



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUÍS CARLOS DA HORA

Análise dos efeitos da temperatura do ar ambiente no desempenho de uma turbina a gás

Cabo de Santo Agostinho – PE

2023

LUÍS CARLOS DA HORA

Análise dos efeitos da temperatura do ar ambiente no desempenho de uma turbina a gás

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Rural de Pernambuco para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Termodinâmica
Orientador: Prof. Dr. Rogério Soares da Silva

Cabo de Santo Agostinho - PE

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal Rural de Pernambuco
Sistema Integrado de Bibliotecas
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- H811a Hora, Luís Carlos da
Análise dos efeitos da temperatura do ar ambiente no desempenho de uma turbina a gás / Luís Carlos da Hora. -
2023.
57 f. : il.
- Orientador: Rogerio Soares da Silva.
Inclui referências e anexo(s).
- Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal Rural de Pernambuco, Bacharelado em
Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, 2023.
1. Temperatura. 2. Termelétrica. 3. Turbina. 4. Eficiência. I. Silva, Rogerio Soares da, orient. II. Título

CDD 620.1

LUÍS CARLOS DA HORA

Análise dos efeitos da temperatura do ar ambiente no desempenho de uma turbina a gás

Apresentação para o Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Rural de Pernambuco para a obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica,

Aprovada em: _____ / _____ / _____

Banca Examinadora

Prof. Dr. Rogério Soares da Silva (Orientador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. Felipe Orlando Centeno Gonzales (Examinador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Msc. Alexandre Douglas Araújo de Moura (Examinador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

AGRADECIMENTO

Em primeiro lugar, a Deus, por ter permitido que eu tivesse saúde e determinação para não desanimar durante a realização deste trabalho; além de permitir que meus objetivos fossem alcançados durante todos os meus anos de estudos.

Agradeço aos meus pais, pelo amor e dedicação, pela educação a mim ofertada, por todo o esforço e compromisso deles para que eu chegasse a esse momento.

A minha esposa Simone e a minha filha Maria Luísa pelo amor, compreensão e paciência diária por todos esses anos para que este momento pudesse ser realidade.

A todos os amigos que fiz durante essa dura jornada, aos que se fazem sempre presente, e aos que por qualquer motivo estão distantes. Ao Mateus França, Luca Lima, Willamys, Emanuel Beril e todos que fizeram parte da minha vida acadêmica pelo apoio constante e tenho certeza de que sem eles não teria chegado aonde cheguei, enfrentando os desafios diários. Pessoas essas que considero irmãos.

A equipe de Operação da Usina Termelétrica Vale do Açu, que vejo como uma grande família onde todos se tratam como irmãos. Por todo apoio e permutas realizadas para que eu não pudesse faltar as aulas e provas na universidade. Nunca serão esquecidos.

A todos os professores que me acompanharam durante a graduação, me direcionando nos exercícios e pesquisas, me fazendo buscar o conhecimento para assim adquirir o aprendizado necessário para conquista dessa tão sonhada graduação.

Ao meu orientador Rogério Soares da Silva, a quem possuo uma grande admiração e respeito, que mesmo a distância, esteve sempre disponível e empenhado em colaborar com o meu Trabalho de conclusão de curso (TCC).

A todos o meu muito obrigado!

RESUMO

Este trabalho demonstra uma pesquisa descritiva sobre como o a performance de uma turbina a gás é influenciada pela temperatura do ar de entrada. Para isso, será analisado o funcionamento de uma turbina a gás e identificada a atuação dos parâmetros do ar de entrada no desempenho dessa máquina. O modelo escolhido para ser verificado foi a turbina a gás industrial GE 7FA, localizada em uma usina termelétrica na região semiárida do Estado do Rio Grande do Norte. Por meio de pesquisas bibliográficas, manuais técnicos e informações relacionadas à usina termelétrica, o trabalho se desenvolveu como uma pesquisa descritiva, e, em seguida, foram realizadas simulações utilizando o programa de cálculos de funções termodinâmicas *Engineering Equation Solver* (EES). Os dados coletados do EES foram armazenados em uma planilha e foram gerados gráficos relacionados com temperatura, umidade relativa e rendimento no MS Excel.

Palavras-chave: temperatura; termelétrica; turbina; eficiência.

ABSTRACT

This work demonstrates a descriptive research on how the performance of a gas turbine is influenced by the inlet air temperature. For this, the operation of a gas turbine will be analyzed and the performance of the inlet air parameters on the performance of this machine will be identified. The model chosen to be verified was the industrial gas turbine GE 7FA, located in a thermoelectric plant in the semi-arid region of the State of Rio Grande do Norte. Through bibliographic research, technical manuals and information related to the thermoelectric plant, the work was developed as a descriptive research, and then simulations were performed using the program for calculating thermodynamic functions Engineering Equation Solver (EES). Data collected from the EES were stored in a spreadsheet and graphs related to temperature, relative humidity and yield were generated in MS Excel.

Keywords: thermoelectric; turbine; performance; temperature.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Efeito da Temperatura Ambiente na Turbina a Gás.....	12
Figura 2 - Turbina a Gás Modelo 7FA da GE.....	14
Figura 3 - Fluxo de ar Através de Um Compressor Axial	16
Figura 4 - Detalhes da Montagem do Rotor do Compressor Axial.....	16
Figura 5 - Ganho de Pressão e Variação de Velocidade a cada Estágio de Compressão.....	17
Figura 6 - Câmara de Combustão.....	18
Figura 7 - Seção de uma Turbina a Gás	19
Figura 8 - Ciclo Bayton Turbina a Gás	21
Figura 9 - Diagrama T x S do Ciclo Brayton Ideal	21
Figura 10 - A diferença de um Ciclo Turbina a Gás Ideal (1, 2s, 3 e 4s) e Real (1, 2, 3 e 4)	23
Figura 11 - Variação da Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão Para Diferentes TETs.....	26
Figura 12 - Variação do Trabalho Específico em Função da Razão de Compressão Para Diferentes TETs.....	27
Figura 13 - Comportamento do Trabalho Específico Útil em Função da Razão de Pressão Para os Combustíveis.....	27
Figura 14 - Variação da Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão Para Diferentes Temperaturas do Ar Ambiente.....	28
Figura 15 - Variação do Trabalho Específico em Função da Razão de Compressão Para Diferentes Temperaturas do Ar Ambiente.....	29
Figura 16 - Efeito da Umidade Sobre a Potência de Saída e a Taxa de Aquecimento.....	30
Figura 17 - Efeito da Altitude Sobre a Potência de Saída e a Taxa de Aquecimento	30
Figura 18 - Resfriador no Duto de Entrada do Compressor da Turbina	31
Figura 19 - Troca de Calor da superfície Úmida em Corrente Cruzada com o Ar.....	32
Figura 20 - Gráfico Gerado no PI ProcessBook.....	34
Figura 21 - Animação no PI ProcessBook	34
Figura 22 - Turbina GE 7FA.....	36
Figura 23 - Ciclo Brayton Simples com Cogeração.....	37
Figura 24 - Sistema de Entrada de Ar da TG	38
Figura 25 - Blocos ou Placas Evaporativas de Celulose	39
Figura 26 - Diagrama de Operação do Evaporativo.....	40
Figura 27 - Fluxograma da Estrutura e Equações Utilizadas no EES	42
Figura 28 - Variação Entre as Temperaturas de Entrada no Compressor Com e Sem Evaporativo	44

Figura 29 - Comparativo Entre os Heat Rates em Relação a Temperatura Ambiente	45
Figura 30 - Comparativo da Umidade do Ar em Relação a Temperatura Ambiente	46
Figura 31 - Variação da Potência em Relação a Temperatura Ambiente e Umidade Relativa.....	46
Figura 32 - Potência de Saída da Turbina em Relação a Temperatura Ambiente.....	47
Figura 33 - Vazão de Vapor x Temperatura Ambiente	49
Figura 34 - Eficiência Térmica x Temperatura Ambiente	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes Para o Cálculo do Calor Específico.....	24
Tabela 2 - Especificações da GE 7FA Condição ISO	37
Tabela 3 - Dados Coletados da UTE-VLA.....	41
Tabela 4 - Resultados Coletados EES	43
Tabela 5 - Heat Rate da Unidade.....	45
Tabela 6 - Geração de Energia e Vapor	48

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1	TURBINA A GÁS	14
2.1.1	Componentes da Turbina a Gás	15
2.1.2	Tipos de Turbinas Industriais.....	19
2.2	CICLO BRAYTON.....	20
2.2.1	Turbina de Combustão Ideal Simples	22
2.3	PARÂMETROS DE DESEMPENHO	26
2.3.1	Operação no Ponto do Projeto	26
2.3.2	Fatores Que Afetam o Desempenho de Uma Turbina a Gás	28
2.4	MEDIDAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO DE UMA TURBINA A GÁS	31
2.4.1	Resfriamento do Ar na Entrada do Compressor	31
2.5	ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES).....	33
2.6	PI PROCESSBOOK.....	33
3	METODOLOGIA	35
3.1	TURBINA GE 7FA.....	36
3.2	MÉTODO DE RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA DA TURBINA 7FA.....	38
3.3	PROCEDIMENTO METODOLÓGICO	40
4	RESULTADOS	44
5	CONCLUSÃO	50
6	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	51
	REFERÊNCIAS	52
	ANEXO A - CÓDIGO EES	55

1 INTRODUÇÃO

Hoje em dia, grande parte da energia elétrica produzida no mundo é através de fontes de energia não-renováveis, como o carvão mineral e os derivados do petróleo. De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (2022), o percentual da utilização de fontes de energia não-renováveis no mundo chega a 81,1%. As unidades geradoras de energia responsáveis por tal produção são as usinas termelétricas.

A geração termelétrica é baseada na conversão de energia térmica em energia mecânica, e da conversão desta em energia elétrica. A energia térmica é obtida pela queima de combustíveis fósseis ou renováveis (bagaço da cana-de-açúcar e álcool), ou pela fissão nuclear de combustíveis radioativos. Numa central termelétrica não nuclear, a combustão (externa ou interna) é o primeiro estágio na transformação da energia química do combustível em energia elétrica. Em seguida têm-se os ciclos típicos de sistemas de geração de potência, sejam centrais com turbinas a vapor, motores de combustão interna alternativos e turbinas a gás (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Segundo o Operador Nacional do Sistema (2022), o Brasil possui 63,9% de sua capacidade energética instalada composta por usinas hidrelétricas. Embora a produção de energia elétrica no país ser em sua maioria composta por usinas hidrelétricas, ainda existem bastantes unidades termelétricas de pequeno, médio e grande porte em seu território. Com a crise hídrica que atinge o país com frequência, essas unidades termelétricas são acionadas em período de seca para suprir a demanda energética que não é produzida pelas hidrelétricas, sendo de grande importância para o desenvolvimento do país.

Com a projeção elevada do consumo de energia elétrica no Brasil para os próximos anos, as usinas termelétricas necessitam-se cada vez mais de equipamentos que operem com a máxima eficiência e redução do custo de operação. Para isso é preciso identificar e controlar a interferência dos agentes que afetam essa performance através de instrumentos ou dispositivos que monitorem esses efeitos. Nas unidades termelétricas, as turbinas a gás são as máquinas térmicas que mais sofrem a influência desses agentes.

Turbinas a gás são máquinas frequentemente usadas para produzir eletricidade. Sua capacidade e eficiência são reduzidas à medida que a temperatura ambiente aumenta. A uma determinada velocidade do eixo, é movido o mesmo volume de ar, mas a potência dessas máquinas depende do fluxo de massa que passa por elas. Esta é precisamente a razão pela qual em dias quentes, quando o ar é menos denso, a potência cai (NAJJAR; ABUBAKER, 2015).

Dos fatores que afetam a produção de uma turbina a gás, podemos citar: a perda de carga na sucção e exaustão, variação da temperatura ambiente, variação da umidade relativa do ar,

altitude, variação da vazão mássica de ar admitida pelo compressor e sua relação de compressão, temperatura máxima atingida pelos gases quentes antes da expansão na turbina e o tipo de combustível utilizado.

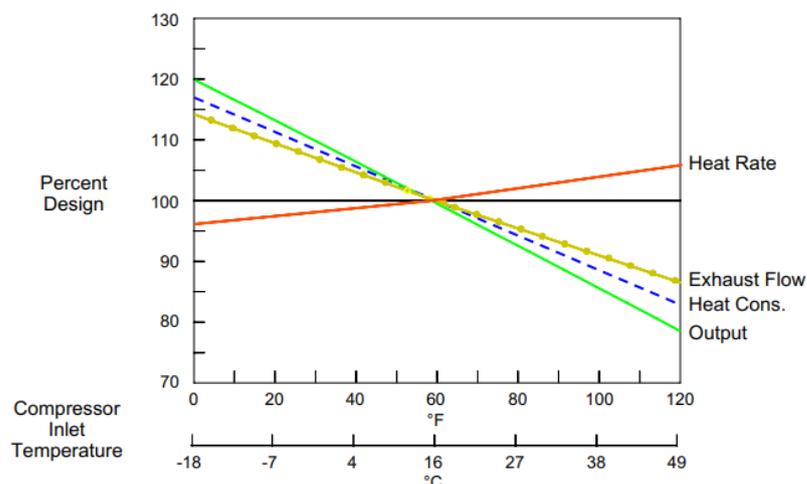
Dentre esses fatores que interferem no desempenho de uma turbina a gás, podemos destacar a temperatura do ar ambiente. De acordo com Garcia Júnior (2021), as turbinas a combustão sofrem uma influência negativa no seu rendimento energético com o incremento da temperatura do ar ambiente utilizado na combustão, e isto ocorre ao longo do dia levando a variações na produção do equipamento.

Para regiões geográficas onde a demanda de energia significativa e os preços mais altos da eletricidade ocorrem durante os meses quentes, uma técnica de resfriamento do ar de entrada da turbina a gás é uma opção útil para aumentar a produção. Turbinas industriais a gás que operam em velocidade constante são máquinas de combustão de fluxo de volume constante. Como o volume específico de ar é diretamente proporcional à temperatura, o aumento da densidade do ar resulta em maior vazão de massa de ar, uma vez que a vazão volumétrica é constante. Consequentemente, a potência da turbina a gás aumenta (SANTOS; ANDRADE, 2012).

O desempenho das turbinas a gás cai quando a temperatura ambiente aumenta. São utilizados métodos para melhorar a potência da turbina a gás em altas temperaturas ambientes, como a compressão úmida. O ar de entrada do compressor pode ser arrefecido, aumentando assim a potência de saída em alta temperatura ambiente consistindo no chamado de resfriamento de entrada da turbina (EL-SHAZLY *et al.*, 2016).

A Figura 1 mostra como a temperatura ambiente afeta diretamente a taxa de aquecimento, rendimento e vazão de exaustão de uma Turbina Modelo MS7001 da GE.

Figura 1 - Efeito da Temperatura Ambiente na Turbina a Gás.



Fonte: Brooks, 2000

O resfriamento do ar na entrada das turbinas a gás torna-se um fator que pode interferir de modo bastante positivo tanto na potência como no rendimento das turbinas, além na melhoria da distribuição de energia elétrica levando, assim, a uma operação mais econômica (GARCIA JUNIOR, 2021).

Segundo Zeitoun (2021), o resfriamento do ar de entrada de turbina a gás (*Gas Turbine Inlet Air-Coolin*) é um método para aumentar a potência e a eficiência de turbinas a gás, especialmente em regiões quentes. A redução de temperatura do ar de entrada usando resfriamento evaporativo é adequado para regiões quentes e secas; entretanto, o resfriamento é limitado pela temperatura ambiente de bulbo úmido.

De acordo com Miller (2019), a Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) reflete o efeito de resfriamento da água em evaporação. É a menor temperatura que um corpo molhado com água irá possuir quando exposto a uma corrente de ar.

Carmona (2015), afirma também que o resfriamento evaporativo é amplamente reconhecido como uma das ferramentas disponíveis para aumentar a potência das turbinas a gás. Devido às suas características inerentes, o resfriamento evaporativo é considerado eficaz apenas em áreas geográficas com alta temperatura de bulbo seco do ar ambiente e baixa umidade relativa do ar.

