 Nodes. A Figura 4 apresenta o resultado para a malha criada na geometria com tamanho do elemento mínimo de 2 mm e máximo de 4 mm.



Figura 21: Resultado para malha em toda geometria.

Fonte: Autor, 2021.

2.5 Condições de Contorno

As condições de contorno utilizadas em uma simulação estão relacionadas ao problema dos valores utilizados na inicialização, ou seja, uma equação diferencial com suas restrições localizadas, designadas como condição de contorno. Para que a solução tenha representação física correta e os resultados obtidos se aproximem da solução analítica/experimento, é importante adotar condições de contorno corretas para solução do problema proposto, pois, para cada entrada do problema, existe uma solução única extremamente dependente desta entrada.

Com base no Ansys (2019), foram utilizadas cinco condições de contorno, sendo elas:

- Wall que é a condição de parede e foi definido para tal análise como uma condição de fluido invíscido, considerando que a condição de velocidade do fluxo na parede deve ser diferente de zero, ou seja, não existirá fricção para promover aderência à superfície, portanto, na superfície o fluxo deve ser tangente a mesma, e de acordo com a condição $\vec{V} * \vec{n} = 0$ na superfície.
- Considerou o regime de compressão do fluido como Periodic, que ocorre quando dois limites opostos estão conectados e seus valores são análogos ou o campo de fluxo e geometria permitem movimentos rotacionais ou translacionais.

Desta forma, para uma condição de contorno periódica com periodicidade rotacional, tem-se a variação de pressão igual a zero através do plano periódico. O eixo de rotação deve ser definido na zona da célula fluida, determinando assim os limites como pares.

- No processo de análise de escoamento por geometrias é de fundamental importância a configuração da condição de contorno Interface, que determina limites para as interfaces definindo assim as regiões entre rotor e estator, se caso configurada incorretamente, permanecerá com uma condição de parede acarretando erros para a solução.

- As condições Pressure- inlet e Pressure - outlet foram as condições de contorno utilizadas para definição da pressão total e temperatura total de entrada e saída respectivamente e estão de acordo com as Equações 21 e 22, que definem as relações de temperatura e pressão para escoamentos compressíveis.

$$\frac{P_{\text{total}}}{P_{\text{static}}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (21)$$

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (22)$$

Onde:

P_{total} : Pressão total;

P_{static} : Pressão estática;

k: Coeficiente isentrópico;

M: Número de Mach;

T_t : Temperatura total;

T: Temperatura estática.

A solução foi inicializada no Fluent utilizando velocidade absoluta para condição de contorno rotor-inlet com pressão estática de 0,9 atm (91192,5 Pa), velocidade de 130,9 m/s e temperatura de 288 K.

Estes valores podem ser verificados a partir das equações para condição de contorno de pressão e temperatura na entrada conforme apresentado.

$$\frac{101325}{91192,5} = \left(1 + \frac{1,4-1}{2} M^2\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \rightarrow M = 0,39087$$

$$\frac{288}{T} = 1 + \frac{1,4 - 1}{2} 0,39087^2 \rightarrow T = 279,46 \text{ K}$$

$$\text{Fazendo, } M = \frac{u}{c} \rightarrow u = 0,39087 * \sqrt{1,4 * 286,9 * 279,46} = 130,95 \text{ m/s}$$

De acordo com a Figura 22 as condições iniciais para a velocidade no rotor podem ser verificadas utilizando-se da equação em coordenadas cilíndricas e triangulo das velocidades, onde a velocidade rotação é descrita conforme a Equação 23.

$$U = \Omega r_m \quad (23)$$

Onde:

Ω : Velocidade de rotação em m/s;

r_m : Raio médio da linha de centro do Hub para shroud.

Utilizando as relações trigonométricas para o triangulo de velocidades e adotando que a velocidade circunferencial $V_{\theta 1} \cong 0$ e estabelecendo que os resultados utilizados representam “V” velocidades absolutas e “W” velocidades relativas, tem-se:

$$W_{\theta 1,2} = V_{\theta 1,2} - U_{1,2} \rightarrow V_{\theta 1,2} = 0 \therefore W_{\theta 1,2} = -168,82 \text{ m/s}$$

$$V_{z1,2,4} = V_{1,2,4} \text{ Cos } \alpha_{1,2,4} \rightarrow V_{1,2,4} = 130,9 / \cos -52,20 = 213,57 \text{ m/s}$$

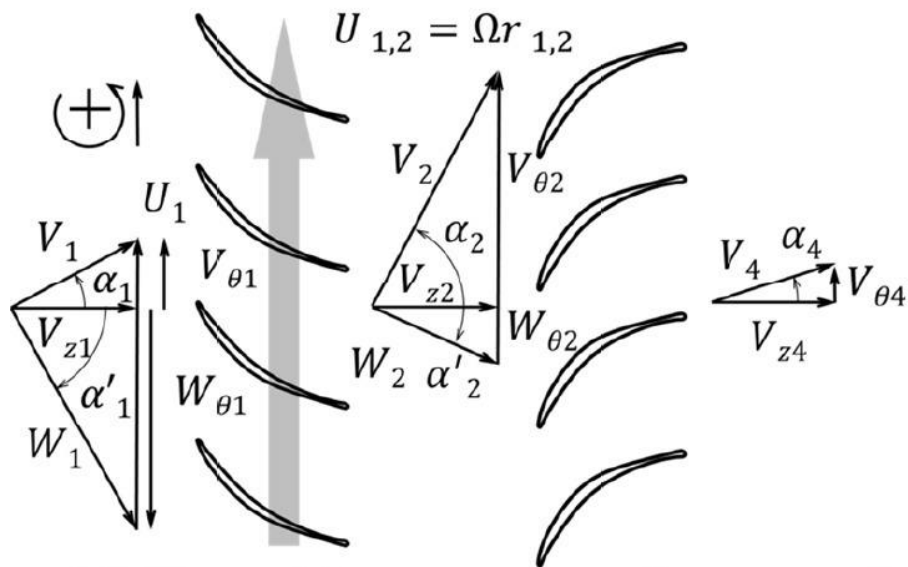


Figura 22: Representação em triângulo das velocidades do escoamento de um fluido entre uma fileira de lâminas rotoras e estatoras.

Fonte: Autor, 2021.

A Tabela 3 enfatiza as condições de contorno utilizadas para a obtenção de resultados mais próximos da realidade e para uma análise mais refinada do processo definido como regime transiente.

Tabela 3: Condições de Contorno.

Nome	Características
Rotor-fluid	Malha móvel com velocidade angular de 37.500 rpm na direção-z
Stator-fluid	Fluido - ar como gás ideal
Rotor-blade1	Wall
Rotor-blade2	Wall
Rotor-hub	Wall
Rotor-inlet	Pressure-inlet com pressão total de 1 atm e 288 K
Rotor-interface	Interface
Rotor-per1	Periódica - faz par com 3
Rotor-per2	Periódica - faz par com 4
Rotor-per3	Periódica - faz par com 1
Rotor-per4	Periódica - faz par com 2
Rotor-shroud	Wall
Stator-blade1	Wall
Stator-blade2	Wall
Stator-blade3	Wall
Stator-blade4	Wall
Stator-hub	Wall
Stator-interface	Interface
Stator-outlet	Pressure-outlet com 1.08 atm e 288 K
Stator-per1	Periódica - faz par com 3
Stator-per2	Periódica - faz par com 4
Stator-per3	Periódica - faz par com 1
Stator-per4	Periódica - faz par com 2
Stator-shroud	Wall

Fonte: Autor, 2021.

