



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE  
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E  
TERRITÓRIO (ILATIT)  
ENGENHARIA DE ENERGIA**

**ESTUDO PARAMÉTRICO DO DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS  
OPERANDO COM COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS**

**GERHARD EGEWARTH ROHDEN**

Foz do Iguaçu

2019



**INSTITUTO LATINO-AMERICANO DE  
TECNOLOGIA, INFRAESTRUTURA E  
TERRITÓRIO (ILATIT)  
ENGENHARIA DE ENERGIA**

**ESTUDO PARAMÉTRICO DO DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS  
OPERANDO COM COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS**

**GERHARD EGEWARTH ROHDEN**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito final para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

**Orientador:** Prof. PhD. Walfrido Alonso Pippo

**Coorientador:** Prof. Dr. Alexandre Alves

Foz do Iguaçu

2019

GERHARD EGEWARTH ROHDEN

**ESTUDO PARAMÉTRICO DO DESEMPENHO DE UMA MICROTURBINA A GÁS  
OPERANDO COM COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Coorientador: Prof. Dr. Alexandre Alves  
UFABC

---

Prof. Dr. Gustavo Roncero Rivas  
UNILA

---

Prof. Dr. Jorge Javier Ledesma  
UNILA

Foz do Iguaçu, \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_.

## TERMO DE SUBMISSÃO DE TRABALHOS ACADÊMICOS

Nome completo do autor/a: \_\_\_\_\_

Curso: \_\_\_\_\_

Documento de identificação (RG, CPF, Passaporte, etc.): \_\_\_\_\_

E-mail: \_\_\_\_\_ Fone: \_\_\_\_\_

Tipo de Documento	
(.....) graduação	(.....) artigo
(.....) especialização	(.....) trabalho de conclusão de curso
(.....) mestrado	(.....) monografia
(.....) doutorado	(.....) dissertação
	(.....) tese
	(.....) CD/DVD – obras audiovisuais
	(.....) _____

Título do trabalho acadêmico: \_\_\_\_\_

Nome do orientador: \_\_\_\_\_ Data da Defesa: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_

### Licença não-exclusiva de Distribuição

O referido autor:

a) Declara que o documento entregue é seu trabalho original, e que detém o direito de conceder os direitos contidos nesta licença. Declara também que a entrega do documento não infringe, tanto quanto lhe é possível saber, os direitos de qualquer outra pessoa ou entidade.

b) Se o documento entregue contém material do qual não detém os direitos de autor, declara que obteve autorização do detentor dos direitos de autor para conceder à UNILA — Universidade Federal da Integração Latino-Americana os direitos requeridos por esta licença, e que esse material, cujos direitos são de terceiros, está claramente identificado e reconhecido no texto ou conteúdo do documento entregue.

Se o documento entregue é baseado em trabalho financiado ou apoiado por outra instituição que não a Universidade Federal da Integração Latino-Americana, declara que cumpriu quaisquer obrigações exigidas pelo respectivo contrato ou acordo.

Na qualidade de titular dos direitos do conteúdo supracitado, o autor autoriza a Biblioteca Latino-Americana — BIUNILA a disponibilizar a obra, gratuitamente e de acordo com a licença pública *Creative Commons* **Licença 3.0 Unported**.

Foz do Iguaçu, \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_.

\_\_\_\_\_  
Assinatura do Responsável pela doação

Recebido por: \_\_\_\_\_ em: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_

**Dedico este trabalho a minha família, amigos e  
a todos que sempre confiaram em mim.**

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus pela vida, por iluminar e abençoar meu caminho para a realização deste objetivo.

Agradeço aos meus pais Germano e Cristina por dar-me a possibilidade de estudar e o apoio incondicional e imprescindível durante toda minha graduação, não deixando que me faltasse nada de essencial para cumprir o meu objetivo, sem o qual este resultado não seria possível.

Aos meus irmãos Jair e Vanderlei, agradeço pela força e motivação transmitidos neste período de graduação e pelos momentos de descontração que ajudaram muito a aliviar a tensão em diversos momentos.