O estudo do resfriamento de ar entrada das turbinas a gás em lugares onde a temperatura ambiente alcança valores elevados de operação (entre 30°C e 50°C, temperaturas diferentes daquelas determinadas pelos fabricantes) são fundamentais para contribuir com o desempenho desse equipamento e de reduzir os custos operacionais.

O presente trabalho possui como objetivo o estudo na influência da temperatura ambiente no rendimento e na potência de saída de uma turbina a gás modelo MS70001FA da *General Eletric* (GE) de uma usina termelétrica de cogeração localizada na cidade do Alto do Rodrigues-RN, além de demonstrar a importância e contribuição da utilização do resfriamento evaporativo no desempenho dessa turbina.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesse capítulo iremos abordar o funcionamento de uma turbina a gás, os seus principais componentes, os tipos de turbinas industriais, o ciclo Brayton e as equações envolvidas.

2.1 TURBINA A GÁS

Turbina a gás (TG) é uma máquina térmica de combustão interna, composta basicamente de compressor, câmara de combustão e turbina, conforme Figura 2.

Figura 2 - Turbina a Gás Modelo 7FA da GE



Fonte: Peixe, 2020

Para Guirardi (2008), a turbina de combustão interna ou turbina a gás, como é conhecida, é uma máquina térmica, sob o ponto de vista da termodinâmica, para a produção de energia mecânica aproveitando a energia térmica dos gases gerados pela queima de um combustível.

A turbina a gás é uma máquina térmica que utiliza os gases do produto da combustão entre o gás combustível e o ar atmosférico como fluido motriz para prover energia. Para manter a continuidade de funcionamento da turbina, esta precisa ser alimentada com uma vazão de ar externo capaz de suprir a demanda exigida pela máquina; isto significa que o ar deve ser comprimido e acelerado pelo compressor (através da angulação de suas palhetas) antes de chegar à turbina, aumentando, dessa forma, a energia cinética do fluido. Após esse aumento de energia cinética é adicionado calor. Essa elevação de energia gerada (aumento de entalpia) é transformada em potência no eixo da turbina.

Segundo Santos (2006), à medida que a turbina gira, o ar atmosférico é comprimido pelo compressor, descarregado e então introduzido no combustor (ou câmara de combustão), onde é misturado ao combustível e queimado. Os gases quentes resultantes da combustão são expandidos na turbina de expansão transformando energia térmica em energia mecânica no eixo. Parte da

energia mecânica é usada para acionamento do próprio compressor da turbina a gás, enquanto o restante é transferido para a carga, no caso, um gerador elétrico. O compressor de ar consome uma parcela significativa dessa energia mecânica resultante da conversão da energia térmica dos combustíveis.

As turbinas a gás que utilizam como combustível o gás natural, em geral, são utilizadas para a produção de energia elétrica. No entanto, dependendo da aplicação, outros combustíveis podem ser usados pelas turbinas a gás, incluindo óleo combustível destilado, propano, gases produzidos a partir de aterros, de estações de tratamento de esgoto e de resíduos animais, e o *syngas* (gás de síntese) obtido por gaseificação do carvão (MORAN; SHAPIRO, 2018).

2.1.1 Componentes da Turbina a Gás

Os componentes da turbina a gás compreendem seis seções ou grupos principais:

1. Sistema de Admissão de ar
2. Compressor
3. Câmara de Combustão
4. Turbina de Expansão
5. Sistema de Exaustão

2.1.1.1 Compressor

O compressor é o componente da turbina a gás onde o fluido de trabalho é pressurizado. Os compressores ou turbocompressores são divididos em dois tipos: o radial ou centrífugo e o axial de acordo com a direção em relação ao eixo de rotação, do escoamento na saída do rotor.

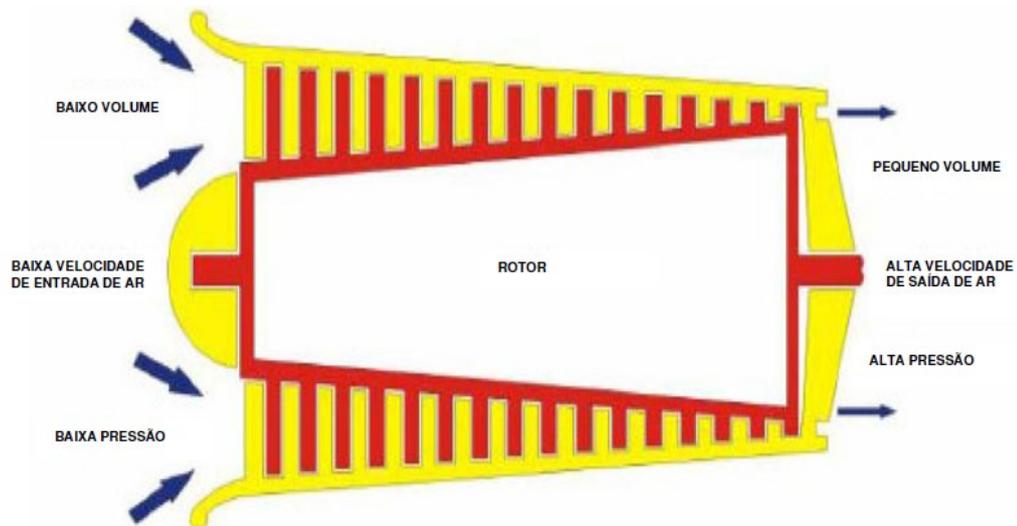
Os componentes do compressor compreendem um ROTOR, incluindo pás, que, no seu movimento de rotação, transferem a energia (potência) mecânica, recebida no eixo, para o ar em forma de potência hidráulica; e, um sistema de aletas (pás fixas) que formam o DIFUSOR (consta basicamente de passagens divergentes que desaceleram o ar aumentando sua pressão). Existe ainda a CARCAÇA onde é montado o conjunto.

De uma forma geral podemos dizer que, para uma mesma potência, o tipo radial fornece uma pressão maior com uma vazão consideravelmente menor quando comparado com o tipo axial. Geralmente, no uso em turbina a gás, os do tipo radial são mais adequados para sistemas de pouca potência enquanto o axial se ajusta melhor para potências maiores.

Os compressores do tipo Axial são os mais utilizados para turbinas de médio e grande porte. Nesse tipo de máquina o ar entra na direção axial do rotor, recebendo energia das pás, e prosseguindo, na mesma direção, para entrar no sistema difusor constituído por aletas (pás fixas) fixadas na carcaça.

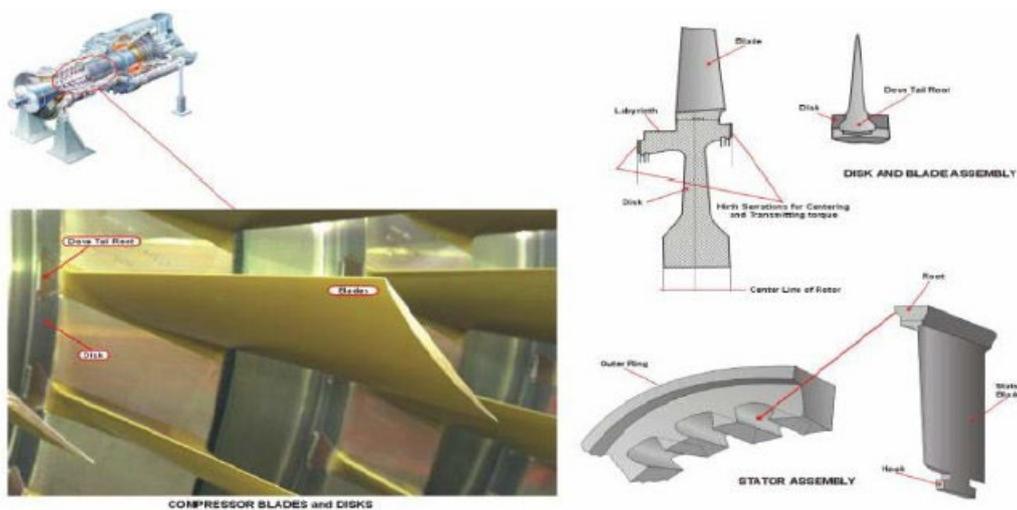
As Figuras 3 e 4 mostram o fluxo de ar e as pás do compressor axial de uma turbina a gás. Já na Figura 5 é mostrado a variação de velocidade e o ganho de pressão do ar durante o deslocamento no compressor.

Figura 3 - Fluxo de ar Através de Um Compressor Axial



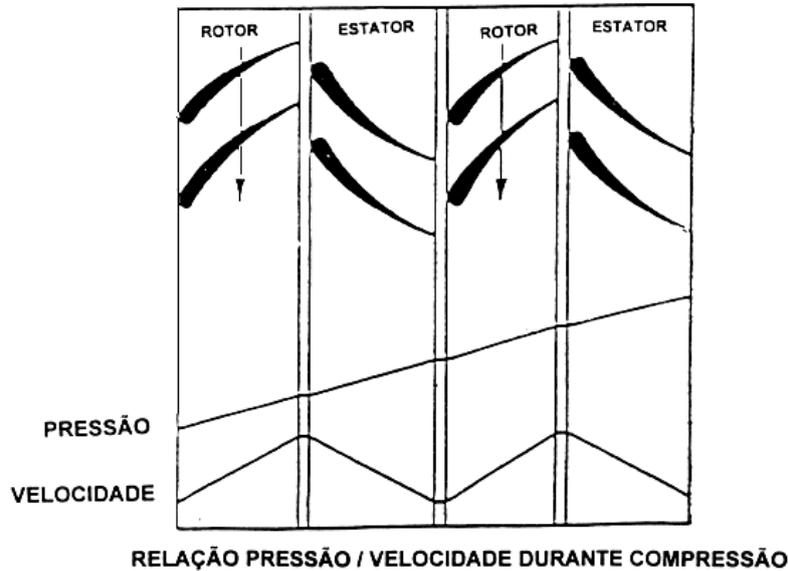
Fonte: Matias e Cruz, 2010

Figura 4 - Detalhes da Montagem do Rotor do Compressor Axial



Fonte: Matias e Cruz, 2010

Figura 5 - Ganho de Pressão e Variação de Velocidade a cada Estágio de Compressão



Fonte: Matias e Cruz, 2010

2.1.1.2 Câmara de Combustão

A câmara de combustão possui como objetivo aquecer e acelerar o ar que é entregue pelo compressor. A combustão que ocorre em uma turbina a gás é um processo constante realizado a mesma pressão. Combustível e ar é misturado e queimado continuamente à medida que escoam através da zona de chama.

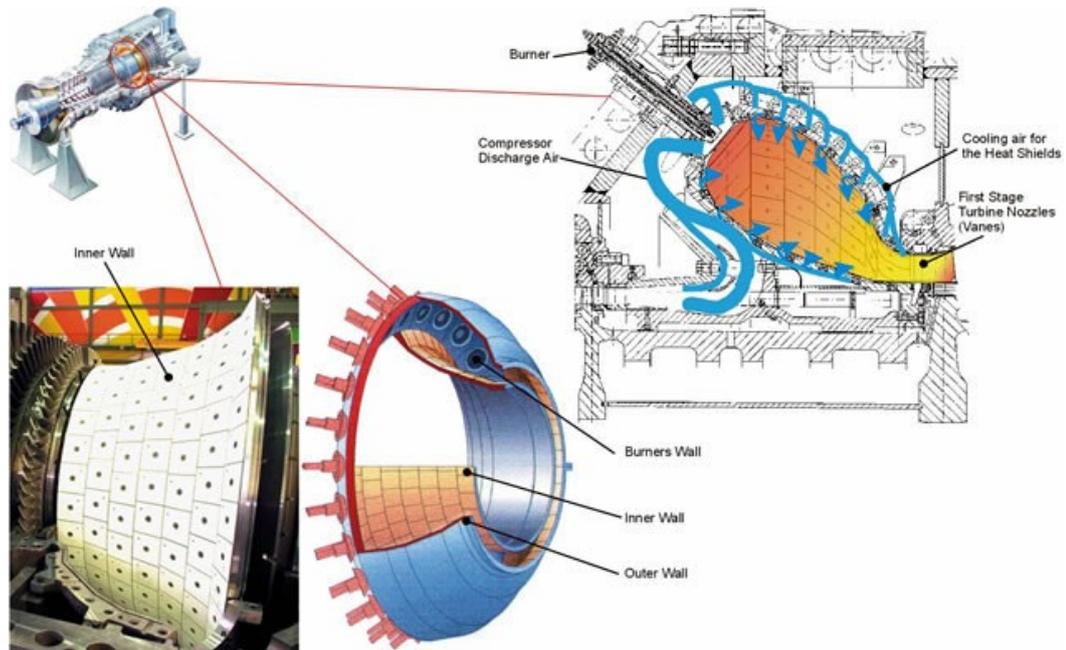
O projeto da câmara de combustão deve garantir resfriamento adequado da camisa, combustão completa, estabilidade da chama e baixa emissão de fumaça, monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio. O volume da câmara de combustão é muito pequeno em relação à taxa de liberação de calor desenvolvida, porque a combustão é feita a pressão elevada (MATIAS; CRUZ, 2010).

Uma parcela do ar oriunda do compressor é direcionada para o resfriamento do refratário do sistema de combustão e a maior parte segue para ser misturado com o combustível no sistema de combustão.

O combustor usado em uma turbina a gás pode ser: tubular, tubo-anular, anular ou externo. O combustor tubular é o mais utilizado em turbinas industriais de médio grande porte, especialmente em projetos europeus, devido, principalmente, a simplicidade de projeto, facilidade de manutenção e vida longa devida às baixas taxas de liberação de calor.

Na Figura 6 é mostrada a câmara de combustão de uma turbina industrial e os principais componentes.

Figura 6 - Câmara de Combustão



Fonte: Matias e Cruz, 2010

2.1.1.3 Seção da Turbina

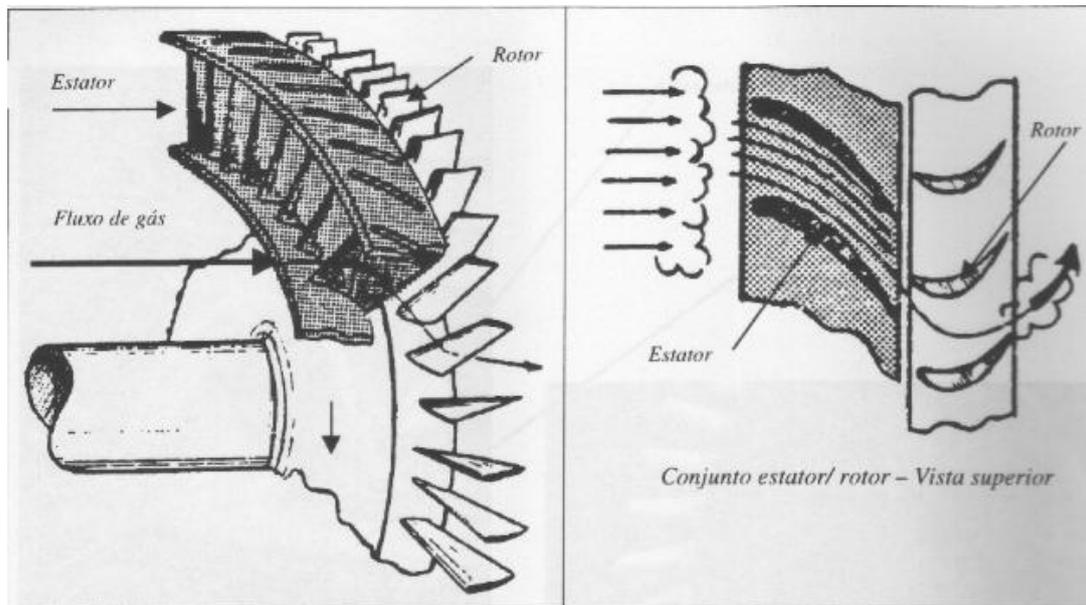
A turbina possui a tarefa de transformar a energia presente em um fluxo de gás a alta pressão e temperatura, em trabalho no eixo.