2.6 Configurações no Fluent

Para a realização da análise fluidodinâmica foi utilizado o Software Ansys Fluent, o qual é um solver CFD baseado no método dos volumes finitos. Nele é possível selecionar os modelos físicos e as equações que serão aplicadas ao domínio fluido que está sendo estudado (ANSYS, 2019).

Dentro do Ansys Fluent, este solver resolverá as equações governantes para conservação de massa, momento e, se for o caso, energia. O campo de velocidades é obtido através das equações de momento, enquanto o campo de pressões é extraído resolvendo uma equação de pressão (ou de correção de pressão), obtida pela manipulação algébrica das equações de continuidade e momento (ANSYS, 2019).

Além disso, o método também utiliza uma técnica baseada em volume de controle para a discretização do domínio fluido através de uma malha computacional. Para cada um dos volumes de controle criados, integram-se as equações governantes para a construção das equações algébricas para as variáveis discretas, como velocidade, temperatura e pressão. Essas equações são linearizadas e resolve-se o sistema de equações lineares gerado no processo (ANSYS, 2019).

Para rodar o solver foi necessário determinar as propriedades do ar e condições de interação entre as palhetas rotoras e estatoras na configuração inicial, para isto utilizou-se a solução em 3d e Double Precision conforme define a Figura 23.

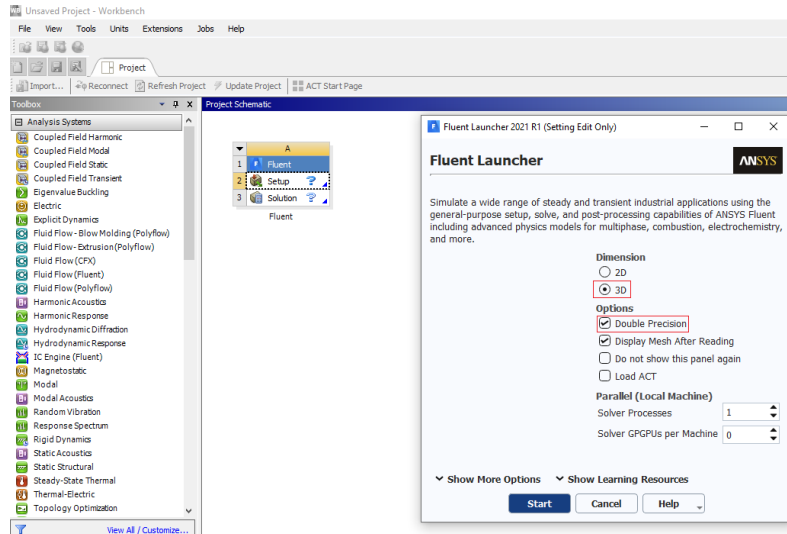


Figura 23: Configuração 3D e Double Precision

Fonte: Autor, 2021.

Desta forma após inicialização da ferramenta, importou-se o arquivo final (geometria + malha) e a primeira alteração feita é a Density-Based e transient Solutions na opção general conforme mostra a Figura 24. A configuração Density-Based, foi desenvolvida para ser utilizada inicialmente em estudos de escoamentos transônicos e supersônicos, mas com o passar do tempo novas abordagens e pesquisas mostraram que esse solver também poderia ser aplicado a velocidades baixas, como mostrado no trabalho de HEINRICH E SCHWARZE (2016). Já a propriedade transient retrata a existência da variação das propriedades do fluido com o tempo.

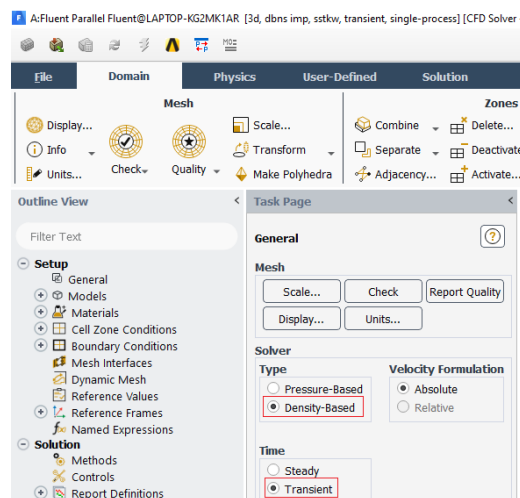


Figura 24: Propriedades Iniciais do fluido

Fonte: Autor, 2021.

A Figura 25 mostra o processo de definição da condição de contorno Wall, estabelecendo que durante o processo de escoamento do fluido pelo compressor a viscosidade do ar será tratada como zero, permitindo assim a resolução das Equações de Euler.

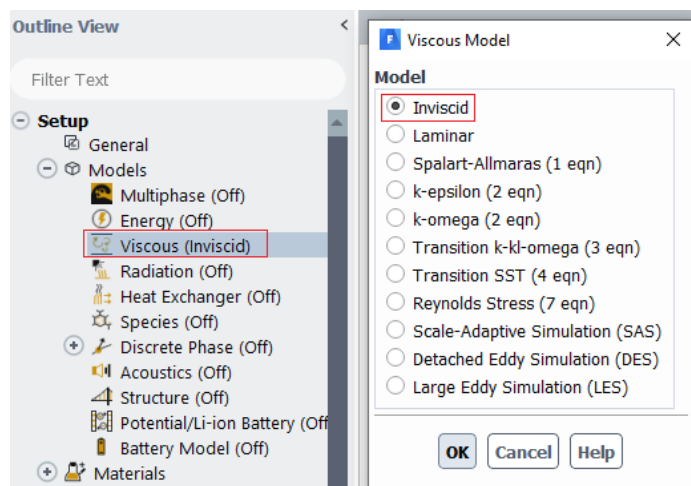


Figura 25: Definição de Fluxo invíscido

Fonte: Autor, 2021.

O ar foi definido como gás ideal ou perfeito, que é um modelo onde se obtém equações em termos das grandezas físicas que definem o estado termodinâmico que o gás apresenta, este modelo é comumente adotado pois estes se relacionam de maneira bem simples comparado com gases reais (HALLIDAY, 2013). O processo de configuração dessa propriedade é mostrado na Figura 26.