Agradeço ao meu orientador e ao coorientador, pela orientação deste trabalho e pela ajuda em momentos importantes, agradeço, em especial, ao meu coorientador Prof. Dr. Alexandre Alves, pelo apoio incondicional, por todos os ensinamentos técnicos e, acima de tudo, os ensinamentos pessoais que me fizeram enxergar o mundo de outra forma, sem estes a realização deste trabalho, com certeza, não seria possível.

Agradeço às pessoas próximas e especiais que me ajudaram na realização deste trabalho, seja pela ajuda técnica ou pelo simples fato de me apoiar com palavras de ânimo e motivação.

Agradeço aos meus amigos, pelas palavras de força e ânimo nesta trajetória de graduação, que entenderam minha ausência e mesmo pela distância sempre transmitiam seu apoio e incentivo à conclusão deste objetivo.

Agradeço ao Parque Tecnológico Itaipu-Paraguai pelo suporte pessoal e econômico prestado por meio do programa de bolsas de estudo, sem este apoio com certeza a realização deste objetivo se tornaria muito mais difícil.

Agradeço à UNILA e ao corpo docente do curso de Engenharia de Energia, pelos diversos ensinamentos e aprendizados e à ITAIPU BINACIONAL, que me acolheu no processo de estágio, durante o qual pude aprender muito sobre o mercado de trabalho e a vida profissional como um todo.

Finalmente, agradeço de forma geral a todas as pessoas não mencionadas aqui que tiveram participação na realização deste trabalho.

*É muito melhor lançar-se em busca de conquistas grandiosas, mesmo expondo-se ao fracasso, do que alinhar-se com os pobres de espírito, que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem numa penumbra cinzenta, onde não conhecem nem vitória, nem derrota.”*

**Theodore Roosevelt**

EGEWARTH ROHDEN, Gerhard. **Estudo paramétrico do desempenho de uma microturbina a gás operando com combustíveis alternativos**. 2019. 91 págs. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2019.

## RESUMO

O atual panorama energético e as legislações ambientais fazem necessário o estudo e desenvolvimento de novas tecnologias que permitam operar máquinas como turbinas a gás com novos combustíveis ou combustíveis alternativos, de forma eficiente, mantendo os padrões de desempenho. Este trabalho apresenta uma abordagem completa sobre o estudo de desempenho de turbinas a gás, em que, inicialmente, são apresentados conceitos básicos referentes às turbinas a gás como: o seu princípio de funcionamento, o ciclo Brayton; partes mecânicas como: compressor, turbina e câmara de combustão; as perdas envolvidas no ciclo; assim como os principais parâmetros que afetam o seu desempenho como: parâmetros locais e parâmetros de operação. Esses conceitos e técnicas foram aplicados no estudo de desempenho de uma microturbina a gás Capstone C30, a partir dos dados fornecidos pelo fabricante. Essas turbinas são comumente usadas para geração de energia elétrica estacionária, e a máquina conta com uma potência nominal de 30kW. Para realização das análises paramétricas e estudo do efeito do combustível nos parâmetros de desempenho, foi utilizado o software GasTurb® e realizados estudos do impacto do poder calorífico do combustível em diversos parâmetros da máquina, como no consumo específico de combustível, vazão de combustível, eficiência térmica entre outros e, a partir da análise fora do ponto de projeto, foram obtidas as linhas de operação da microturbina. Os resultados mostram ligeiras diferenças em relação aos dados fornecidos pelo fabricante, os motivos destas diferenças são abordados durante o trabalho e, a partir dos dados fornecidos, é possível realizar uma retroalimentação e encontrar os valores necessários de fatores não disponibilizados para atingir os níveis de operação especificados.

**Palavras-chave:** Combustíveis Alternativos; Turbinas a gás; Desempenho, Microturbinas a gás.



EGEWARTH ROHDEN, Gerhard. **Parametric study of micro gas turbine performance operating with alternative fuels**. 2019. 91 págs. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energia) — Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2019.