Os gases quentes entram no primeiro estágio da turbina, que é formado por palhetas fixas. A entrada da turbina é um duto convergente. Isto faz com que os gases quentes do combustor acelerem ainda mais antes de atingir as palhetas móveis do primeiro estágio, que estão localizadas imediatamente após as palhetas fixas do primeiro estágio. Com o impacto (impulso) da força dos gases quentes, a palheta móvel é empurrada, causando a rotação. O mesmo ocorre com as demais seções da turbina (GENENERAL ELECTRIC COMPANY, 2003).

De acordo com Matias e Cruz (2010), ao contrário dos compressores axiais, as palhetas da turbina são antecidas das palhetas do estator, que tem a finalidade de direcionar o fluxo de gás num ângulo favorável de ataque nas palhetas rotoras e proporcionarem o efeito bocal para que o fluxo aumente a velocidade. Dessa forma, o gás ao escoar através da turbina perde pressão e temperatura, à medida que se expande e transforma sua energia em trabalho.

Na Figura 7 é mostrado fluxo de gás e o direcionamento das palhetas fixas e moveis de uma turbina a gás.

Figura 7 - Seção de uma Turbina a Gás



Fonte: GE, 2003

2.1.2 Tipos de Turbinas Industriais

As turbinas industriais se dividem em dois tipos: **turbinas aeroderivativas** e **heavy duty**.

2.1.2.1 Turbinas Aeroderivativas

De acordo com Lora e Nascimento (2004), as turbinas aeroderivativas são oriundas de turbinas aeronáuticas que sofrem algumas modificações no projeto, principalmente nos queimadores das câmaras de combustão, para utilizar combustíveis industriais. É mais econômico modificar turbinas a gás aeronáuticas para fins industriais do que projetar e desenvolver uma totalmente nova. Elas são compostas por gerador de gás (oriundo de uma turbina aeronáutica) e uma turbina livre ou de potência.

Esse tipo de turbina é caracterizado por ser mais eficiente, ocupar pouco espaço (bem compactas), menor relação peso/ potência, possuírem alta confiabilidade e ser flexível na manutenção. As aeroderivativas são utilizadas principalmente em plataformas de petróleo, centrais termelétricas e propulsão naval. Podem atingir potência até 50MW.

2.1.2.2 Turbinas Heavy Duty

Já as turbinas *heavy duty* são projetadas para a aplicação industrial seguindo uma filosofia própria e são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo, e podem atingir potência de 340 MW.

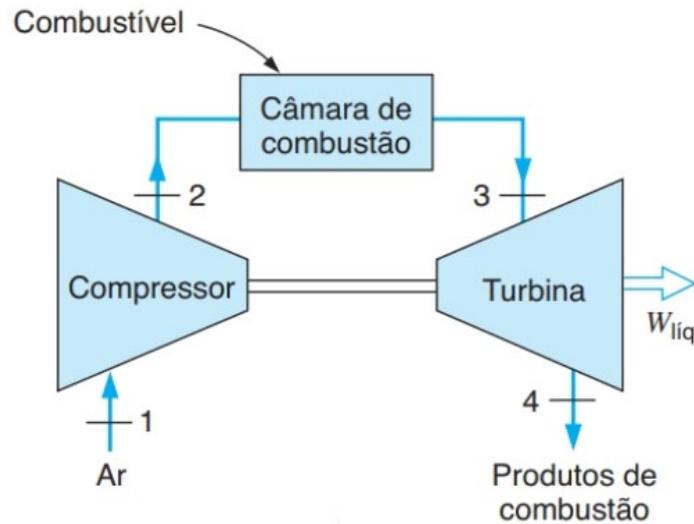
Elas são turbinas a gás de ciclo simples de um eixo, um compressor (a maioria axial), uma câmara de combustão (usualmente externa ao corpo da máquina) e uma turbina (a maioria axial) que fornece energia mecânica para o compressor e para outras aplicações. Possui uma larga área frontal que reduz a velocidade do ar na entrada. A razão de pressão total dessas unidades pode variar de 5 a 15 (RIBEIRO; CARNEIRO, 2011).

Esse tipo de turbina pode chegar a uma temperatura de combustão em torno de 1400°C, por esse motivo são bastante utilizadas em ciclo combinado e nas usinas termelétricas.

2.2 CICLO BRAYTON

De acordo com Çengel e Boles (2013), o ciclo Brayton foi proposto por George Brayton para ser utilizado no motor alternativo desenvolvido por ele em 1870. Atualmente, é usado apenas em turbinas a gás, as quais os processos de compressão e expansão ocorrem em um maquinário rotativo.

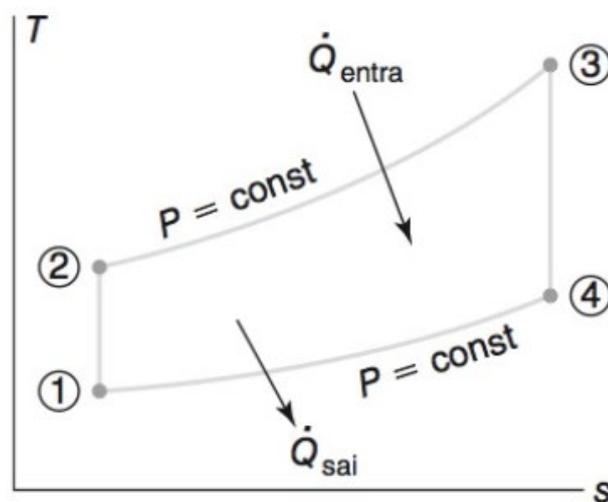
Eles destacam ainda que, em geral, as turbinas a gás operam em um ciclo aberto, onde o ar fresco em condições ambientes é admitido no compressor, nas quais a temperatura e a pressão são elevadas. Daí, o ar a uma alta pressão entra na câmara de combustão, na qual o combustível é queimado a uma pressão constante. Em seguida, os gases resultantes, a uma alta temperatura, entram na turbina, onde se expandem até a pressão atmosférica enquanto produzem potência. Os gases de exaustão que deixam a turbina são jogados para fora (não recirculam), de forma que o ciclo é classificado como aberto, conforme Figura 8.

Figura 8 - Ciclo Bayton Turbina a Gás

Fonte: Burgnakke e Sonntag, 2018

Esse ciclo é baseado em quatro processos ideais que podem ser observados no diagrama Temperatura x Entropia (Figura 9):

- 1 – 2: Compressão isentrópica (realizada no compressor);
- 2 – 3: Fornecimento de calor a pressão constante (realizado na câmara combustão);
- 3 – 4: Expansão isentrópica (realizada na turbina);
- 4 – 1: Rejeição de calor a pressão constante.

Figura 9 - Diagrama T x S do Ciclo Brayton Ideal

Fonte: Kross e Potter, 2015

2.2.1 Turbina de Combustão Ideal Simples

No diagrama representado na Figura 9 é mostrado o Ciclo Brayton ideal. De acordo com Çengel e Boles (2013), todos os quatro processos do Ciclo Brayton são executados em dispositivos com escoamento em regime permanente, e, portanto, devem ser analisados dessa forma.

A turbina a gás real, não possui um equipamento para resfriamento do ar na saída. Isto significa que a máquina real não opera em ciclo fechado, pois o ar não retorna ao equipamento sendo descartado juntamente com os gases de combustão (GARCIA JUNIOR, 2021).

Sabendo que a razão mássica entre o combustível e o ar atmosférico é muito pequena, vamos considerar que o fluido de trabalho é o ar, isto é, que se trata de um ciclo padrão a ar.

O ciclo da turbina a gás real difere do ciclo Brayton ideal em diversos aspectos. Um deles é que alguma queda de pressão durante os processos de adição e rejeição de calor é inevitável. Mais importante é o fato de que o trabalho de compressão real é maior, e o trabalho realizado pela turbina é menor por causa das irreversibilidades (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Dentre as principais irreversibilidades (potencial de trabalho desperdiçado em um processo), podemos citar: atrito, deformação inelástica e expansão através da turbina, transferência de calor da turbina para sua vizinhança.

À medida que os efeitos das irreversibilidades na turbina e no compressor ficam mais pronunciados, o trabalho produzido pela turbina decresce e o trabalho fornecido ao compressor aumenta, resultando em um decréscimo acentuado no trabalho líquido da instalação de potência. Consequentemente, se a instalação tiver que produzir trabalho líquido apreciável, serão necessárias eficiências isentrópicas de turbina e de compressor relativamente altas (MORAN; SHAPIRO, 2018).

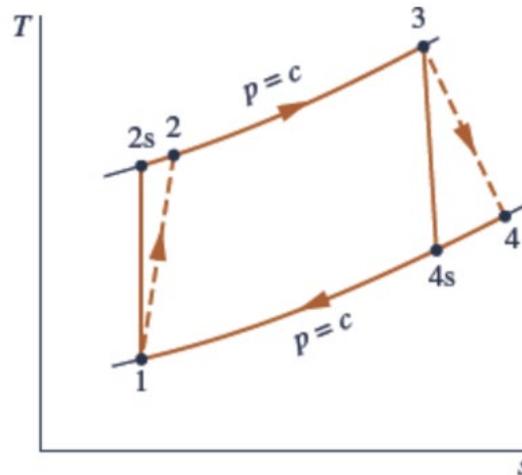
Çengel e Boles (2013), definem a eficiência isentrópica de uma turbina (η_T), como a razão entre o trabalho resultante real da turbina e o trabalho resultante que seria alcançado se o processo entre o estado e a entrada e a pressão de saída fosse isentrópico:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabalho real da turbina}}{\text{Trabalho isentrópico da turbina}} = \frac{W_r}{W_s} \quad (1)$$

Os autores complementam ao dizer que, em geral, as variações das energias cinética e potencial associadas a uma corrente de fluido que escoar através de uma turbina são pequenas em relação à variação da entalpia, e podem ser desprezadas. Logo, o trabalho resultante de uma turbina adiabática torna-se simplesmente a variação da entalpia.

Moran e Shapiro (2018) reforçam ainda que, após décadas de esforço de desenvolvimento, hoje é possível obter eficiência isentrópica de 80% a 90% nas turbinas e nos compressores em instalações de potência com turbinas a gás. A Figura 10 representa a diferença entre o ciclo real e ideal.

Figura 10 - A diferença de um Ciclo Turbina a Gás Ideal (1, 2s, 3 e 4s) e Real (1, 2, 3 e 4)



Fonte: Moran e Shapiro, 2018

A turbina a gás real difere do ciclo ideal principalmente em virtude das perdas no compressor e na turbina, em decorrência da queda de pressão nas passagens do fluido e na câmara de combustão. Dentre as diferenças dos ciclos, importante destacar também que o trabalho de compressão real é maior, e o trabalho realizado pela turbina é menor por causa das irreversibilidades (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018).

Castro (2009) relata que, para efeitos de análise, é mais conveniente estudar o funcionamento de uma turbina a gás de ciclo fechado, pois é onde vê-se um maior aproveitamento do potencial térmico do combustível, visto que é possível aproveitar, de forma útil, o calor associado aos gases que são rejeitados pela turbina. Na prática, os dois sistemas são utilizados.

Então, de acordo com a Figura 10, o fornecimento de calor à pressão constante, a rejeição de calor a pressão constante e o trabalho realizado pela turbina podem ser calculados da seguinte maneira, respectivamente (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018):

$$q_{ent} = h_3 - h_2 = \bar{c}_p(T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = \bar{c}_p(T_4 - T_1) \quad (3)$$

$$W_{liq} = h_3 - h_4 = \bar{c}_p(T_3 - T_4) \quad (4)$$

Sendo c_p o calor específico médio molar à pressão constante das substâncias e admitindo que ele varia somente com a temperatura, pode ser calculado, em kJ/kg.mol.K, a partir da equação (WARK, 2000):

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (5)$$

Em que a, b, c e d são os coeficientes representativos de cada substância e são apresentados na Tabela 1:

Tabela 1 - Coeficientes Para o Cálculo do Calor Específico

Substância	Fórmula	a	b	c	d
Dióxido de carbono	CO ₂	22,26	0,0598	-4E-05	7,469E-09
Vapor d'água	H ₂ O	32,24	0,0019	1,1E-05	-3,595E-09
Nitrogênio	N ₂	28,9	-0,002	8,1E-06	-2,873E-09
Oxigênio	O ₂	25,48	0,0152	7E-06	1,312E-09

Fonte: Wark, 2000

Ao considerar um processo, o calor específico molar médio pode ser definido por (WARK, 2000):

$$\bar{c}_{pm} = \frac{\int_{T_i}^{T_f} c_p dT}{T_f - T_i} \quad (6)$$

Onde T_i e T_f são as temperaturas inicial e final do processo, respectivamente.

A partir disso, o rendimento térmico do ciclo Brayton ($\eta_{t,Brayton}$) pode ser determinado da seguinte forma (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018):

$$\eta_{t,Brayton} = \frac{W_{liq}}{q_{ent}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{ent}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (7)$$

Do ciclo ideal (Figura 9), sabe-se que a razão de aumento da pressão no compressor é igual à razão de redução da pressão na turbina, então (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018):

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

A partir dos dois processos isentrópicos obtém-se as relações de potência (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018):

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{k/(k-1)} \quad (9)$$

Onde k , é a razão dos calores específicos ($k = \frac{c_{par}}{c_{var}}$):

Da Equação 9, tem-se que:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \therefore \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (10)$$

Logo:

$$\frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad (11)$$

Substituindo a Equações 11 e 9 na Equação 7, então:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{P_2}{P_1}^{(k-1)/k}} \quad (12)$$

Então, tem-se que o rendimento térmico do ciclo Brayton também pode ser escrito como:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (13)$$

Onde r_p , a razão de compressão, é encontrada da seguinte forma:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (14)$$

A partir da Equação (13), podemos verificar que a eficiência térmica ciclo Brayton simples ideal, aumenta com o aumento da relação de pressão do compressor.

Como existe um limite imposto por considerações metalúrgicas com relação a temperatura máxima permissível na entrada da turbina, é instrutivo considerar o efeito do aumento da relação de pressão do compressor sobre a eficiência térmica quando a temperatura na entrada da turbina estiver restrita à temperatura máxima permitida (GARCIA JUNIOR, 2021).

2.3 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Segundo Lora e Nascimento (2004), existem dois aspectos a serem analisados, no que diz respeito ao desempenho de turbinas a gás:

1. O primeiro é relacionado ao desempenho para a escolha do ponto de projeto (adotando as condições ISO: temperatura de 15°C, 60% umidade relativa e pressão de 101,3kPa) que dependendo da aplicação.
2. E o desempenho para as condições fora do ponto de projeto, que está relacionado com o desempenho da turbina a gás durante sua operação.

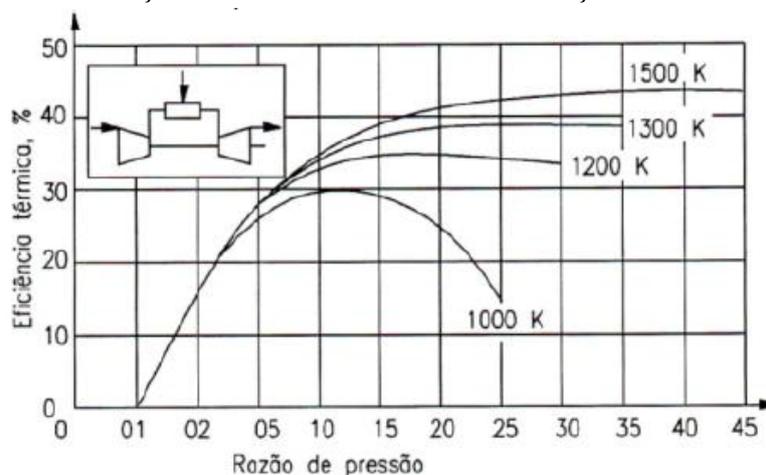
Em ambos os casos a alteração de parâmetros térmicos e aerodinâmicos influenciam no seu desempenho.