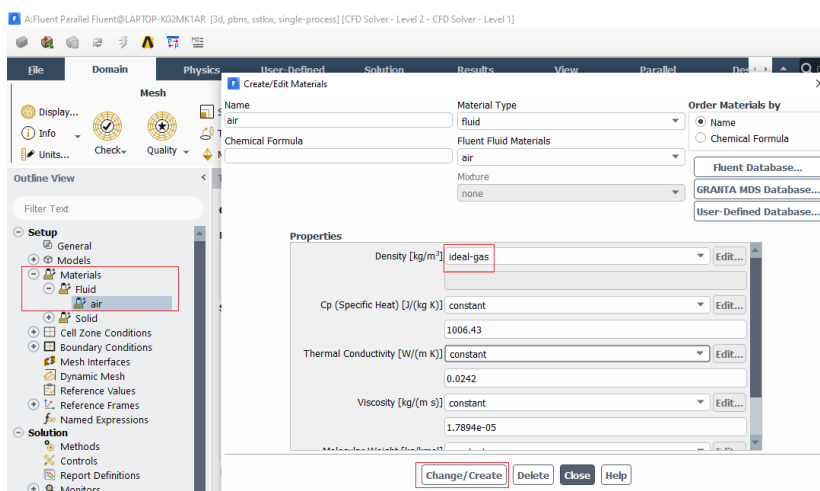


Figura 26: Processo de Configuração de Gás ideal

Fonte: Autor, 2021.

Adotou-se como zero a pressão de operação, seleccionando a opção Physics e Operating Conditions e alterando o valor da janela para 0, conforme mostra a Figura 27.

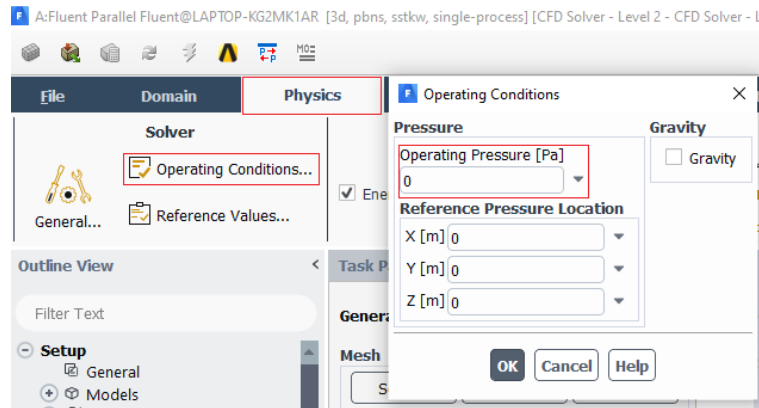


Figura 27: Definição de Pressão de Operação como zero

Fonte: Autor, 2021.

A Figura 28 mostra que na janela User-Defined, foram ajustadas as unidades de trabalho das propriedades do ar. Para o estudo proposto determinou-se a pressão como Atm e a velocidade angular como Rpm.

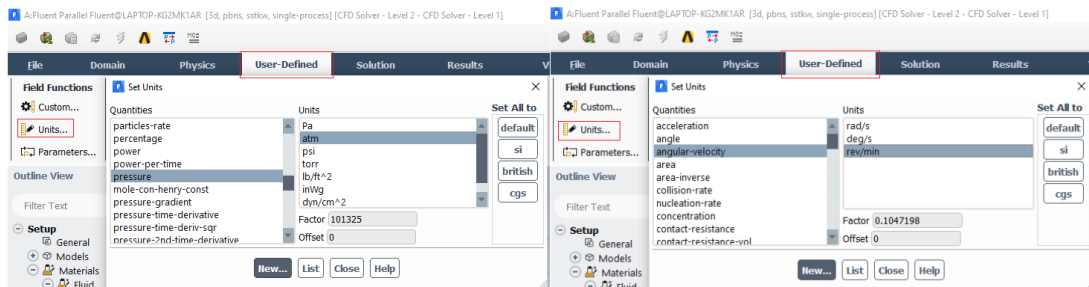


Figura 28: Configuração das unidades das propriedades do fluido

Fonte: Autor, 2021.

Para definição do movimento da zona como uma malha móvel (deslizante), foi seleccionada a opção Mesh Motion. E assim então, definiu-se a velocidade de rotação como 37.500 rpm, conforme ilustra a Figura 29 (ANSYS, 2019).

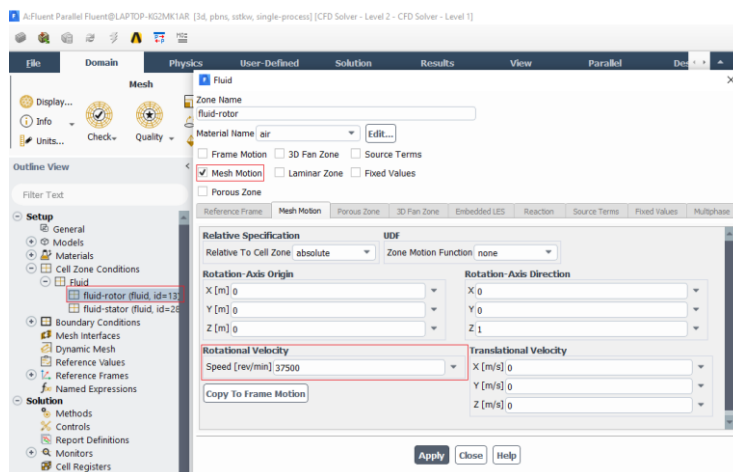


Figura 29: Determinando estudo como malha móvel e inserindo rpm

Fonte: Autor, 2021.

As condições de limite de entrada de pressão são usadas para definir a pressão do fluido nas entradas de fluxo, junto com todas as outras propriedades escalares do fluxo. Elas são adequadas para cálculos de fluxo incompressível e compressível. As condições de limite de entrada de pressão podem ser usadas quando a pressão de entrada é conhecida, mas a taxa de fluxo e / ou velocidade não é conhecida. Esta situação pode surgir em muitas situações práticas, incluindo fluxos impulsionados por flutuabilidade. As condições de limite de entrada de pressão também podem ser usadas para definir um limite "livre" em um fluxo externo ou não confinado (ANSYS, 2019).

Desta forma a Figura 30, determina a pressão total de entrada como 1 atm, a pressão estática de entrada como 0.9 atm e também a temperatura de entrada em 288 K, obedecendo a condições de contorno para entrada.

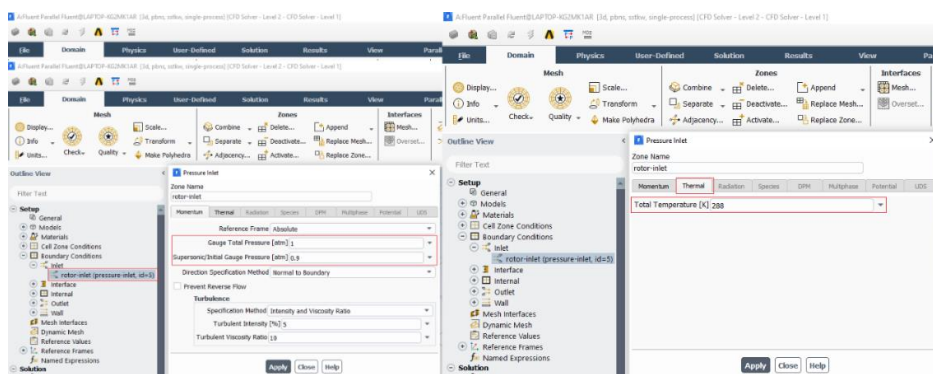


Figura 30: Configuração de condição de contorno Pressure-Inlet

Fonte: Autor, 2021.