## ABSTRACT

The current energy scenario and environmental legislation require the study and development of new technologies that allow the operation of gas turbine engines with new fuels or alternative fuels efficiently while maintaining performance standards. This work presents a complete approach on the study of the performance of gas turbines, where the basic concepts of gas turbines are presented, such as: its operating principle, the Brayton cycle; mechanical parts such as: compressor, turbine and combustion chamber; the losses involved in the cycle; as well as the main parameters that affect its performance as: local parameters and parameters of operation. These concepts and techniques were applied in the performance study of a Capstone C30 microturbine from the data provided by the manufacturer, these turbines are commonly used for stationary electric power generation, this machine has a nominal power of 30kW. To carry out the parametric analysis and study the effect of the fuel in the performance parameters, the GasTurb® software was used, studies were carried out on the impact of the heating value of the fuel on various parameters of the machine, such as specific fuel consumption, fuel flow, thermal efficiency among others and from the analysis off-design point the microturbine operating lines are obtained. The results show slight differences with the data provided by the manufacturer, the reasons for these differences are addressed during the work and from the data provided it is possible to perform a feedback and find the necessary values of factors not availables to reach the specified operating levels.

**Key-words:** Alternative fuels, Gas turbine, Performance, Micro gas turbine.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3-1: Ciclo Brayton aberto.....	26
Figura 3-2: Ciclo Brayton fechado.....	27
Figura 3-3: Diagrama T-s do ciclo Brayton.....	29
Figura 3-4: Diagrama P-v do ciclo Brayton.....	29
Figura 3-5: Diferença entre o ciclo Brayton real e ideal.....	32
Figura 3-6: Esquema de um motor com regeneração.....	33
Figura 3-7: Diagrama T-s de um ciclo com regeneração.....	33
Figura 3-8: Eficiência térmica do ciclo com e sem regeneração.....	35
Figura 3-9: Esquema de uma turbina a gás com dois estágios de compressão e expansão, com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração.....	36
Figura 3-10: Diagrama T-s de um ciclo ideal com reaquecimento, regeneração e resfriamento intermediário.....	37
Figura 3-11: Esquema de um compressor centrífugo.....	39
Figura 3-12: Corte lateral de um compressor axial de múltiplos estágios.....	40
Figura 3-13: Corte lateral de uma turbina axial de múltiplos estágios.....	42
Figura 3-14: Mapa genérico de compressor.....	43
Figura 3-15: Mapa genérico de turbina.....	44
Figura 3-16: Câmara de combustão anular.....	45
Figura 3-17: Câmara de combustão tubo-anular.....	46
Figura 3-18: Câmara de combustão tubular.....	47
Figura 3-19: (a) Corrugado-Cruzado, (b) Ondulado-Corrugado, (c) Ondulado.....	48
Figura 3-20: Microturbina Capstone C30.....	48
Figura 3-21: Corte de uma microturbina.....	49
Figura 4-1: Influência da temperatura ambiente na potência de saída.....	53
Figura 4-2: Influência da temperatura ambiente na eficiência térmica.....	54
Figura 4-3: Variação da eficiência térmica.....	55
Figura 4-4: Efeitos da razão de compressão e temperatura de entrada da turbina na eficiência térmica.....	56

Figura 4-5: Variação da eficiência térmica em relação à temperatura de entrada da turbina para determinadas razões de compressão e razões ar-combustível. ....	57
Figura 4-6: Efeito das esteiras. ....	59
Figura 4-7: Perdas secundárias. ....	59
Figura 4-8: Perda de topo direta e indireta. ....	60
Figura 5-1: Interface do software. ....	64
Figura 5-2: Possíveis simulações. ....	65
Figura 5-3: Janela de entrada de dados no modo básico. ....	66
Figura 5-4: Opções de mapas de componentes. ....	67
Figura 5-5: Janela do modo performance. ....	67
Figura 5-6: Janela do modo Mais. ....	68
Figura 5-7: Janela de análise paramétrica. ....	69
Figura 5-8: Alguns parâmetros possíveis de variação. ....	70
Figura 5-9: Esquema da microturbina. ....	71
Figura 6-1: Resultado da operação no ponto de projeto. ....	78
Figura 6-2: Ponto de projeto no mapa genérico de compressor. ....	80
Figura 6-3: Ponto de projeto no mapa genérico da turbina. ....	80
Figura 6-4: Variação do consumo específico de combustível. ....	81
Figura 6-5: Variação da potência de saída. ....	82
Figura 6-6: Variação da vazão de combustível. ....	83
Figura 6-7: Variação da eficiência térmica. ....	84
Figura 6-8: Variação da eficiência térmica. ....	85
Figura 6-9: Linha de operação do compressor. ....	86
Figura 6-10: Linha de funcionamento da turbina. ....	87