2.3.1 Operação no Ponto do Projeto

O ponto de projeto, design point, é a condição selecionada para se projetar a turbina a gás. Na escolha do ponto de projeto geralmente adotam-se as condições ISO: temperatura ambiente de 15°C, umidade relativa de 60% e pressão atmosférica de 101,3 kPa. Os parâmetros de desempenho são a eficiência térmica e o trabalho específico útil (LORA; NASCIMENTO, 2004).

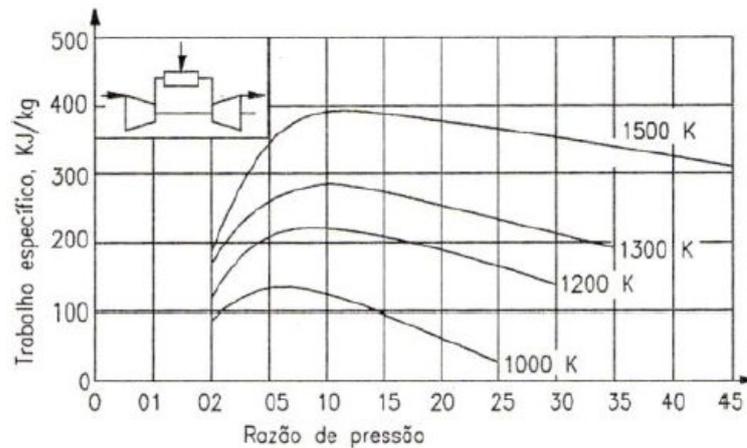
As Figuras 11 e 12 mostram a variação da eficiência térmica com a razão de pressão (conforme Equação 13) para diferentes TETs (Temperaturas de Entrada na Turbina) e a variação do trabalho específico com a razão de pressão para diferentes TETs considerando o ciclo padrão a ar Brayton aberto, respectivamente.

Figura 11 - Variação da Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão



Fonte: Lora e Nascimento, 2004

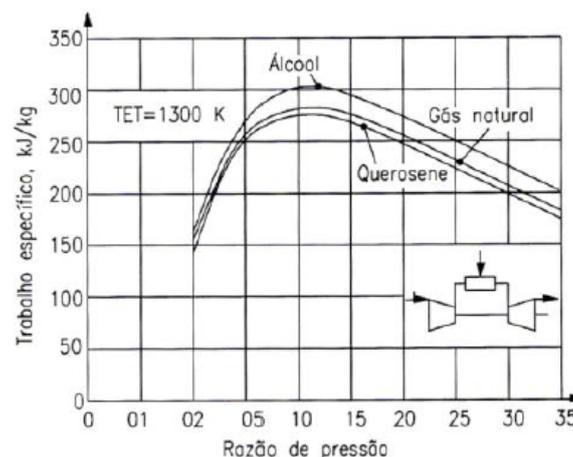
Figura 12 - Variação do Trabalho Específico em Função da Razão de Compressão



Fonte: Lora e Nascimento, 2004

A definição do tipo de combustível utilizado é também determinante para os parâmetros de desempenho da turbina. A Figura 13 mostra o comportamento do trabalho específico útil em função da razão de compressão de compressão para diferentes combustíveis. Os combustíveis utilizados para essa análise são: **querosene** (13,92% de H e 86,08% de C), **gás natural** (84,10% de CH₄, 6,70% de C₂H₆, 0,80% de CO₂ e 8,40% de N₂) e **álcool** (18,43% de H₂O e 76,31% de C₂H₆O).

Figura 13 - Comportamento do Trabalho Específico Útil em Função da Razão de Pressão



Fonte: Lora e Nascimento, 2004

A melhora no desempenho e no trabalho específico útil na comparação dos combustíveis é causada pelos produtos de combustão dos combustíveis que são diferentes. Uma maior razão hidrogênio/ carbono faz com que se produza mais vapor d'água e menos dióxido de carbono, o que resulta em aumento do volume de escoamento (LORA; NASCIMENTO, 2004).

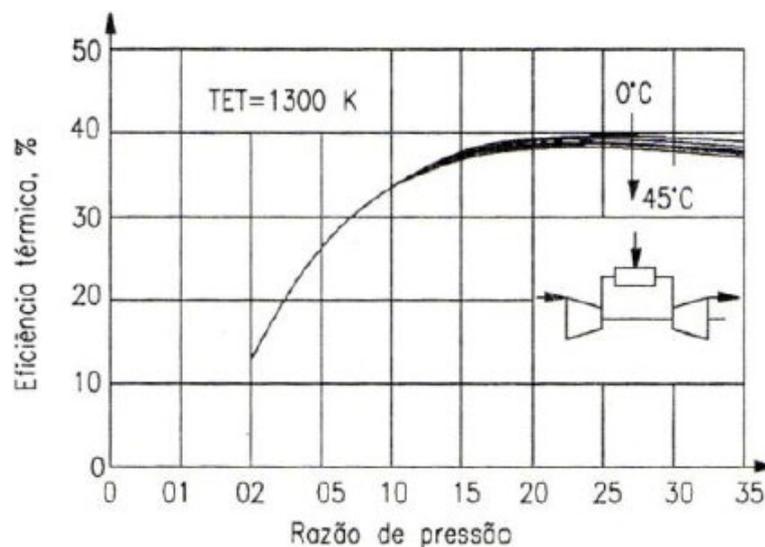
2.3.2 Fatores Que Afetam o Desempenho de Uma Turbina a Gás

A operação fora do ponto de projeto, *off design*, está relacionada ao funcionamento da turbina a gás após esta entrar em atividade, ou seja, fora das condições ISO de funcionamento. Modelar o comportamento das turbinas operando em *off design* é importante para estudos econômico, térmico e de monitoramento, que poderão auxiliar a manutenção, a operação e a seleção da turbina a gás (LORA; NASCIMENTO, 2004).

2.3.2.1 Temperatura do Ar Ambiente

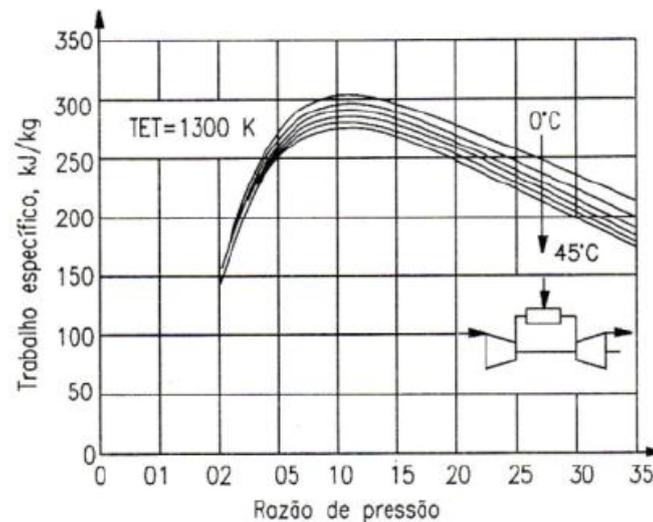
A temperatura ambiente é um fator que influencia diretamente o desempenho da turbina a gás. As Figuras 14 e 15 mostram os comportamentos da eficiência térmica e trabalho específico útil, respectivamente, em função da razão de compressão para diferentes valores de temperatura do ar ambiente.

Figura 14 - Variação da Eficiência Térmica em função da Razão de Compressão



Fonte: Lora e Nascimento, 2004

Figura 15 - Variação do Trabalho Específico em Função da Razão de Compressão



Fonte: Lora e Nascimento, 2004

Analisando a Figura 15, percebemos que o trabalho específico útil diminui com o aumento da temperatura ambiente e aumenta com a diminuição dessa. Esse efeito é devido à variação do trabalho de compressão, que é função da temperatura ambiente, pois para o mesmo volume de ar admitido no compressor ocorre variação da massa de ar presente nesse volume.

Com a redução da temperatura ambiente o ar fica mais denso, com menor volume específico, logo, a vazão mássica de entrada no compressor aumenta. Quando há um aumento da temperatura o ar fica menos denso, com maior volume específico, e como consequência direta há uma redução na vazão mássica do compressor (RIBEIRO; CARNEIRO, 2011).

Cada modelo de turbina a gás tem sua própria curva de efeito da temperatura, uma vez que isso depende dos parâmetros do ciclo e da eficiência dos componentes, bem como da vazão em massa.

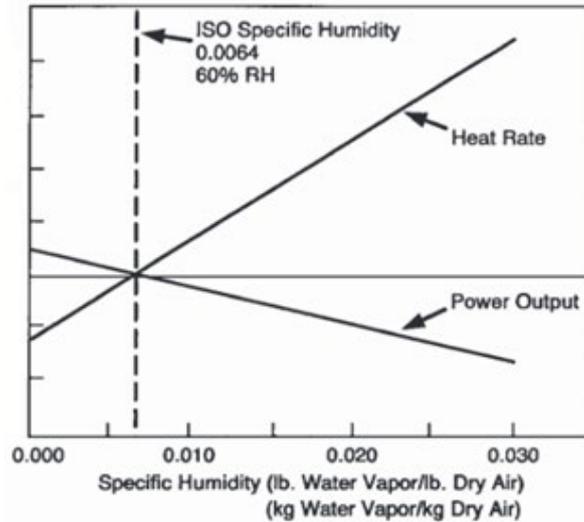
2.3.2.2 Umidade do Ar

A umidade, expressa pela pressão do vapor de água no ar, é controlada pela temperatura ambiente. Umidade Relativa é a relação entre a pressão de vapor da água no ar em comparação com a pressão de vapor de água saturada na mesma temperatura. A temperatura do ponto de orvalho do ar é a temperatura na qual a condensação da água líquida pode ocorrer (AL-HAMDAN; SAKER, 2013).

À que se eleva a umidade do ar ambiente, a temperatura do bulbo seco diminui, mas a temperatura do bulbo úmido permanece aproximadamente a mesma.

O ar úmido é menos denso que o ar seco, dessa forma ele também afeta a potência de saída e o *heat rate* da turbina a gás. A figura 16 mostra o efeito da umidade do ar na turbina (BROOKS, 2000).

Figura 16 - Efeito da Umidade Sobre a Potência de Saída e a Taxa de Aquecimento

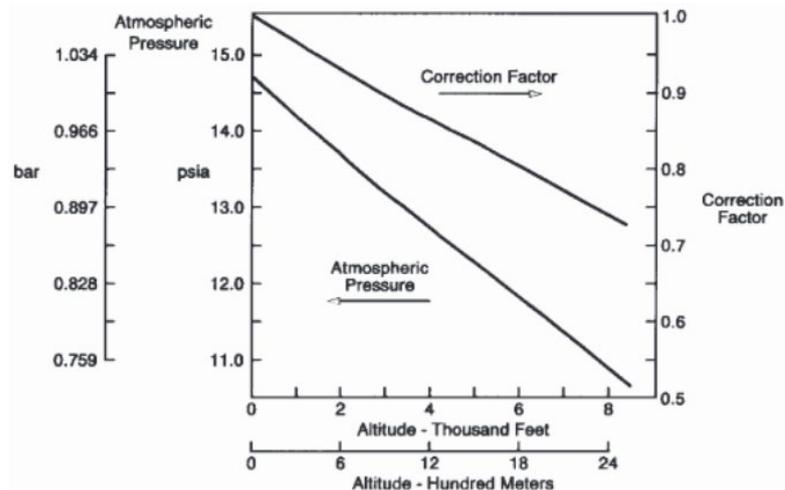


Fonte: Brooks, 2000

2.3.2.3 Altitude

A correção para a altitude ou a pressão barométrica é mais simples. A densidade do ar diminui à medida que se eleva. O ar menos denso reduz a vazão em massa e a potência de saída proporcionalmente; *heat rate* e outros parâmetros do ciclo não são afetados. A Figura 17 mostra a influência da altitude padrão no desempenho da turbina a gás (BROOKS, 2000).

Figura 17 - Efeito da Altitude Sobre a Potência de Saída e a Taxa de Aquecimento



Fonte: Brooks, 2000

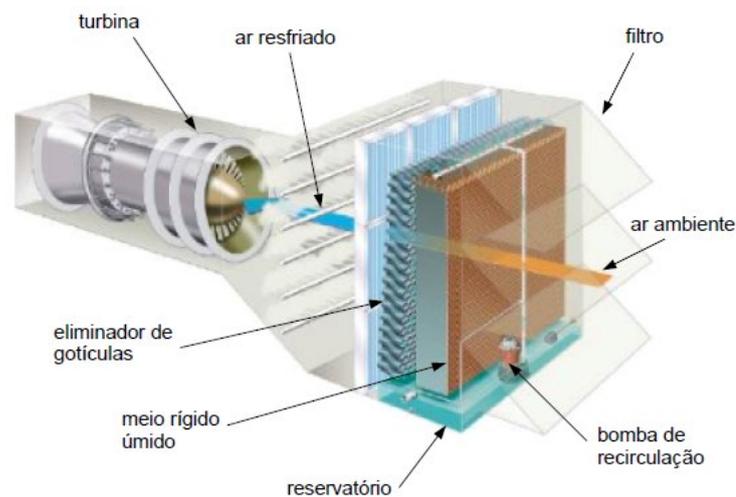
2.4 MEDIDAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO DE UMA TURBINA A GÁS

De acordo com Lora e Nascimento (2004), geralmente não é possível controlar alguns dos fatores que afetam o desempenho das turbinas a gás. A maioria são determinados pelo planejamento do local e configurações da planta, isto é, ciclo simples ou ciclo combinado. Se eventualmente uma potência adicional é necessária, existe a possibilidades de alterar a temperatura do ar ambiente na entrada do compressor.

2.4.1 Resfriamento do Ar na Entrada do Compressor

A eficiência térmica e o trabalho líquido gerada pelas turbinas a gás dependem da temperatura ambiente do ar na entrada do compressor, como visto no item 2.3.2.1. Algumas tecnologias foram desenvolvidas para realizar a diminuição de temperatura na entrada do compressor (tornando o ar mais denso, com menor volume específico e elevando sua a vazão mássica) e contribuir com a eficiência da turbina a gás, entre elas, podemos destacar os resfriadores evaporativos ou resfriadores (chillers) no duto de entrada do compressor a jusante dos filtros, conforme Figura 18.

Figura 18 - Resfriador no Duto de Entrada do Compressor da Turbina



Fonte: Munters, 2016

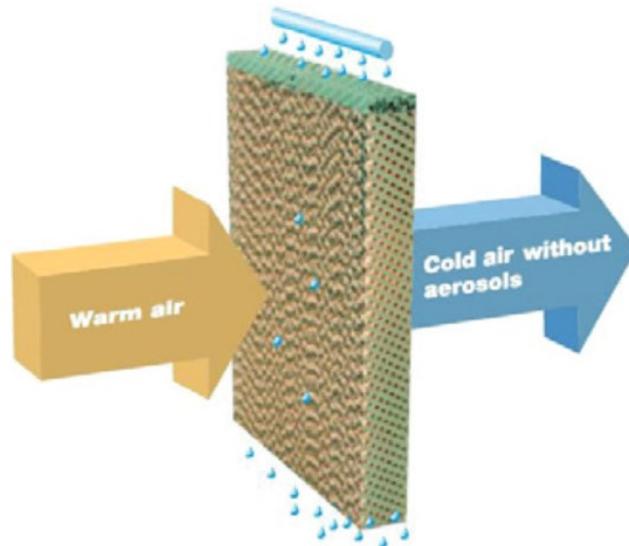
Najjar e Abubaker (2015) modelaram o ciclo a gás com resfriamento na entrada através de sistemas de refrigeração por compressão e absorção combinado com resfriamento evaporativo. Eles observaram que a menor temperatura do ar implicou em uma maior vazão de combustível e,

consequentemente, uma maior troca de calor na câmara de combustão. Contudo, notou-se que os valores de potência líquida do ciclo aumentaram, em valores percentuais, de modo que a eficiência térmica também aumentou.