O mesmo processo de configuração foi repetido para saída (outlet) do compressor, porém foi selecionado a opção Radial Equilibrium Pressure Distribution, definiu-se a pressão total de saída como 1.08, e a temperatura total igual a entrada de 288 K. Para realização do processo foi selecionado Stator-Outlet na opção Boundary Conditions, conforme define a Figura 31.

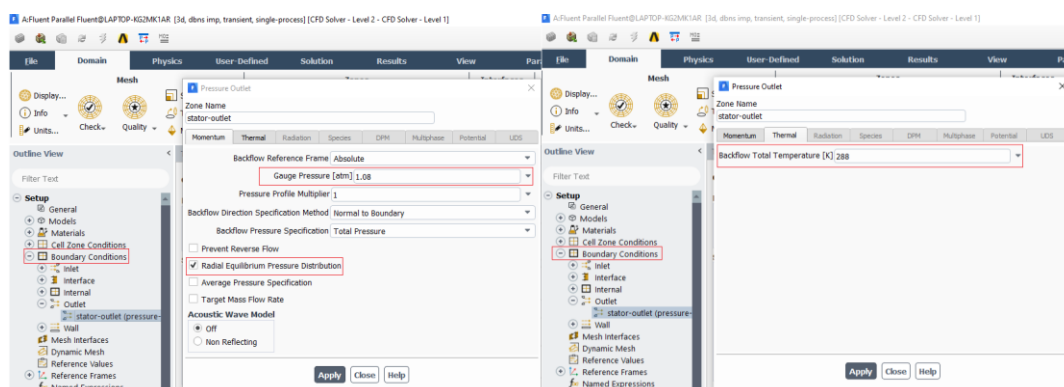


Figura 31: Configuração da condição de contorno Pressure-Outlet

Fonte: Autor, 2021.

Posteriormente determinou-se as configurações de interface de malha. Selecionando no menu principal Mesh Interfaces, abrindo a opção manual create, denominando como int1 (interface 1), definindo os pares rotor e estator, ativando a opção periodic repeats e finalizando com Create/Edit (ANSYS, 2019). A Figura 32 ilustra como foi realizado o processo.

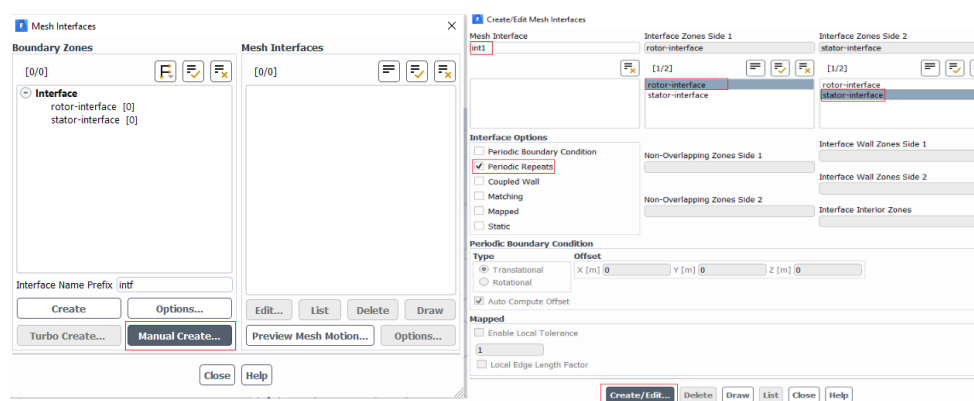


Figura 32: Configuração de Interface de Malha

Fonte: Autor, 2021.

Na Figura 33 é mostrado como ficam definidos os limites para os erros residuais acumulados de cada iteração. Foi decidido que o valor de 0.01 seria mais

que o suficiente para poder fazer a análise, como também a alteração do critério de convergência de absoluto para relativo (ANSYS, 2019).

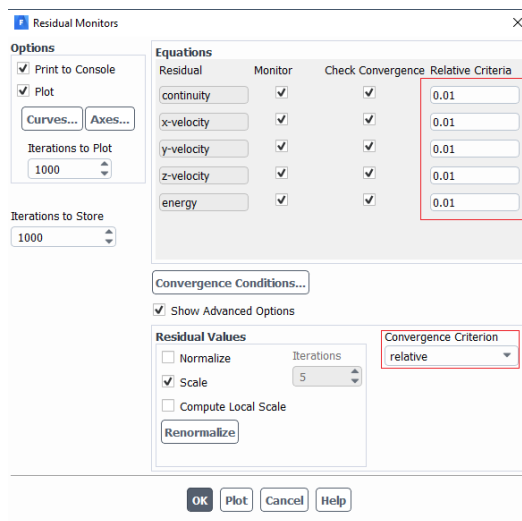


Figura 33: Configuração dos resíduos

Fonte: Autor, 2021.

Em seguida, foi selecionado em Definições, quais seriam as grandezas que seriam analisadas. Para esse estudo, os valores de interesse foram a vazão mássica, pressão na saída e número de Mach (ANSYS, 2019). O processo ilustrado na Figura 34 foi repetido para cada um desses valores.

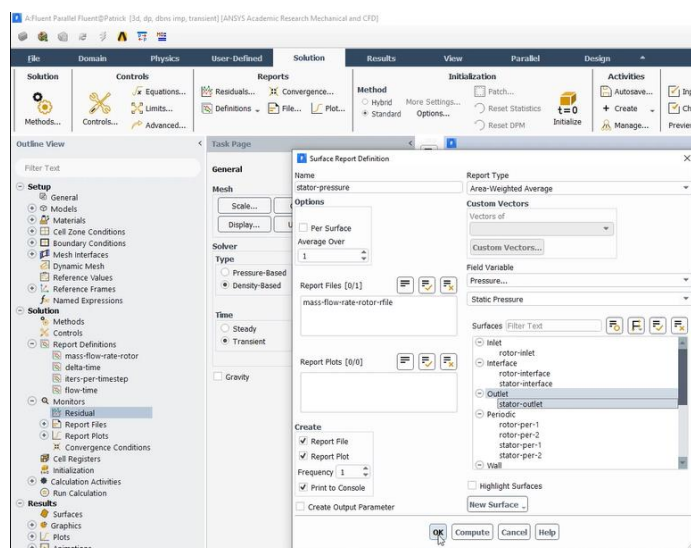


Figura 34: Definição das propriedades do ar para análise final.

Fonte: Autor, 2021.

Por fim, definiu-se na aba Initialization que os cálculos seriam computados a partir da região Inlet. E em Run Calculation, o número máximo de iterações para

análise foi limitado em 20, conforme é destacado na Figura 35. Após pressionado o botão calculate, o Fluent começa a realizar a análise CFD e após finalizar todas as iterações o resultado final para cada uma das grandezas de interesse é mostrado na tela.