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3-1: Principais diferenças entre os ciclos fechado e aberto. ....	28
Tabela 3-2: Vantagens e desvantagens do compressor centrífugo. ....	39
Tabela 3-3: Principais diferenças entre os compressores centrífugos e axiais. ....	41
Tabela 3-4: Parâmetros quasidimensionais. ....	42
Tabela 4-1: Valores padrões das propriedades ambientes. ....	52
Tabela 4-2: Desempenho geral das microturbinas. ....	62
Tabela 4-3: Desempenho geral das microturbinas por fabricante. ....	62
Tabela 5-1: Dados da microturbina Capstone C30. ....	63
Tabela 5-2: Estágios do modelo ....	71
Tabela 6-1: Dados introduzidos no software. ....	76
Tabela 6-2: Comparação entre os dados da simulação e do fabricante. ....	78

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFR	Air-Fuel Rate (Razão Ar-Combustível)
RQL	Rich Burn, Quick Mix, Learn Burn
TIT	Turbine Inlet Temperature (Temperatura de entrada da turbina)
SVO	Straight Vegetable Oil (Óleo vegetal direto)
HVO	Hydrogenated Vegetable Oil (Óleo vegetal hidrogenado)
FT	Fischer- Tropsch
TG	Turbina a Gás
HR	Heat Rate
PCI	Poder Calorífico Inferior
NO <sub>x</sub>	Óxidos nitrogenados
CO	Monóxido de carbono
TG	Turbina a Gás
HPNG	High Pressure Natural Gas (Gás natural a alta pressão)
LPNG	Low Pressure Natural Gas (Gás natural de baixa pressão)

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m <sup>2</sup> ]
D	Diâmetro [m]
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]
h	Entalpia [kJ/kg]
m	Massa [kg]
P	Pressão [kPa]
PCI	Poder Calorífico Inferior [MJ/kg]
PCS	Poder Calorífico Superior [MJ/kg]
T	Temperatura [especificado]
v	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
V	Volume [m <sup>3</sup> ]
$\eta$	Eficiência
$\gamma$	Coefficiente de expansão adiabática

### **Sub e Sobrescritos**

.	Variação Temporal
r	Real
ar	Referente ao ar
comb	Referente ao combustível
ent	Que entra ao sistema
G	Referente aos gases de combustão
sai	Que sai do sistema
ter	Térmico
s-isen	Isentrópico
C	Referente ao Compressor
T	Referente à Turbina
pol	Politrópico
W	Referente à umidade
U	Útil

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	20
1.1	JUSTIFICATIVA.....	21
1.2	OBJETIVO GERAL .....	21
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
2	ESTADO DA ARTE .....	22
3	TURBINAS A GÁS.....	25
3.1	CICLO BRAYTON .....	26
3.1.1	Diferenças entre ciclos reais e ciclos ideais.....	31
3.1.2	Ciclo Brayton com regeneração.....	32
3.1.3	Ciclo Brayton com resfriamento intermediário, reaquecimento e regeneração.....	35
3.2	PARTES MECÂNICAS DE UMA TURBINA A GÁS .....	37
3.2.1	Compressor .....	37
3.2.2	Turbinas axiais e radiais .....	41
3.2.3	Curvas características de compressor e turbina .....	42
3.2.4	Câmara de combustão.....	44
3.2.5	Recuperador de calor .....	47
3.3	MICROTURBINAS A GÁS.....	48
3.4	APLICAÇÕES DAS MICROTURBINAS.....	50
3.5	CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS DAS MICROTURBINAS .....	51
4	DESEMPENHO DE TURBINAS A GAS .....	52
4.1	PARÂMETROS DE DEPENDÊNCIA LOCAL .....	52
4.2	TEMPERATURA AMBIENTE .....	52
4.3	PRESSÃO AMBIENTE .....	54