Lora e Nascimento (2004), comenta que o resfriamento evaporativo, por exemplo, permite a redução da temperatura do ar de entrada na medida em que se evapora água, o que envolve um processo de transferência de calor e massa.

Bellorio (2007), acrescenta que o processo de resfriamento evaporativo direto trabalha essencialmente com a conversão de calor sensível em calor latente. A corrente de ar ambiente é resfriada por evaporação da água de um trocador de calor de superfície úmida em corrente cruzada para o ar (Figura 19). A adição de vapor d'água aumenta o calor latente do ar e sua umidade relativa. Não havendo perdas de calor para as vizinhanças, aproximando-se de um processo é adiabático, e dessa forma, esse aumento do calor latente é compensado por uma redução do calor sensível e consequente diminuição da temperatura de bulbo seco do ar e aumento de sua massa específica.

Figura 19 - Troca de Calor da superfície Úmida em Corrente Cruzada com o Ar



Fonte: Munters, 2016

O limite desse sistema é estabelecido pela umidade relativa. O maior ganho do resfriamento evaporativo pode ser obtido em climas quentes e de baixa umidade. A temperatura ambiente limite é de 16°C, pois abaixo desta temperatura existe a possibilidade do potencial de formação de gelo no compressor (BROOKS, 2000).

2.5 ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)

O EES foi desenvolvido por Sanford Klein e Beckman Willian, da universidade de Winsconsin, esse programa combina a capacidade de resolver equações com dados de propriedades de engenharia. Pode fazer otimização, análise parametrização, além de gráficos com qualidade. Propriedades termodinâmicas e de transporte do ar, da água e de muitos outros fluidos estão incluídos no EES e é permitido aos usuários inserirem dados de propriedades ou de relações funcionais (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Ele é um programa que resolve numericamente sistemas lineares ou não lineares de equações diferenciais ou algébricas. Ele tem uma ampla biblioteca de funções de propriedades termodinâmicas incorporadas permitindo que o usuário forneça dados de propriedade adicionais. O EES é uma ferramenta versátil por possuir uma linguagem muito simples como, por exemplo, o MATLAB. Isso possibilita resolver problemas e a realização de estudos paramétricos de forma rápida e conveniente. O EES é um programa muito poderoso, intuitivo e fácil de usar (ÇENGEL; BOLES, 2013).

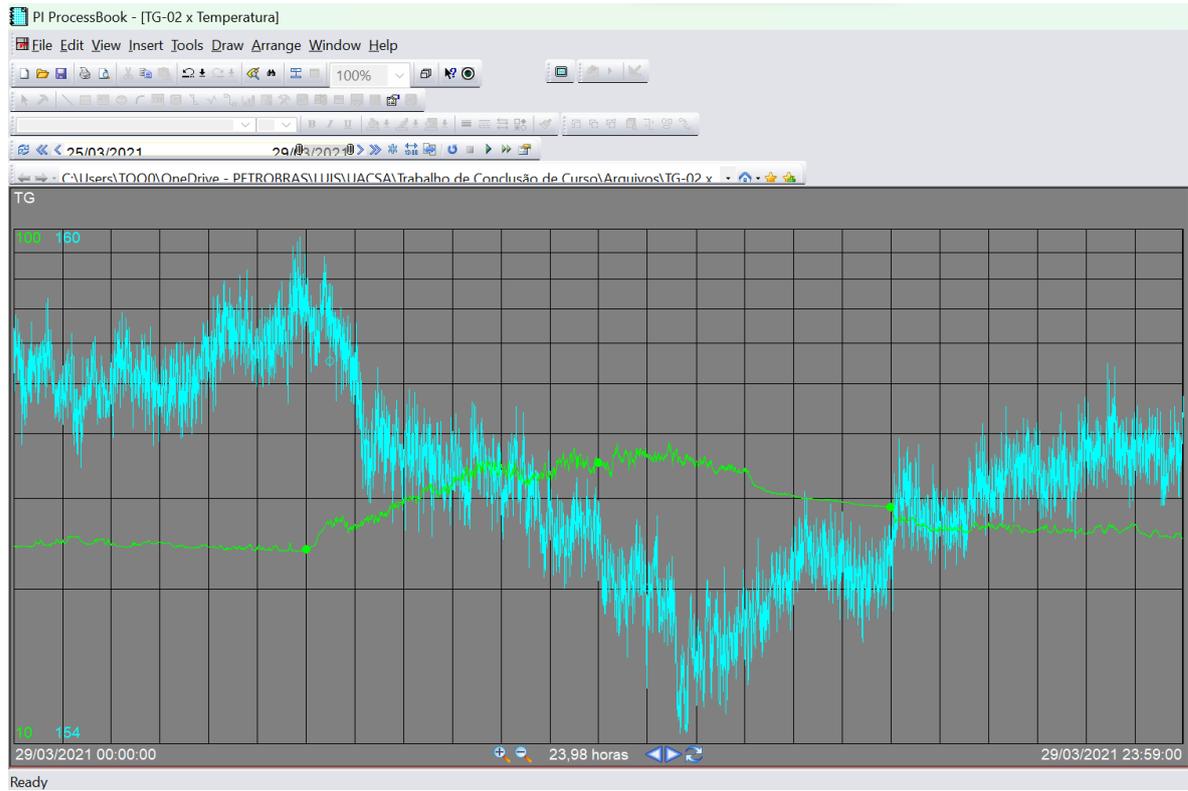
2.6 PI PROCESSBOOK

O *PI ProcessBook* é um pacote gráfico que permite aos usuários criarem gráficos com linhas de tendências de forma dinâmica e interativa com dados do *PI System (Plant Information System)* em tempo real. Os dados podem ser visualizados de várias fontes, como bancos de dados relacionais que expõem interfaces compatíveis com ODBC (*Open Database Connectivity*) ou dados do AF 2.x. Além disso, o *PI ProcessBook* fornece ferramentas para analisar dados no monitor e incorpora o *Microsoft Visual Basic for Applications (VBA)*, para que atividades especiais ou tarefas rotineiras possam ser automatizadas (AVEVA GROUP, 2022).

Ou seja, o sistema *PI* é um sistema baseado na arquitetura Cliente/Servidor, estruturado para automatizar a coleta, histórico e apresentação dos dados de uma empresa. No programa é possível a criação de plantas gráficas com as variáveis reais do processo a ser coletado.

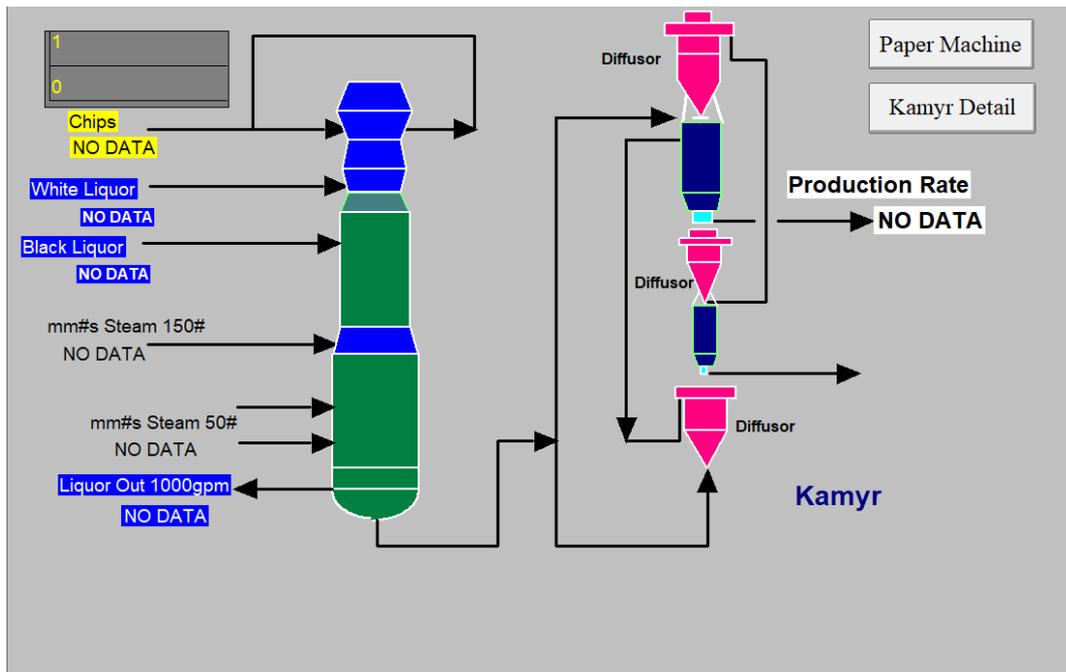
Nas Figuras 20 e 21 são mostrados um gráfico e o desenvolvimento de uma animação de planta piloto, respectivamente, gerados através da coleta de dados no *PI ProcessBook*.

Figura 20 - Gráfico Gerado no *PI ProcessBook*



Fonte: Aveva Group, 2022

Figura 21 - Animação no *PI ProcessBook*



Fonte: Aveva Group, 2022

3 METODOLOGIA

Este capítulo terá como objetivo a apresentação da metodologia utilizada para detalhar a influência da temperatura do ar de entrada do compressor no desempenho da turbina a gás, além de demonstrar que a utilização da técnica do resfriamento evaporativo do ar de entrada da TG melhora o seu rendimento. Também será descrito o conhecimento científico teórico identificado no local do estudo, isto é, a confirmação da teoria na prática.

É bem conhecido que o desempenho de uma turbina a gás (eficiência, taxa de calor e energia gerada) depende em grande parte da taxa de fluxo de massa de ar, temperatura do ar de entrada e temperatura de entrada da turbina (TIT).

Kakaras, Doukelis e Karellas (2004) realizaram estudos sobre os locais que possuem TIT elevadas e concluiu que há uma perda de energia de mais de 20%, combinada com um aumento significativo do consumo específico de combustível, em comparação com as condições da norma ISO (15 °C).

Também é sabido que as turbinas a gás são máquinas de volume constante, ou seja, a uma determinada velocidade do eixo, elas sempre movem o mesmo volume de ar, mas a potência de saída de uma turbina depende do fluxo de massa através dela. Esta é precisamente a razão pela qual em dias quentes, quando o ar é menos denso, a potência diminui. Um aumento de um grau centígrado na temperatura do ar de entrada diminui a potência de saída em 1% e, ao mesmo tempo, a taxa de calor da turbina também aumenta. Esta é uma questão de grande preocupação para os produtores de energia (AL-HAMDAN; SAKER, 2013).

A nebulização de entrada dos compressores de turbina a gás alcançou popularidade considerável devido à facilidade de instalação e ao custo inicial relativamente baixo em comparação com outros métodos de resfriamento de entrada. Com o aumento da demanda de energia e com a previsão de escassez especialmente durante os horários de pico de carga durante o verão, há uma necessidade de aumentar a potência das turbinas a gás. Existe um potencial de resfriamento evaporativo considerável em boa parte do mundo quando os dados climáticos são avaliados com base em uma análise de informações coincidentes de bulbo úmido e bulbo seco (CHAKER *et al.*, 2001).

Este trabalho analisará a operação de uma turbina mostrando os impactos, que o ar de entrada, realizam no desempenho da referida máquina. Para isso, foram realizadas pesquisas bibliográficas, coletas e o tratamentos de dados operacionais e simulação utilizando o programa EES. Após isso, os dados de simulação foram inseridos em uma planilha *Excel* para análise da influência da temperatura no rendimento da turbina.

3.1 TURBINA GE 7FA

A Turbina a Gás de estudo desse trabalho é uma turbina modelo 7FA da GE, instalada na Usina Termelétrica Vale do Açu (UTE-VLA) localizada na cidade do Alto do Rodrigues, situada no semiárido do Estado do Rio Grande do Norte. A Usina possui duas unidades geradoras desse modelo que consomem combustível gás natural gerando 160MW cada e trabalham em ciclo cogeração onde os gases de escape das turbinas são direcionados para duas Caldeiras Recuperadoras de Calor (HRSG) que produzem vapor superaquecido que são enviados para os poços de petróleo da região.

As Turbinas 7FA são turbinas industriais (*heavy duty*) de grande porte que possuem 14 câmaras de combustão. Na Figura 22 uma turbina modelo 7FA da GE e na Tabela 2 são mostradas suas especificações.

Figura 22 - Turbina GE 7FA



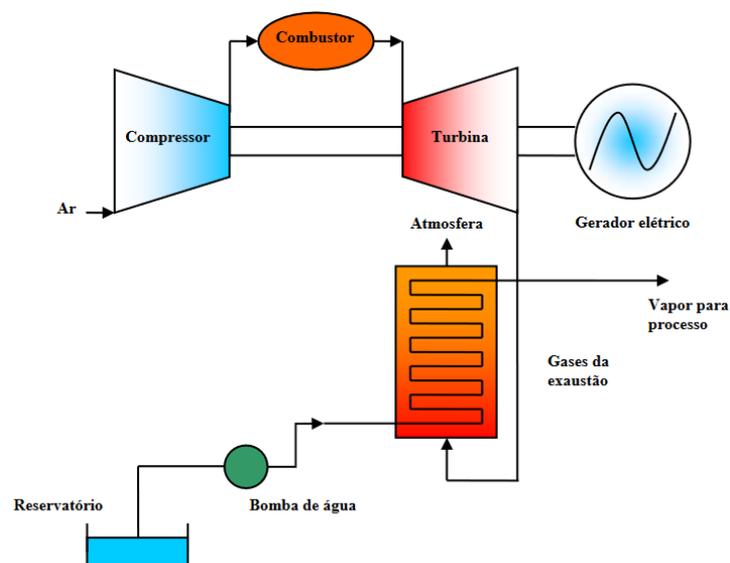
Fonte: Geneneral Electric Company, 2003

Tabela 2 - Especificações da GE 7FA Condição ISO

Especificação	Valor
Potência de Saída (MW)	160
Heat Rate (kJ/kWh)	9.873
Altitude do Local (m)	32,6
Combustível	Gás Natural
Eficiência Líquida (%)	36,8
Rotação (rpm)	3600
Eficiência Isentrópica da Turbina (%)	90,0
Eficiência Isentrópica do Compressor (%)	85,0
Temperatura do Ar de Entrada (°C)	27,6
Razão de Compressão	14,2:1
Vazão do Combustível (kg/s)	9,5
Vazão da Exaustão (kg/s)	440
Estágios do Compressor	18
Estágios da Turbina	3
Câmaras de Combustão	14
Temperatura Exaustão (°C)	614,4

Fonte: General Electric Company, 2003

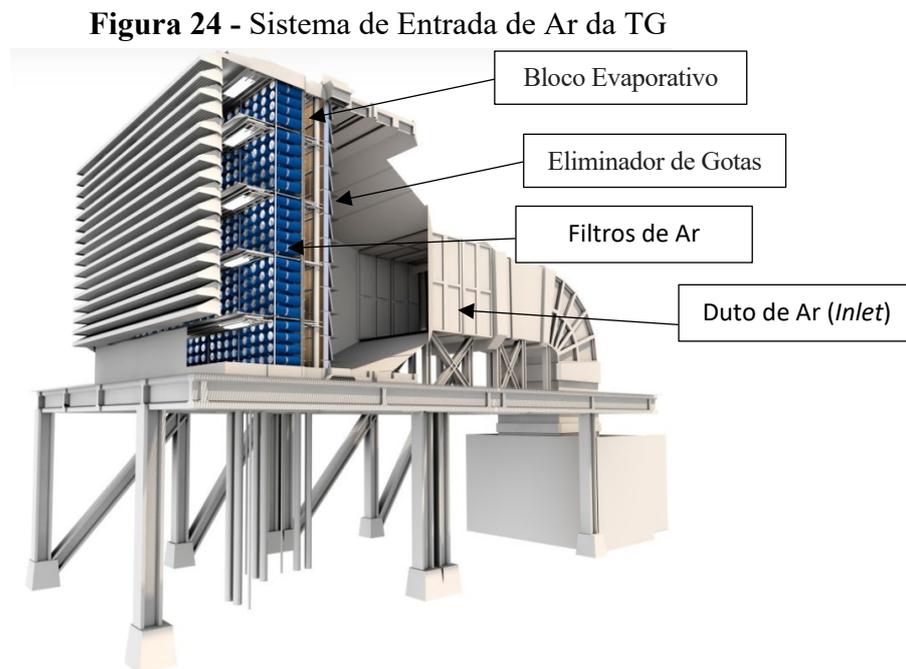
Analisando a Tabela 2, observa-se um grande potencial energético na saída da turbina em estudo (614,4 °C), que é aproveitado para aquecer as caldeiras recuperadoras de calor, aumentando a eficiência térmica da usina. A Figura 23 representa a operação da usina com cogeração.