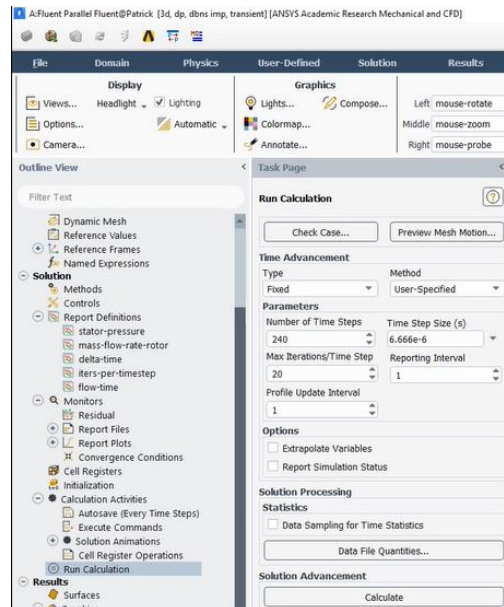


Figura 35: Definição do número de iterações

Fonte: Autor, 2021.

2.7 Estratégia de Simulação

O processo de simulação foi executado em três passos, no primeiro, a simulação foi executada utilizando um total de 240 time steps (0,0016 segundos). Esta condição permite avaliar a quantidade de tempo em que o rotor deverá girar 1.5 graus, conforme determina a Figura 36. Uma vez que o ângulo periódico da lâmina do rotor é de 22.5 graus, o período de passagem da lâmina será de 15 time steps, assim, levando em conta as considerações descritas, o rotor levará um total de 240 time steps para concretizar sua revolução.

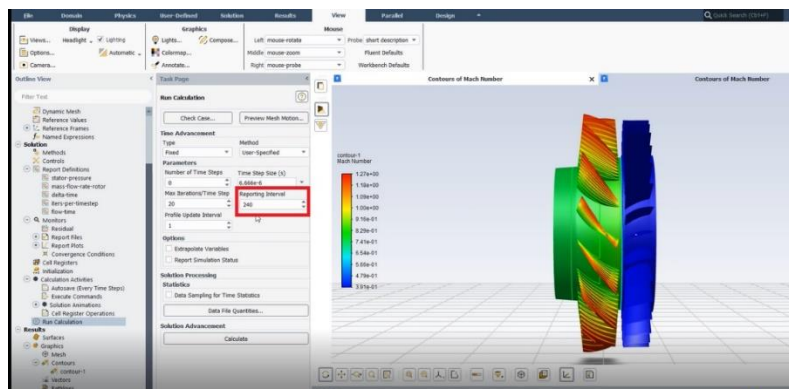


Figura 36: Configuração Temporal

Fonte: Autor, 2021.

Para o segundo passo, utilizou-se mais 720 times steps (0,0064 segundos) para a solução. Essa condição segue a mesma ideologia de configuração da Figura 36 e representa mais três revoluções do rotor gerando um total de 960 time steps. Essa solução deve verificar que a solução é de fato time-periódica (ANSYS, 2019).

Após finalizar o segundo passo, para terceira e última solução, adotou-se por mais uma revolução do rotor, ou seja, 240 times steps. Assim, a análise das médias de tempo para a taxa do fluxo de massa nas entradas e saídas durante a revolução final do rotor pode ser verificada. Para isso, utilizou-se da solução Fast Fourier Transform (FFT) para análise da dependência do tempo (ANSYS, 2019).

Segundo o manual do solver Fluent R2 (2019), a transformada de Fourier lhe permite utilizar qualquer dado dependente de tempo e resolvê-lo em uma soma equivalente de ondas seno e cosseno. Sendo assim, a interpretação dos dados de sequência de tempo utilizando FFT pode ser melhor avaliada através dos atributos espectrais (frequências) dos dados e para tal, avaliou-se a condição de vazão mássica para entrada e saída, bem como a pressão estática de saída em função da frequência.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Pela física do problema estudado, as variáveis referentes ao estágio do compressor analisado devem apresentar um aumento na pressão estática do rotor estator, acréscimo na pressão total do rotor e pequena diminuição no estator. Espera-se também aumento da velocidade absoluta no rotor e redução no estator,

decréscimo da velocidade relativa no rotor, ao mesmo tempo em que ocorre aumento de densidade do ar em ambos os estágios. Consequentemente um aumento da entalpia no rotor, enquanto a entalpia no estator permanece constante.

Através dos gráficos apresentados na Figura 37 é possível verificar que no início da simulação a vazão mássica e pressão estática na entrada e na saída, possuem instabilidades, ou seja, a solução é transiente no intervalo de 0 a 0,0005 segundos. Observou-se grandes variações para vazão e pressão em ambas as condições de contorno, entrada e saída, até o tempo de 0,0005 segundos, porém, a partir de 0,0005 segundos, a solução apresenta convergência e pode ser melhor analisada utilizando-se de mais time steps.

A fim de verificar a correta solução do problema, verificou-se o comportamento da vazão mássica na entrada e na saída, bem como a pressão estática na saída e uma escala mais refinada. Através dos gráficos da Figura 38 verifica-se que a solução é de fato time-periódica após o instante de 0,001599 segundos. A periodicidade é observada pelo padrão de repetibilidade das curvas apresentadas. O intervalo de tempo analisado é de 0,0016066 até 0,0064 segundos.

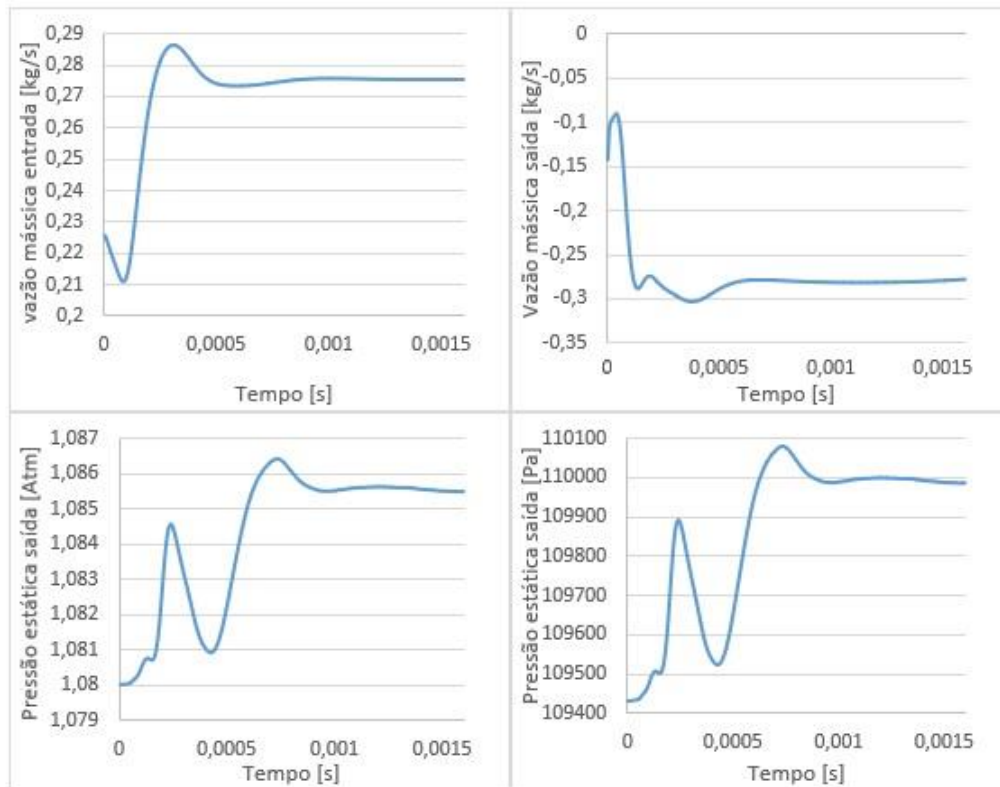


Figura 37: Resultados para vazão mássica e pressão estática utilizando 240 times steps.