4.4	UMIDADE RELATIVA.....	54
4.5	RAZÃO DE COMPRESSÃO.....	55
4.6	TEMPERATURA DE ENTRADA DA TURBINA.....	56
4.7	MECANISMOS DE PERDAS.....	58
4.7.1	Perdas por atrito viscoso.....	58
4.7.2	Perdas Secundárias.....	59
4.7.3	Perdas mecânicas.....	60
4.7.4	Perda de topo.....	60
4.7.5	Perdas de pressão.....	61
4.8	DESEMPENHO DAS MICROTURBINAS.....	61
5	DESENVOLVIMENTO.....	63
5.1	O SOFTWARE-GASTURB.....	63
5.1.1	Modo Básico.....	65
5.1.2	Modo Desempenho.....	66
5.1.3	Modo Mais.....	68
5.2	ANÁLISE PARAMÉTRICA.....	69
5.2.1	Cálculo dos parâmetros de desempenho.....	70
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	76
6.1	OPERAÇÃO NO PONTO DE PROJETO.....	76
6.2	VARIAÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO DO COMBUSTÍVEL.....	81
6.3	VARIAÇÃO DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO DO COMBUSTÍVEL.....	82
6.4	VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA TURBINA EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO.....	83
6.5	LINHAS DE OPERAÇÃO DE COMPRESSOR E TURBINA.....	85



7 CONCLUSÕES .....	88
8 REFERÊNCIAS.....	89

## 1 INTRODUÇÃO

As projeções da demanda mundial de energia mostram que haverá um aumento significativo na demanda nos próximos 20 anos. O crescimento econômico, a expansão industrial, o grande crescimento populacional, a urbanização entre outros são os principais agentes desse crescimento, nas últimas três décadas (EPE, 2017). Neste contexto, as turbinas a gás se tornaram importantes fontes de geração de energia em grande escala e para aplicações aeronáuticas. Os principais fatores que impulsionaram o seu uso são o aumento na eficiência térmica da máquina e a possibilidade de operação em uma ampla faixa de combustíveis líquidos e gasosos.

As turbinas a gás são, inquestionavelmente, uma das invenções de maior impacto do século passado, que mudou nossas vidas em vários sentidos. O desenvolvimento de turbinas a gás começou logo antes da Segunda Guerra Mundial com fins de aplicação elétrica, mas esta não foi competitiva com as tecnologias existentes até então, como turbinas a vapor e a diesel. A primeira importante aplicação das turbinas a gás a gás foi o desenvolvimento do motor a jato militar, destinado à Segunda Guerra Mundial, quando essa aplicação proporcionou uma grande vantagem em velocidade em relação ao já existente motor a hélices da força aérea. Aqueles motores eram ineficientes, não confiáveis, além de barulhentos, porém, em menos de 20 anos, eles evoluíram até se tornarem padrões em quesitos de propulsão para aeronaves de transporte civil (SARAVANAMUTTOO, 2009).

Atualmente, tornou-se comum a utilização de turbinas a gás para diversas aplicações que vão além do transporte civil, existe também grande aplicação em propulsão naval e industrial para geração de trabalho de eixo, e a aplicação que será abordada neste trabalho, o uso em sistemas de geração de energia elétrica estacionária de grande e pequena escala, nesta última se utilizam turbinas a gás de pequena escala chamadas “microturbinas”.

Segundo Hamilton. (2001), para fins de geração de energia, considera-se uma microturbina como uma unidade geradora cuja capacidade está entre 15 e 300kW. O seu princípio de funcionamento é semelhante ao das turbinas a gás convencionais, porém as microturbinas apresentam características próprias como: velocidade variável, alta velocidade de operação, tamanho compacto, são de simples operação, fácil instalação, baixa manutenção e de baixa emissão de poluentes.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Desde a descoberta do fogo, os processos de combustão têm contribuído com a evolução humana, tais processos estão presentes em nosso dia a dia por diversas finalidades, entre as principais podemos encontrar os sistemas de aquecimento, sistemas de geração de energia e de propulsão.