Figura 23 - Ciclo Brayton Simples com Cogeração

Fonte: Kalataro, 2004

3.2 MÉTODO DE RESFRIAMENTO DO AR DE ENTRADA DA TURBINA 7FA

Por se tratar de uma localidade (região semiárida) com temperatura ambiente elevada (entre 26 e 38°C) em maior parte do ano e umidade bastante baixa, o método utilizado para redução da temperatura de entrada nos compressores das turbinas 7FA da Usina em estudo é o resfriamento evaporativo. Esse sistema é projetado para ser instalado após a filtragem do ar de entrada da TG (Figura 24)



Fonte: Donaldson Company, 2001

Além de obter potência extra, o uso de um resfriador evaporativo melhora o impacto ambiental da máquina aumentando o vapor de água no ar de entrada, diminuindo assim a quantidade de óxidos de nitrogênio (NO_x) produzidos no processo de combustão e diminuindo as emissões da turbina. Há também uma pequena, mas mensurável, melhoria na carga de poeira devido ao efeito de "lavagem de ar" à medida que o ar se move através do resfriador (DONALDSON COMPANY, 2001).

Donaldson (2001) afirma que o resfriador evaporativo usa o processo de evaporação para criar uma redução na temperatura do ar de entrada. Este sistema de resfriamento só pode ser operado em temperaturas ambiente de 15°C ou mais devido à possibilidade de formação de gelo no compressor em temperaturas mais baixas.

Neste sistema, a água é bombeada do reservatório para um coletor no topo de uma parede de blocos de papelão (bloco evaporativo da Figura 23), dentro do módulo. Este coletor distribui uniformemente a água sobre os blocos, consistindo em camadas corrugadas de material fibroso. Os blocos evaporativos contêm canais internos, formados em camadas, que direcionam a água para baixo e contra a direção do fluxo de ar. O ar que passa por esses canais entra em contato com a água que cai fazendo com que uma parte da água evapore, pois o calor sensível do ar é transferido para a água na forma de calor latente. A água que não é evaporada eventualmente retorna ao reservatório abaixo, onde é misturada com água doce para diluir a concentração mineral a uma quantidade especificada e redirecionada de volta ao coletor. Um eliminador de gotas está localizado imediatamente a jusante do resfriador evaporativo para remover quaisquer gotículas de líquido que possam ser arrastadas no fluxo de ar (DONALDSON COMPANY, 2001).

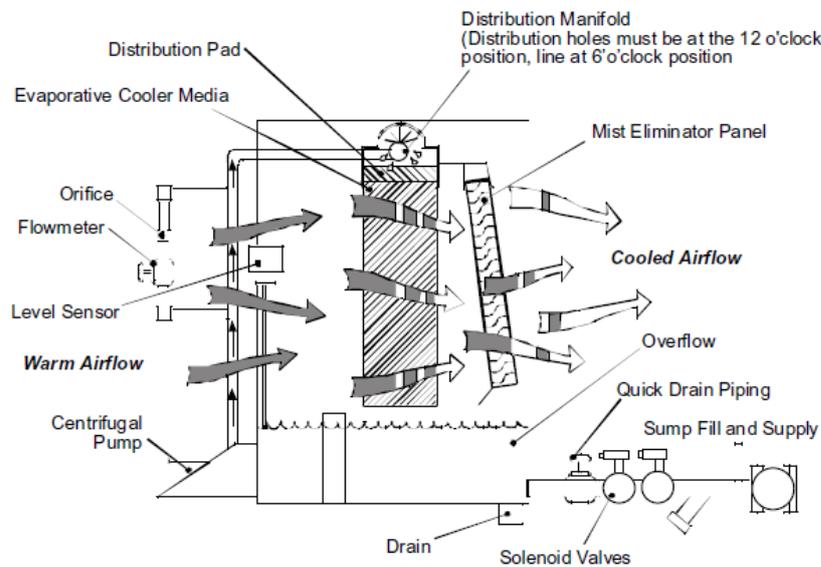
Os blocos ou placas evaporativas são feitas de camadas corrugadas de material fibroso (celulose) com canais internos formados entre as camadas (Figura 25). Existem dois conjuntos alternados de canais nas placas; um é usado para água e outro para ar. A separação dos fluxos é crucial para reduzir o arraste ou a umidade que segue a jusante. A água flui por gravidade através de canais de água e se difunde por todo o bloco evaporativo por ação de absorção (Figura 26). Qualquer excesso de água flui para o reservatório (GENENERAL ELECTRIC COMPANY, 2003).

Figura 25 - Blocos ou Placas Evaporativas de Celulose



Fonte: Donaldson Company, 2001

Figura 26 - Diagrama de Operação do Evaporativo



Fonte: Donaldson Company, 2001

3.3 PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

Para avaliar os efeitos sobre o desempenho da turbina devido a temperatura e umidade do ar, o software EES será utilizado. O estudo se limitará aos impactos que a temperatura ambiente causa no rendimento de uma turbina real e demonstrará a importância da utilização do sistema de resfriamento evaporativo nesses casos, interferindo no custo operacional da unidade. Para esse propósito foram coletados dados através do programa *PI Process Book* referente ao dia 29/03/2021 em que ocorreram variações da temperatura do ar de entrada da turbina.

A escolha da data proposta levou em consideração o retorno da turbina a gás de uma parada de manutenção. Manutenção essa que contou com a substituição dos filtros de ar do compressor, das câmaras de combustão e das palhetas da turbina e compressor. Ou seja, a turbina estava completamente “nova” após essa intervenção. Além disso, o dia que foi realizada a avaliação consiste no período mais quente do ano, dessa forma, iríamos analisar o evaporativo cooler sendo muito mais exigido.

Na Tabela 3 são mostrados os dados coletados da unidade no dia 29/03/2021. Das informações contidas na Tabela 3 é importante frisar que o sistema de evaporativo cooler instalado na turbina só começa a entrar em operação quando a temperatura ambiente for superior a 27°C.

Tabela 3 - Dados Coletados da UTE-VLA

Horário	Temperatura Ambiente (°C)	Umidade Relativa (%)	Temperatura de Entrada (°C)	Umidade Relativa Entrada do Compressor
05:49	24,0	99,54	24,00	99,50
06:16	25,5	99,50	25,00	96,70
07:17	27,0	90,13	24,70	94,53
07:33	28,0	88,10	24,45	91,43
08:05	30,0	80,23	24,62	87,15
08:47	31,0	75,81	24,38	83,95
09:20	33,0	69,61	24,14	78,21
11:13	35,0	59,15	25,14	77,16
11:46	35,5	56,11	24,92	75,17
12:56	36,5	52,20	24,75	72,14
13:36	37,0	53,92	24,44	69,67
13:46	38,4	52,02	24,52	66,64
14:27	34,1	61,71	24,43	76,63
14:50	33,6	59,82	24,41	77,81
15:10	32,1	64,22	24,37	81,30
15:16	31,5	65,35	24,35	82,64
15:41	30,6	67,05	24,42	85,06
17:03	29,5	74,23	24,32	87,52
17:45	29,0	77,59	24,52	89,23
18:53	26,0	93,02	25,12	97,96

Horário	Variação Percentual das Umidades (%)	Pressão Descarga (kgf/cm²)	Temperatura Exaustão (°C)	Potência (MW)
05:49	0,04	13,95	618,30	159,53
06:16	2,90	14,05	616,52	158,56
07:17	4,66	14,06	616,49	157,74
07:33	3,64	14,06	616,65	157,29
08:05	7,93	14,06	616,48	157,23
08:47	9,70	14,05	616,30	157,19
09:20	11,00	14,09	616,20	157,11
11:13	23,34	14,08	615,91	156,46
11:46	25,36	14,09	616,00	156,64
12:56	27,64	14,09	615,47	156,10
13:36	22,60	14,11	615,60	155,49
13:46	21,94	14,10	615,50	155,31
14:27	19,47	14,07	615,11	155,43
14:50	23,12	14,06	615,00	155,60
15:10	21,01	14,06	615,40	156,29
15:16	20,92	14,06	615,36	156,44
15:41	21,17	14,05	615,31	156,80
17:03	15,19	14,03	615,79	156,95
17:45	13,05	14,02	616,67	157,09
18:53	5,04	14,00	616,41	158,30

Fonte: Usina Termelétrica Vale do Açu, 2022

Na simulação no programa EES foram utilizadas as informações da temperatura ambiente (T_{amb}), temperatura de entrada do compressor (após o evaporativo cooler) ($T_{evaporativo}$), vazão de ar e pressão de entrada ($P_{entrada}$). No fluxograma mostrado na Figura 27 está a arquitetura utilizada com os dados de entrada e saída.

Na estrutura do programa foram utilizadas as equações termodinâmicas demonstradas no capítulo anterior. Os dados da Tabela 3 foram utilizados como de entrada e resultados coletados no EES foram transferidos para uma planilha no *Excel* (conforme Tabela 4) e analisados.

Figura 27 - Fluxograma da Estrutura e Equações Utilizadas no EES

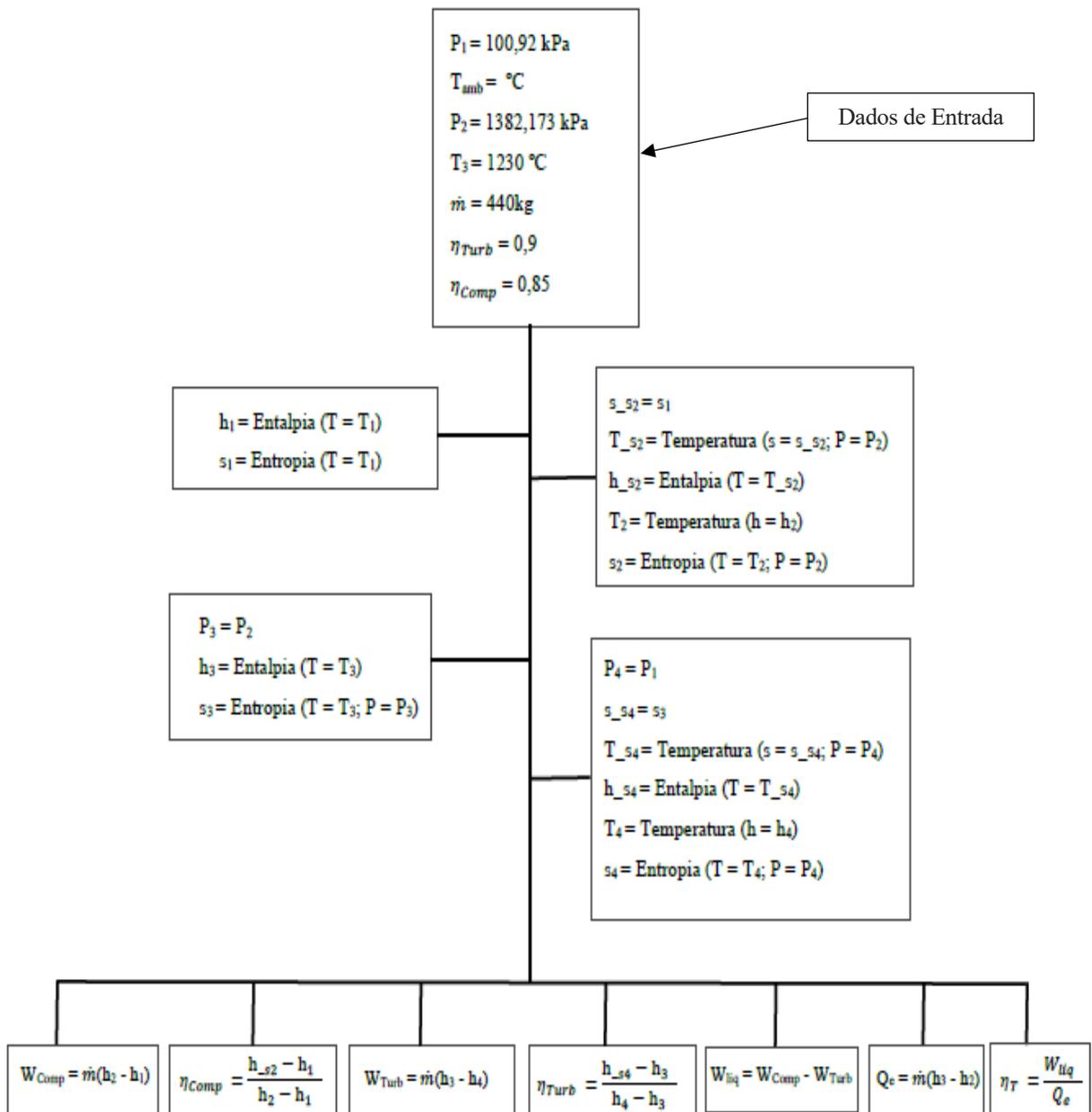


Tabela 4 - Resultados Coletados EES

Horário	Temperatura Ambiente (°C)	Temperatura Descarga Compressor (°C)	Trabalho do Compressor (MW)	Taxa de Entrada de Calor (MW)
05:49	24,0	402,00	171,31	419,31
06:16	25,5	405,20	172,16	417,80
07:17	27,0	408,40	173,00	416,29
07:33	28,0	410,50	173,57	415,28
08:05	30,0	414,80	174,70	413,26
08:47	31,0	417,00	175,27	412,25
09:20	33,0	421,20	176,40	410,24
11:13	35,0	425,50	177,53	408,22
11:46	35,5	426,60	177,82	407,72
12:56	36,5	428,70	178,38	406,71
13:36	37,0	429,80	178,67	406,21
13:46	38,4	432,70	179,46	404,80
14:27	34,1	423,60	177,03	409,13
14:50	33,6	422,50	176,74	409,63
15:10	32,1	419,30	175,89	411,15
15:16	31,5	418,00	175,55	411,75
15:41	30,6	416,10	175,04	412,66
17:03	29,5	413,70	174,42	413,77
17:45	29,0	412,70	174,14	414,27
18:53	26,0	406,30	172,44	417,30

Horário	Taxa de Saída de Calor (MW)	Rendimento Térmico	Potência de Saída (MW)	Heat Rate Sem Evaporativo
05:49	259,95	38,00	159,36	10.086,60
06:16	259,29	37,94	158,51	10.140,69
07:17	258,63	37,87	157,66	10.195,36
07:33	258,19	37,83	157,10	10.231,70
08:05	257,30	37,74	155,96	10.306,49
08:47	256,86	37,69	155,40	10.343,63
09:20	255,98	37,60	154,26	10.420,07
11:13	255,09	37,51	153,13	10.496,96
11:46	254,87	37,49	152,85	10.516,19
12:56	254,43	37,44	152,28	10.555,56
13:36	254,21	37,42	152,00	10.575,00
13:46	253,59	37,35	151,21	10.630,25
14:27	255,49	37,55	153,64	10.462,12
14:50	255,71	37,58	153,92	10.443,09
15:10	256,37	37,64	154,77	10.385,73
15:16	256,64	37,67	155,11	10.362,97
15:41	257,04	37,71	155,62	10.329,01
17:03	257,52	37,76	156,25	10.287,36
17:45	257,74	37,78	156,53	10.268,96
18:53	259,07	37,92	158,23	10.158,63

Fonte: Autor, 2022

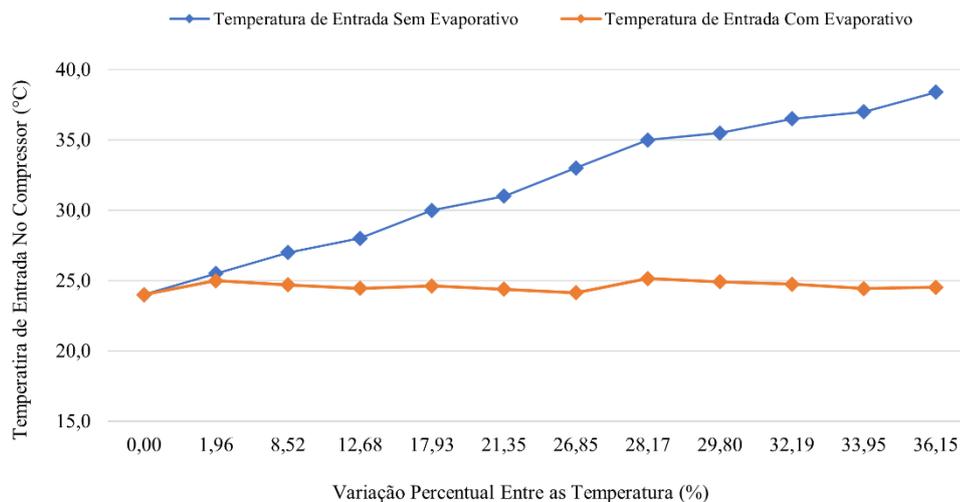
4 RESULTADOS

Nesse capítulo serão discutidos os resultados obtidos sobre influência da temperatura ambiente e da umidade no funcionamento da Turbina a Gás e a importância da utilização do sistema evaporativo para minimizar essa interferência.