Fonte: Autor, 2021.

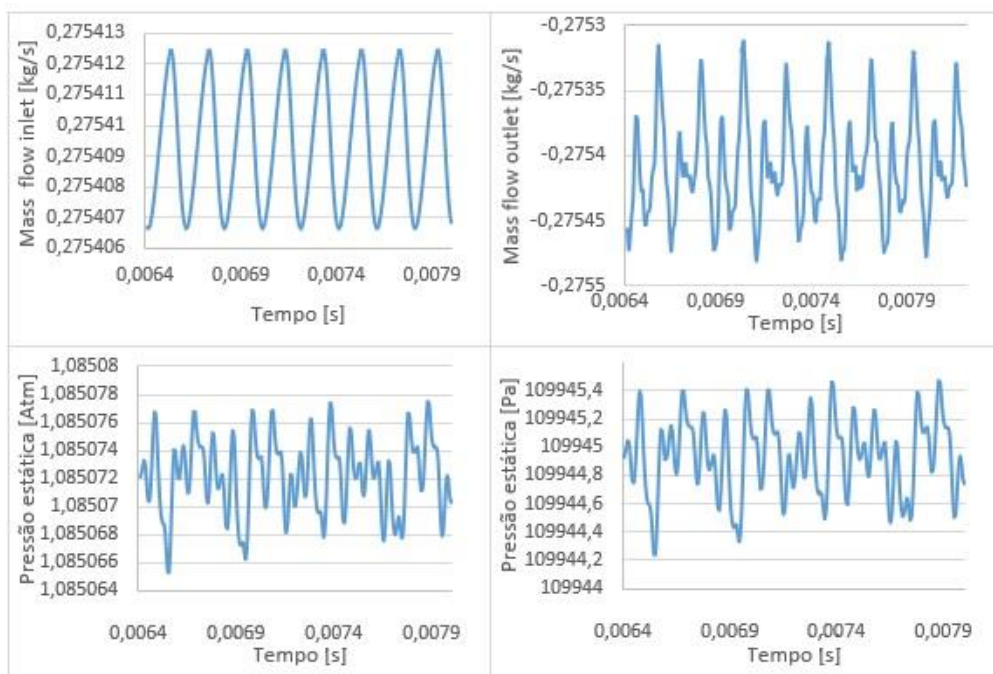


Figura 38: Gráficos obtidos através da solução time-periódica de 241 a 960 time steps.

Fonte: Autor, 2021.

Para comparação dos resultados analíticos e dos resultados obtidos após simulação, utilizou-se da equação $\dot{m} = \int_A (\rho \vec{v} \cdot \hat{n}) dA$. Para uma área de entrada equivalente a 0,001515947 m², velocidade igual 168,8468 m/s e densidade igual 1,081932 kg/m³ obtém-se o resultado calculado para vazão mássica na entrada que resulta em 0,2769 kg/s. Utilizando-se da mesma metodologia para saída tem-se, uma área do anular de 0,0009529 m², velocidade de 229,29 m/s e densidade de 1,2568 kg/m³ obtendo-se 0,2745 kg/s para vazão mássica de saída. Todos os resultados quando comparados com a solução computacional apresentam erro de aproximadamente 0,32% entre as soluções computacional e analítica.

Para verificação da razão de pressão utilizou-se a relação de pressão em função da eficiência isentrópica. A eficiência isentrópica foi verificada através do próprio Fluent resultando em 77,5%. A temperatura de entrada e saída é respectivamente de 288K e 332,61K. Resolvendo a Equação 18, tem-se uma razão de 1,48.

$$\frac{P_t}{P} = \left[1 + \frac{0,775 * (332,61 - 288)}{288} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,48$$

Vale ressaltar que a eficiência isentrópica está relacionada ao processo de compressão adiabático e reversível e que a eficiência real do estágio é menor que a eficiência isentrópica. Conforme demonstrado em pesquisa realizada no manual do usuário do ANSYS (2019), o resultado da eficiência isentrópica, apresenta-se dentro da faixa de valores obtidos para a pesquisa utilizando fluxo supersônico, que considera a faixa de eficiência isentrópica ideal entre 75 - 85%.

Para uma melhor análise do comportamento da vazão e pressão, os resultados obtidos na terceira etapa da simulação foram separados e apresentados nos gráficos conforme mostra a Figura 39. Esta solução apresenta uma configuração diferente das etapas anteriores com a opção de amostras estatísticas para time steps (Fast Fourier Transform, FFT). Este conceito de amostras estatísticas pode ser utilizado para fluxos não estáveis, ou seja, regimes transientes. Com isso, ao habilitar esta opção o Fluent calcula a média de tempo,

média dos valores instantâneos, a raiz quadrada média e os erros da raiz quadrada média das quantidades.