Os gráficos que relacionam a temperatura de entrada do compressor (*inlet*), o desempenho da turbina estudada, potência de saída e rendimento térmico, quando se utiliza o sistema com resfriamento evaporativo e o sistema sem resfriamento, desenvolvidos a partir dos resultados obtidos no EES (Anexo A), serão apresentados a seguir.

A Figura 28 representa um comparativo entre as temperaturas de entrada do compressor com e sem a utilização do resfriamento evaporativo.

Figura 28 - Variação das Temperaturas de Entrada no Compressor Com e Sem Evaporativo



Fonte: Autor, 2022

Observando a Figura 28 temos uma variação máxima de aproximadamente 14°C entre as temperaturas de entrada do compressor com a utilização do evaporativo cooler em comparação com esse equipamento parado.

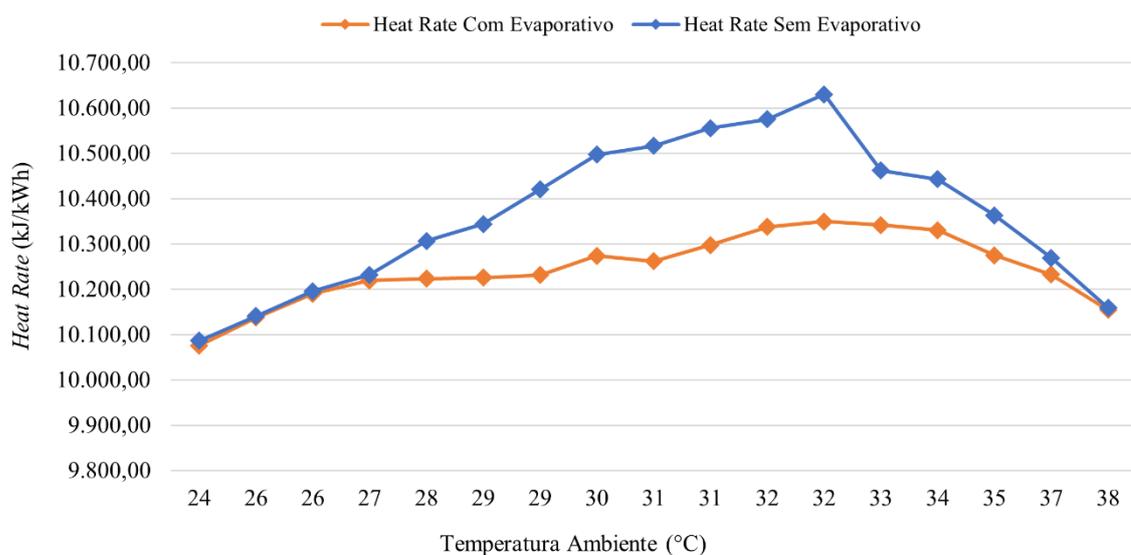
Outro fator importante na determinação do papel desempenhado do resfriador evaporativo utilizado na turbina a gás da Termelétrica UTE-VLA é a taxa de calor (*heat rate*) em kJ/KWh. O *heat rate* representa o consumo de energia térmica necessária para produzir 1 kWh (quilowatt-hora) de energia elétrica. A diminuição da taxa de calor significa que mais eficiente é a turbina a gás. A Tabela 5 e a Figura 29 determina a taxa de calor para a turbina a gás em estudo.

Tabela 5 - Heat Rate da Unidade

Horário	Temperatura Ambiente (°C)	Heat Rate Sem Evaporativo (kJ/kWh)	Heat Rate Com Evaporativo (kJ/kWh)	Varição Percentual Heat Rate (%)
05:49	24,0	10.086,60	10.075,85	0,11
06:16	25,5	10.140,69	10.137,49	0,03
07:17	27,0	10.195,36	10.190,19	0,05
07:33	28,0	10.231,70	10.219,34	0,12
08:05	30,0	10.306,49	10.223,24	0,81
08:47	31,0	10.343,63	10.225,84	1,14
09:20	33,0	10.420,07	10.231,05	1,81
11:13	35,0	10.496,96	10.273,55	2,13
11:46	35,5	10.516,19	10.261,75	2,42
12:56	36,5	10.555,56	10.297,25	2,45
13:36	37,0	10.575,00	10.337,64	2,24
13:46	38,4	10.630,25	10.349,62	2,64
14:27	34,1	10.462,12	10.341,63	1,15
14:50	33,6	10.443,09	10.330,33	1,08
15:10	32,1	10.385,73	10.350,96	0,33
15:16	31,5	10.362,97	10.274,87	0,85
15:41	30,6	10.329,01	10.251,28	0,75
17:03	29,5	10.287,36	10.241,48	0,45
17:45	29,0	10.268,96	10.232,35	0,36
18:53	26,0	10.158,63	10.154,14	0,04

Fonte: Autor, 2022

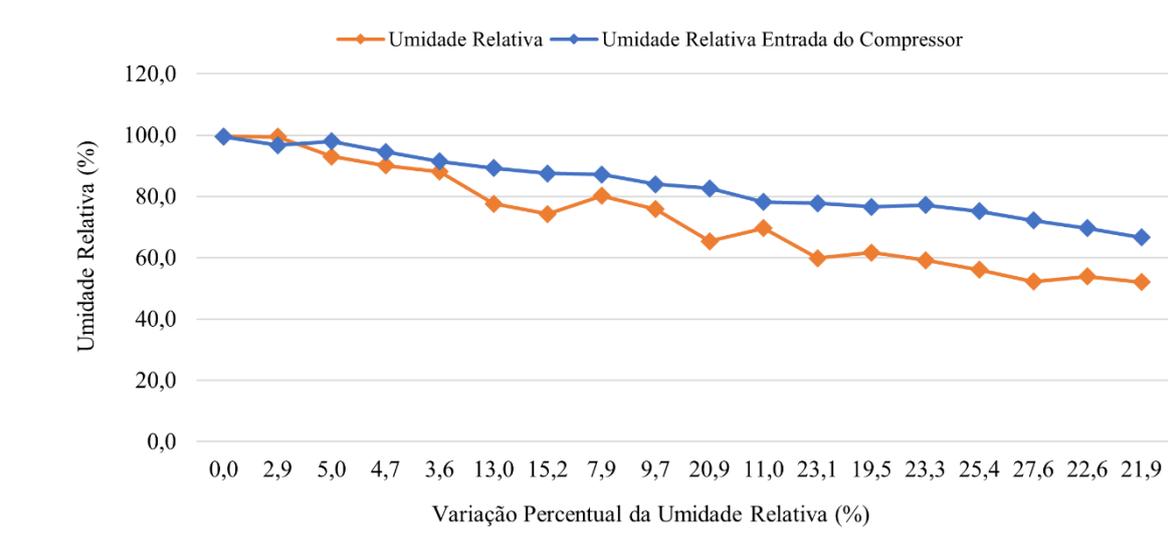
Figura 29 - Comparativo Entre os Heat Rates em Relação a Temperatura Ambiente



Fonte: Autor, 2022

Outro fator estudado e que afeta diretamente o funcionamento da TG é a umidade. Na Figura 30 é mostrada a variação percentual da umidade do ar durante o dia em relação a umidade de entrada do compressor da TG após passar pelo resfriamento evaporativo.

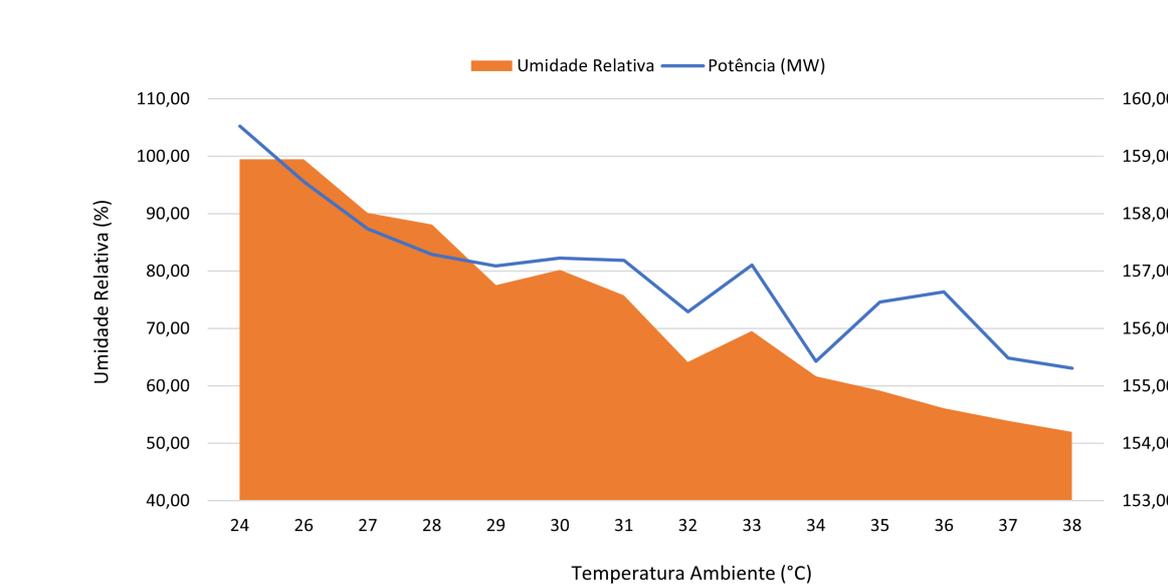
Figura 30 - Comparativo da Umidade do Ar em Relação a Temperatura Ambiente



Fonte: Autor, 2022

Na Figura 31 temos uma relação da temperatura e umidade em relação a potência de saída da turbina.

Figura 31 - Variação da Potência em Relação a Temperatura Ambiente e Umidade Relativa



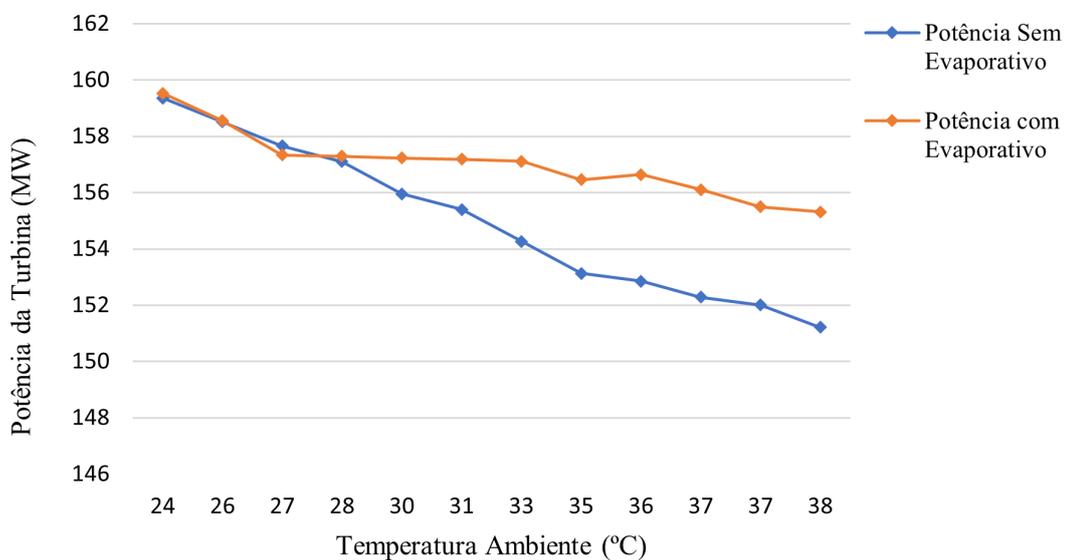
Fonte: Autor, 2022

De acordo com a Munters Corporation (2016), a efetividade de resfriamento evaporativo está relacionada com a capacidade de interação entre água e ar que depende da profundidade do bloco de papelão (meio rígido). O aumento da efetividade, gerada pela maior profundidade, faz com que a TBS na saída do meio de resfriamento seja menor, ou seja, mais próxima da TBU, fato este que implica no aumento da vazão mássica de ar para o compressor, pois ao ficar próximo da condição de saturação o ar possui uma massa específica maior.

Como a profundidade do bloco evaporativo utilizado é de 300mm, é possível verificar alguns valores de temperatura na entrada do compressor abaixo ou próximo da TBU durante o dia. No entanto, mesmo com a instalação do eliminador de gotas, uma certa quantidade de água no ar que é levada ao compressor, além de interferir na eficiência, a água contribui para sujeiras nas palhetas desse equipamento, reduzindo assim, a vida útil dos componentes.

Fica evidente analisando a Figura 32 que, à medida que a temperatura do ar de entrada diminui, a potência de saída aumenta, isso se deve ao aumento da densidade do ar de entrada, que aumenta a taxa de fluxo de massa de entrada, o que leva a aumentos da potência de saída da turbina a gás.

Figura 32 - Potência de Saída da Turbina em Relação a Temperatura Ambiente



Fonte: Autor, 2022

Esse decréscimo na potência de saída da turbina gera uma redução evidente na geração de vapor da caldeira recuperadora de calor, como pode ser observada na Tabela 6 e Figura 33.