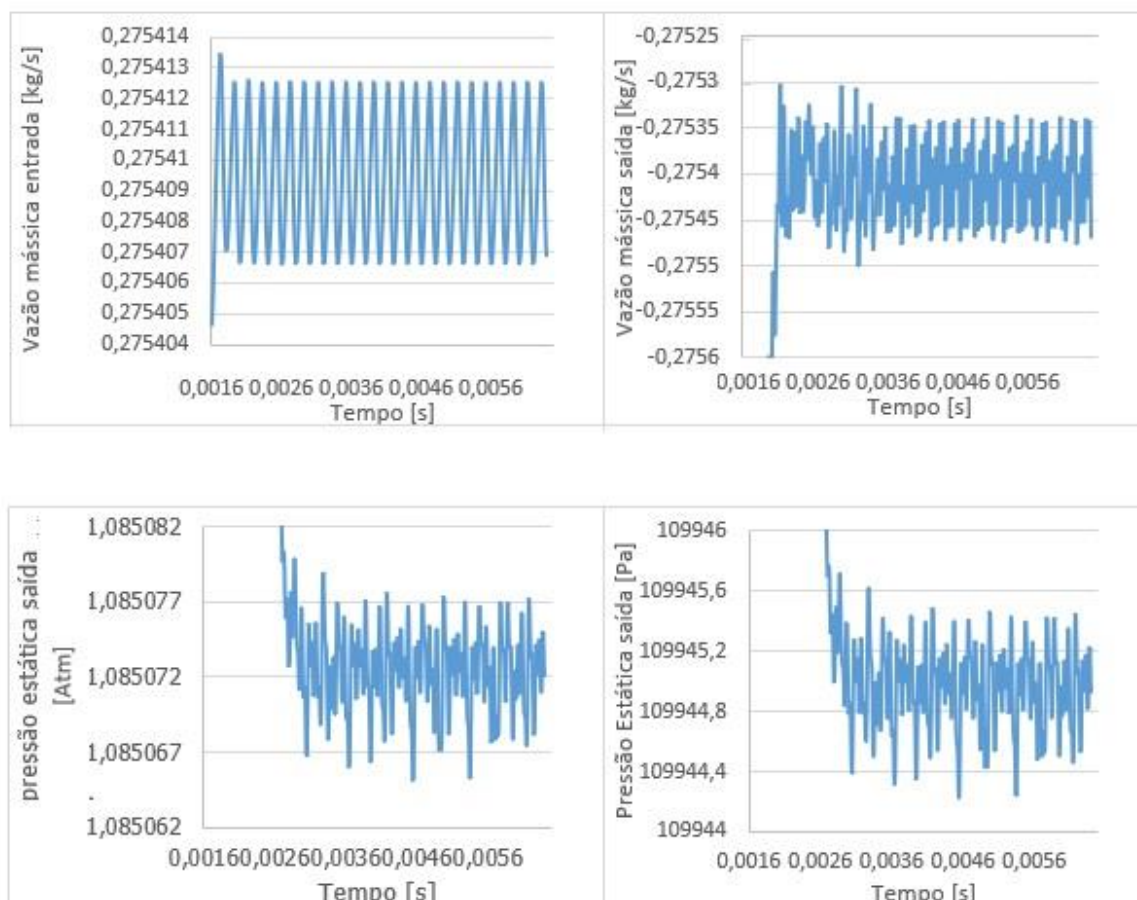


Figura 39: Solução final com 240 time steps

Fonte: Autor, 2021.

Comparando os resultados entre os gráficos de entrada e saída para vazão é possível visualizar a conservação de massa através de uma base média de tempo para o sistema ao longo de mais uma revolução. Nota-se que o comportamento das curvas é diferente, a curva para o rotor na entrada não apresenta o efeito da interação rotor versus estator, enquanto a curva de vazão para saída apresenta o efeito da presença do estator. Os gráficos de pressão também apresentam o efeito da presença do estator (ANSYS, 2019).

O resultado de pressão estática é apresentado através da Figura 40. Observa-se que as maiores intensidades de pressão estão localizadas próximos ao bordo de fuga, lado de pressão da lâmina do rotor e no bordo de ataque do estator resultando assim na relação de pressão de 1,086, além disso, ondas de choque

são observadas no fluxo próximos a saída do rotor e estator. Estas ondas podem ser verificadas através das alterações de pressão na saída do shroud.

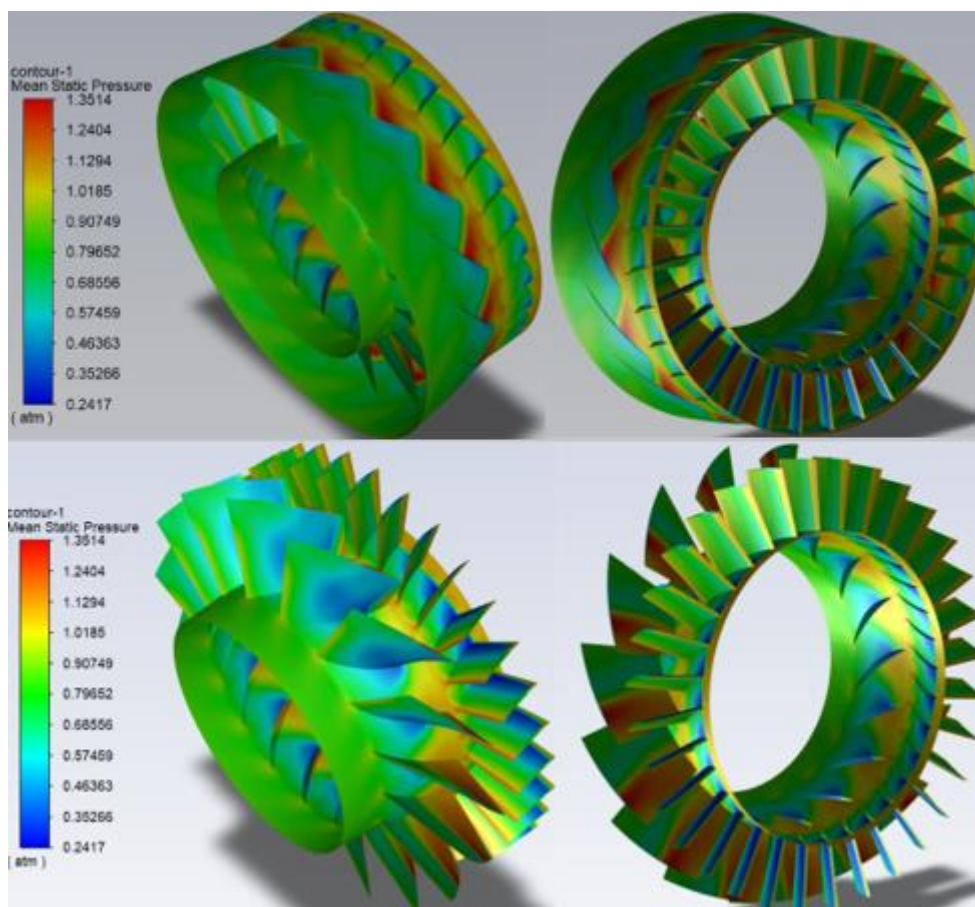


Figura 40: Contorno de pressão estática

Fonte: Autor, 2021.

O presente estudo também avaliou o comportamento das principais variáveis envolvidas no estudo do compressor, sendo elas, entalpia, pressão, temperatura, velocidade e densidade do fluido (ANSYS,2019). Os gráficos são valores médios extraídos em regiões específicas e podem ser verificados de acordo com os gráficos referente as Figuras 41 e 42.

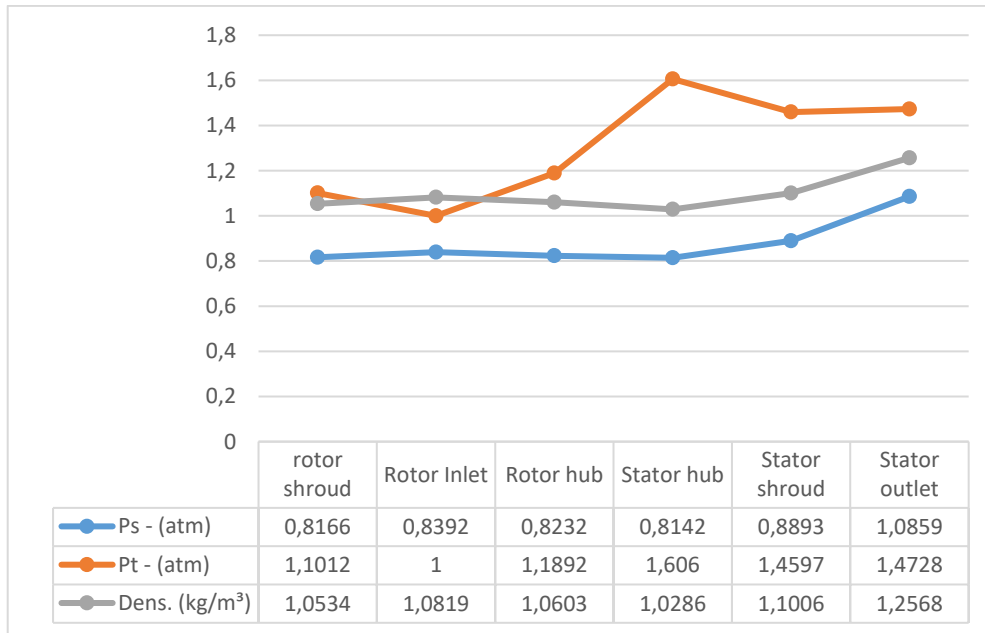


Figura 41: Resultados para pressão estática, pressão total e densidade.