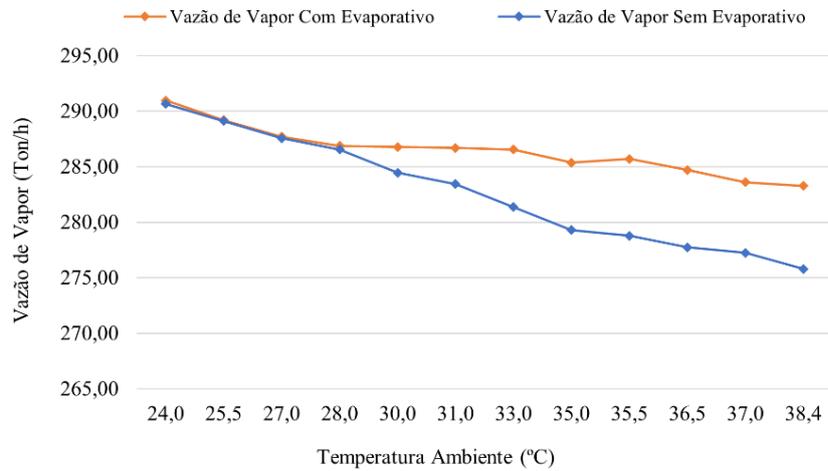
Tabela 6 - Geração de Energia e Vapor

Horário	Temperatura Ambiente (°C)	Potência Sem Evaporativo (MW)	Potência Com Evaporativo (MW)	Variação Percentual Potência (%)
05:49	24,00	159,36	159,53	0,11
06:16	25,50	158,51	158,56	0,03
07:17	27,00	157,66	157,74	0,05
07:33	28,00	157,10	157,29	0,12
08:05	30,00	155,96	157,23	0,81
08:47	31,00	155,40	157,19	1,14
09:20	33,00	154,26	157,11	1,81
11:13	35,00	153,13	156,46	2,13
11:46	35,50	152,85	156,64	2,42
12:56	36,50	152,28	156,10	2,45
13:36	37,00	152,00	155,49	2,24
13:46	38,40	151,21	155,31	2,64
14:27	34,10	153,64	155,43	1,15
14:50	33,58	153,92	155,60	1,08
15:10	32,08	154,77	155,29	0,33
15:16	31,50	155,11	156,44	0,85
15:41	30,60	155,62	156,80	0,75
17:03	29,45	156,25	156,95	0,45
17:45	29,00	156,53	157,09	0,36
18:53	26,00	158,23	158,30	0,04

Horário	Temperatura Ambiente (°C)	Vazão de Vapor Sem Evaporativo	Vazão de Vapor Com Evaporativo	Variação Percentual de Vapor (%)
05:49	24,00	290,66	290,97	0,11
06:16	25,50	289,11	289,20	0,03
07:17	27,00	287,56	287,70	0,05
07:33	28,00	286,53	286,88	0,12
08:05	30,00	284,46	286,77	0,81
08:47	31,00	283,43	286,70	1,14
09:20	33,00	281,35	286,55	1,81
11:13	35,00	279,29	285,37	2,13
11:46	35,50	278,78	285,70	2,42
12:56	36,50	277,74	284,71	2,45
13:36	37,00	277,23	283,60	2,24
13:46	38,40	275,79	283,27	2,64
14:27	34,10	280,22	283,49	1,15
14:50	33,58	280,73	283,80	1,08
15:10	32,08	282,28	283,23	0,33
15:16	31,50	282,91	285,33	0,85
15:41	30,60	283,84	285,99	0,75
17:03	29,45	284,98	286,26	0,45
17:45	29,00	285,49	286,52	0,36
18:53	26,00	288,60	288,72	0,04

Fonte: Autor, 2022

Figura 33 - Vazão de Vapor x Temperatura Ambiente

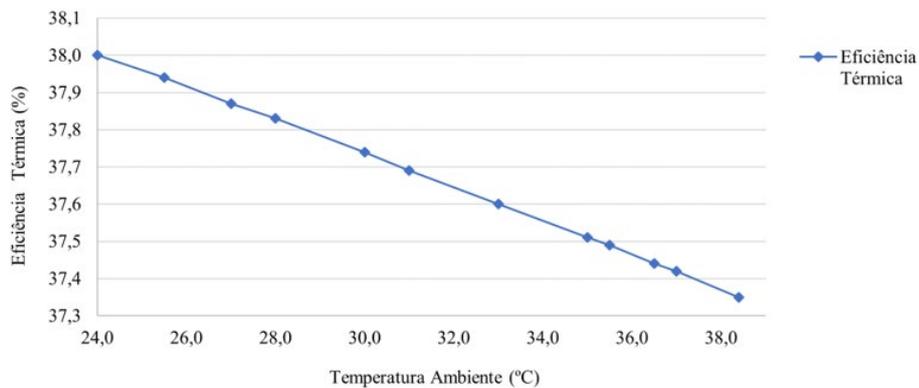


Fonte: Autor, 2022

Essa variação na geração de energia e de vapor é claramente minimizada com a utilização do resfriamento evaporativo, conforme a Tabela 6. Enquanto com o uso do resfriamento evaporativo a potência possui uma diferença de 4,22 MW e 6,5 ton/h na produção de vapor durante o dia, sem a utilização desse equipamento essa variação passa para 8,15 MW e 14,87 ton/h, respectivamente. Essa diferença possui grande impacto orçamentário da unidade, já que o 1 MWh de energia é vendido por R\$ 450,00 e 1Ton de vapor a R\$ 410,00. Ou seja, com uso do resfriamento evaporativo a unidade deixará de perder em um dia de operação em torno de R\$ 39.000,00.

A Figura 34 mostra claramente as variações da temperatura ambiente com a eficiência térmica da unidade. É comprovado que há um decréscimo na eficiência (máximo de 0,7%) com o aumento da temperatura ambiente

Figura 34 - Eficiência Térmica x Temperatura Ambiente



Fonte: Autor, 2022

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo estudar a influência da temperatura ambiente no ar de admissão da turbina a gás, bem como realizar análise da importância da instalação de um sistema de resfriamento na entrada desse equipamento, para que fosse verificado como esse arrefecimento influenciaria, nos parâmetros acima apresentados. Para tal objetivo, os conceitos termodinâmicos relacionados ao ciclo Brayton foram utilizados, bem como a pesquisa de dados sobre a turbina a gás, resfriamento evaporativo, fabricantes e o uso dos programas EES e *PI Processbook* para obtenção das soluções numéricas apresentadas.

Por isso, pode-se comprovar, através desse estudo, que o resfriamento do ar de entrada da TG propicia o aumento da eficiência térmica, assim como o aumento na potência de saída da turbina a gás. Além disso, a utilização desse método melhora o consumo de energia térmica para a produção de 1MW de energia elétrica (*heat rate*), colaborando com a afirmativa anterior.

Este trabalho deixou ainda mais evidente que estudos realizados em usinas termelétricas devem ser rotineiros para que ocorra modificações de forma que seu funcionamento seja sempre economicamente viável.

6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No decorrer do presente trabalho surgiram alguns aspectos que se revelaram interessantes para uma abordagem mais detalhada. A seguir, são sugeridas pesquisas que poderão vir a ser objeto de futuros trabalhos.

1. Estudar termodinâmico dos blocos de papelão instalados no evaporativo. Enfatizando quais propriedades o papelão deve possuir para garantir uma melhor eficiência;
2. Realizar modelagem matemática e numérica da física da evaporação. Quão molhado deve estar os blocos evaporativos e como economizar essa água;
3. Estudar o tipo de água ideal deve ser utilizada no resfriador evaporativo para não danificar as palhetas do compressor e aumentar a eficiência dos blocos de papelão;
4. Estudar a temperatura ideal de entrada de ar na turbina que possua o melhor custo-benefício para a unidade.

REFERÊNCIAS

- AL-HAMDAN, O. R.; SAKER, A. A. Studying the Role Played by Evaporative Cooler on the Performance of GE Gas Turbine Existed in Shuaiba North Electric Generator Power Plant. **Energy and Power Engineering**, Shuaiba, 7 jul. 2013.
- AVEVA GROUP. **Aveva PI System**. [Cambridge: AVEVA], 2022. Disponível em: <https://www.aveva.com/pt-br/products/aveva-pi-system/>. Acesso em: 21 dez. 2022.
- BELLORIO, M. B. **Aplicação de Sistemas Evaporativos no Ciclo de Turbinas a Gás**. 2007. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília, 2007.
- BORGNACKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 2018.
- BROOKS, F. J. **GE Gas Turbine Performance Characteristics: operation manual**. Schenectady: GE Power Systems, 2000.
- CARMONA, J. Gas Turbine Evaporative Cooling Evaluation For Lagos - Nigeria. **Applied Thermal Engineering**, Zuriq, n. 89, p. 262-269, jan. 2015.
- CASTRO, R. M. G. **Introdução a Cogeração**. 1. ed. Lisboa: Universidade Técnica de Lisboa, 2009.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: AMGH Editora, 2013.
- CHAKER, M. *et al.* Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Detailed Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential In The USA. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2001**, New Orleans, 4 jun. 2001.
- CHAKER, M.; MEHER-HOMJI, C. B.; MEE, T. Inlet Fogging of Gas Turbine Engines - Part A: Fog Droplet Thermodynamics, Heat Transfer and Practical Considerations. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2002**, Monrovia, 3 jun. 2002.
- DONALDSON COMPANY. **Evaporative Cooler System: operation manual**. Bloomington. DONALDSON COMPANY, 2001.
- EL-SHAZLY, A. A. *et al.* Gas Turbine Performance Enhancement Via Utilizing Different Integrated Turbine Inlet Cooling Techniques. **Alexandria Engineering Journal**, Alexandria, v. 55, p. 1903-1914, ago. 2016.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz Energética e Elétrica**. [Brasília: EPE], 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 30 jun. 2022.
- GARCIA JUNIOR, N. D. L. **Eficiência de Turbina a Gás: Influência da Temperatura no Rendimento**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, Manaus, 2021.

GENENERAL ELECTRIC COMPANY. **Manual de Operação da Turbina a Gás**. Boston: GENENERAL ELECTRIC COMPANY, 2003.

GUIRARDI, W. **Análise da Influência das Condições do Ar Atmosférico no Desempenho de Turbinas a Gás com Sistema de Resfriamento do Ar de Entrada**. Tese (Mestrado em Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos) - Escola de Engenharia Mauá, Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2008.

KAKARAS, E.; DOUKELIS, A.; KARELLAS, S. Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. **Energy**, Atenas, 1 dez. 2004.

KALATALO, D. N. **Análise Exergética de Ciclos Combinados**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, Brasília, 2004.

KROSS, K. A.; POTTER, M. C. **Termodinâmica para Engenheiros**. 1. ed. São Paulo: Cengage, 2015.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, projeto e operação**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, v. 1, 2004.

MATIAS, J. A.; CRUZ, P. R. **Turbina a Gás**. Rio de Janeiro: Petrobras, 2010.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. H. **Princípios de Termodinâmica Para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MUNTERS CORPORATION. **Gas Turbine Evaporative Cooling (GTEC): operation manual**. Fort Myers: MUNTERS CORPORATION, 2016.

NAJJAR, Y. S. H.; ABUBAKER, A. M. Indirect Evaporative Combined Inlet Air Cooling With Gas Turbines For Green Power Technology. **International Journal of Refrigeration**, Irbid, n. 59, p. 235-250, jul. 2015.

NOGUEIRA, L. A. H. **Conservação de Energia: Eficiência Energética de Instalações e Equipamentos**. 3. ed. Itajubá: FUPAI, 2006.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA. **Evolução da Capacidade Instalada do no SIN**. [Brasília, ONS], 2022. Disponível em: <https://www.ons.org.br/paginas/sobre-o-sin/o-sistema-em-numeros>. Acesso em: 30 jun. 2022.

PEXE, R. GE inicia primeira turbina com energia de baterias - black start. **Turbivap**, Campinas, 2020. Disponível em: <https://turbivap.com.br/ge-inicia-primeira-turbina-com-energia-de-baterias-black-start/>. Acesso em: 5 set. 2022.

QUEIROZ, M.; MATIAS, J. A. **Básico de Turbina a Gás**. Rio de Janeiro: Petrobras, 2003.

RIBEIRO, C. C.; CARNEIRO, F. S. D. **Análise de Desempenho de Turbina a Gás Utilizando o Resfriamento de Ar de Entrada**. Trabalho de Conclusão de Curso

(Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2011.

SANTOS, Nelson Oliverira dos. **Termodinâmica Aplicada às Termelétricas**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2006.

SANTOS, A. P.; ANDRADE, C. R. Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites. **Journal Of Aerospace Technology And Management**, São José dos campos, v. 4, n. 3, p. 341-353, jul. 2012.

USINA TERMELÉTRICA VALE DO AÇU. **Relatório de Operação da UTE-VLA**. Alto do Rodrigues: USINA TERMELÉTRICA VALE DO AÇU, 2022.

WARK, K. **Termodinâmica**. 6. ed. Madri: McGraw-Hill Interamericana de España, 2000.

ZEITOUN, O. Two-Stage Evaporative Inlet Air Gas Turbine Cooling. **Energies**, Riade, n. 14, jan. 2021.

ANEXO A - CÓDIGO EES

"Hipóteses:"

"1- Operação em regime permanente;"

"2- O ar é um gás ideal com calores específicos constantes;"

"3- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis:"

"Dados:"

$P[1] = 100,92$ [kPa]	"Pressão de Entrada do Compressor"
$P[2] = 1382,73$ [kPa]	"Pressão de Descarga do Compressor"
$T_{amb} = 24$ [C]	"Temperatura Ambiente"
$T[1] = T_{amb} + 273$ [K]	"Temperatura de Entrada do Compressor"
$T[3] = 1230 + 273$ [K]	"Temperatura na Câmara de Combustão"
$m_{dot_ar_ent} = 440$ [kg/s]	"Vazão Mássica de Ar"
$Eta_Turb = 0,9$	"Eficiência Isentrópica da Turbina"
$Eta_Comp = 0,85$	"Eficiência Isentrópica do Compressor"

"Propriedades constantes do ar a 300K:"

$c_v = 0,718$ [kJ/kg*K]

$c_p = 1,005$ [kJ/kg-K]

$R = 0,287$ [kJ/kg*K]

$k = 1,4$

"Processo 1-2 (compressão isentrópica):"

$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T[1])$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{Air}; T=T[1]; P=P[1])$

$s_{s[2]} = s[1]$

$T_{s[2]} = \text{Temperature}(\text{Air}; s=s_{s[2]}; P=P[2])$

$h_{s[2]} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_{s[2]})$

$T[2] = \text{Temperature}(\text{Air}; h=h[2])$

$s[2] = \text{Entropy}(\text{Air}; T=T[2]; P=P[2])$

"Trabalho do Compressor"

$W_{dot_Comp} = (m_{dot_ar_ent} * (h[2] - h[1])) / 1000$ "Trabalho do Compressor"

"Eficiência Isentrópica do Compressor"

$$\text{Eta_Comp} = (h_{s[2]} - h[1]) / (h[2] - h[1])$$

"Eficiência Isentrópica do Compressor"

"Processo 2-3 (Fornecimento de calor a pressão constante):"

$$P[3] = P[2]$$

$$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T[3])$$

$$s[3] = \text{Entropy}(\text{Air}; T=T[3]; P=P[3])$$

"Processo 3-4 (expansão isentrópica):"

$$P[4] = P[1]$$

$$s_{s[4]} = s[3]$$

$$T_{s[4]} = \text{Temperature}(\text{Air}; s=s_{s[4]}; P=P[4])$$

$$h_{s[4]} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_{s[4]})$$

$$T[4] = \text{Temperature}(\text{Air}; h=h[4])$$

$$s[4] = \text{Entropy}(\text{Air}; T=T[4]; P=P[4])$$

"Trabalho da Turbina"

$$W_{\text{dot_Turb}} = (m_{\text{dot_ar_ent}} * (h[3] - h[4])) / 1000$$

"Trabalho da Turbina"

"Eficiência Isentrópica da Turbina"

$$\text{Eta_Turb} = (h[3] - h[4]) / (h[3] - h_{s[4]})$$

"Eficiência Isentrópica da Turbina"

"Potência de saída na Turbina"

$$\text{Potência_sai} = (W_{\text{dot_Turb}} - W_{\text{dot_Comp}})$$

"Potência de saída na Turbina"

"Taxa de calor que entra"

$$Q_{\text{dot_H}} = (m_{\text{dot_ar_ent}} * (h[3] - h[2])) / 1000$$

"Taxa de calor que entra"

"Taxa de calor que saída"

$$Q_{\text{dot_L}} = (m_{\text{dot_ar_ent}} * (h[4] - h[1])) / 1000$$

"Taxa de calor que saída"

"Trabalho Líquido"

$$W_{\text{liq}} = (Q_{\text{dot_H}} - Q_{\text{dot_L}})$$

"Trabalho Líquido"

"Eficencia termica"

$$\text{Eta_Term} = (\text{Potência_sai}/\text{Q_dot_H}) * 100$$

"Eficiência térmica"