Fonte: Autor, 2021.

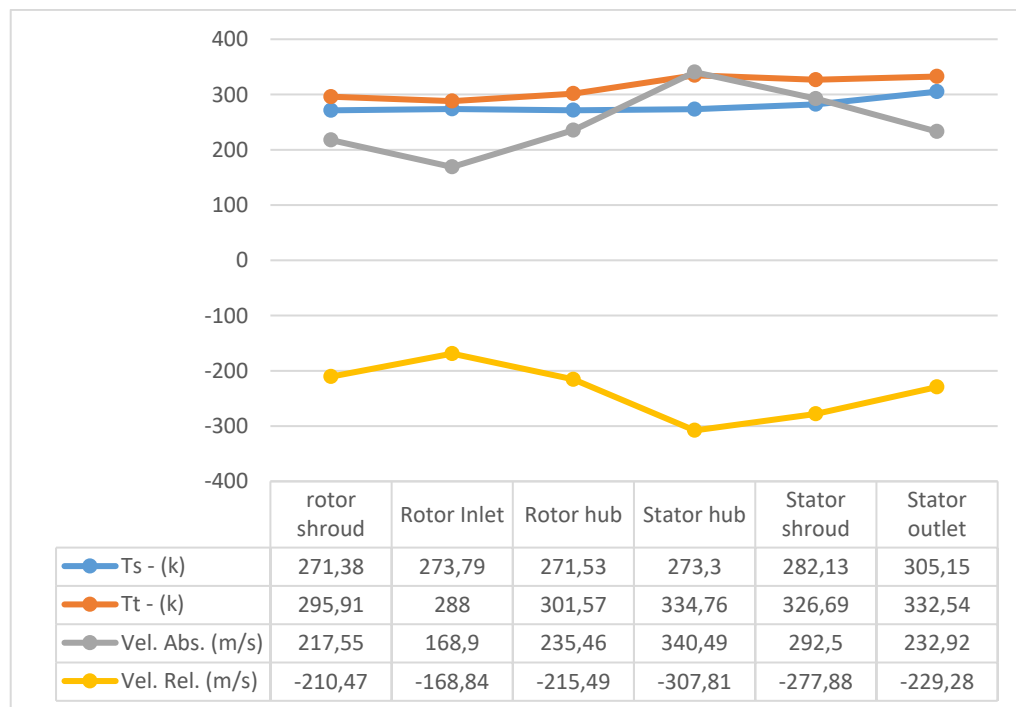


Figura 42: Resultados para temperatura estática, temperatura total, velocidade absoluta e velocidade relativa.

Fonte: Autor, 2021.

4 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo estudar o comportamento do fluido no primeiro estágio de um compressor axial, assim como estimar a elevação de pressão deste equipamento (máquina), utilizando de ferramentas da dinâmica dos fluidos computacional. Desta forma obteve-se as seguintes conclusões:

- As palhetas rotoras são compostas por um total de 16 lâminas que operam em velocidade de rotação de 37.500 rpm, enquanto as pás do estator somam um total de 32 lâminas.
- O fluido foi tratado como gás ideal, invíscido e com o fluxo periódico, onde o movimento do fluido é direcionado a interagir com todo perfil da pá, resultando em valores mais próximos da realidade.
- A convergência dos resultados foi obtida a partir dos gráficos de resíduos, onde constatou-se que a curva apresentou um perfil serrilhado com valores variando de 10^{-1} a 10^{-5} , indicando que o fluxo não é estável, ou seja, o fluido está situado em regime transiente.
- Uma vez que a vazão mássica varia em função das variáveis de operação, constatou-se novamente que a operação se encontra em regime transiente com periodicidade. Corroborado pelo formato com perfil serrilhado.
- Ocorreu um aumento de pressão no primeiro estágio de 1,086 atm, indicando que o perfil das palhetas propostas na simulação não promoveu pressões adversas que possam comprometer a operabilidade do equipamento, porém, foi observado no rotor e na saída do estator descontinuidade de pressão gerando onda de choque. Estas ondas de choque devem ser avaliadas em estudos específicos.
- O processo de aplicação do CFD para o tema proposto, obedece à lei da conservação de massa, onde os valores de entrada e saída devem ser iguais. Isto foi comprovado através dos gráficos de variação da vazão mássica para entrada e saída.

5 REFERÊNCIAS

FERZIGER, Joel H.; PERIĆ, Milovan; STREET, Robert L. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 4. ed. Berlin: Springer, 2002. 423 p.

HALLIDAY, d.; RESNICK, J. W. **Fundamentos da Física, volume 2:Gravitação, ondas e termodinâmica**. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

HEINRICH, M. and Schwarze, R. Density- **Based solver for all Mach number flows**. **Progress in Computational Fluid Dynamics**. v. 16, n. 5, p. 271–280, 2016.

SIMÕES, M. R. **Simulação Computacional de Escoamento Turbulento em Compressor Axial utilizando ferramenta de CFD**. (Dissertação) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

VERSTEEG, Henk Kaarle; MALALASEKERA, Weeratunge. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2 ed. Pearson education: London, 2007. 503p.

CAPÍTULO III: REFERÊNCIAS

BARJA, G. A **Cogeração e Sua Inserção ao Sistema Elétrico**. Universidade de Brasília, Brasília, 2006, 171 pp. BRASIL, N., 2005. Notas de Aula de Co-geração do Curso de Engenharia de Equipamentos. Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro.

ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed., McGraw Hill, 2013.
FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3.ed. Springer, 2002. 423p.

FORTUNA, A. de O. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos**, Editora da Universidade de São Paulo, 2000.

MARTINELLI, J.L.C. **Máquinas Térmicas I: Motores de Combustão Interna**. Apostila da UNIJUÍ–Campus Panambi, 2002.

MASCHIETTO, V. C. L. **Modelagem das curvas de rendimento de turbinas aeronáuticas turbofan e turbojato**. (Monografia) Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014.

SARAVANAMUTTO, et al. **Gas Turbine Theory 6th Edition**. Padston, England: Prentice Hall, 2001.

SIMÕES, M. R. **SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE ESCOAMENTO TURBULENTO EM COMPRESSOR AXIAL UTILIZANDO FERRAMENTA DE CFD**. (Dissertação) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.
VALADÃO, Cleuber Pozes. **Noções de turbinas a gás**. Petrobrás: 2009.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computation Fluid Dynamics**. 2.ed. Pearson Education, 2007. 503p.

WHITE, F M. **Mecânica dos Fluidos** 6ª ed, McGraw Hill, 2011.