Para uma nação ascendente e em desenvolvimento como o Brasil é indispensável que haja energia para suprir as demandas que o desenvolvimento requer, isso está diretamente relacionado à matriz energética e à necessidade de sua expansão. Segundo a Aneel. (2019), aproximadamente 61% da energia elétrica do Brasil provêm de hidrelétricas, que possuem um alto custo de instalação e a maior parte desses empreendimentos causa grandes impactos ambientais e sociais, além disso, a instalação de um empreendimento hidrelétrico requer maior tempo quando comparado, por exemplo, a uma usina termelétrica.

Deste modo, a capacidade de operar, com combustíveis, uma máquina como uma turbina a gás, de forma eficiente, torna-se uma grande vantagem no cenário atual, em que existe grande dependência de combustíveis fósseis.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

- Analisar parametricamente o desempenho de uma microturbina a gás operando com combustíveis alternativos de diferentes poderes caloríficos.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudar parâmetros e processos que impactam no desempenho de turbinas a gás;
- Adquirir conhecimentos relativos à operação e uso do software GasTurb;
- Obter curvas de operação de turbina e compressor.

## 2 ESTADO DA ARTE

A conversão da energia química do combustível acontece na câmara de combustão, a câmara de combustão corresponde, basicamente, a um mecanismo de fluxo contínuo, que, durante a combustão, tende a manter uma chama estável. Teoricamente, pode-se operar uma turbina a gás com diversos combustíveis como o álcool, biodiesel, biomassa gaseificada, gás sintético, hidrogênio, além do gás natural convencional são possíveis (GUPTA *et al.*, 2010).

Entretanto, é necessário estudar a influência de operar a máquina com outros combustíveis, principalmente, pelo fato de esta substituição poder interferir em diversos aspectos como: emissão de poluentes, eficiência da combustão e na eficiência do conjunto como um todo. Mas, tendo em conta que o uso de biocombustíveis em turbinas a gás é uma possibilidade e, ainda, tomando em conta o potencial energético dos biocombustíveis, percebe-se a necessidade do estudo deste processo para entender o comportamento e, assim, propor soluções para que estas máquinas possam operar com os já citados combustíveis.

Buffi *et al.* (2017) estudaram o desempenho e as emissões de uma microturbina a gás alimentada com madeira liquefeita, em seu estudo foram realizadas modificações na linha de injeção da microturbina e a câmara de combustão foi reprojetaada, no ensaio foram usadas misturas com etanol em várias proporções. As emissões foram comparadas com valores de referência para emissões do diesel e do etanol. A análise da combustão foi feita a partir dos parâmetros de operação da microturbina, realizando variações de carga. Em seu estudo, concluíram que é possível operar, de forma eficiente, uma microturbina utilizando misturas com alta proporção de madeira liquefeita, além disso, a utilização deste combustível apresenta uma diferença significativa nas taxas de emissões de CO e NO<sub>x</sub>, principalmente, quando comparados com combustíveis tradicionais. Outro resultado importante é o ponto ótimo da razão de mistura da mistura, neste caso, a câmara de combustão apresentou uma combustão estável com uma potência de saída de 25kW, na proporção de 47,2% de madeira liquefeita.

Chiong *et al.* (2018) estudaram os impactos no desempenho e nas emissões de turbinas a gás operando com biocombustíveis líquidos. O recente desenvolvimento de turbinas “flex” abre uma série de possibilidades para o uso de combustíveis não fósseis, que podem cumprir um papel extremamente importante na tendência mundial de mitigação da emissão de gases contaminantes. Em seu trabalho, foram utilizados combustíveis como: óleo vegetal direto (SVO), biodiesel,

bioetanol, bio-óleo, óleo vegetal hidrogenado (HVO) e combustíveis obtidos através de Fischer-Tropsch (FT). Nesse estudo concluíram que combustíveis como o HVO e FT têm desempenho comparável a combustíveis de aviação tradicionais, a sua principal desvantagem é o alto custo de produção que impede a sua produção em grande escala, limitando a sua utilidade. Para aplicações estacionárias como a geração de energia, combustíveis como o biodiesel, bio-óleo, bioetanol e SVO são possíveis candidatos, apesar da variação das propriedades físico-químicas quando comparados com combustíveis fósseis. Além disso, o uso de óleo vegetal direto e bio-óleo em turbinas a gás requer um desenvolvimento paralelo de sistemas de suprimento de combustível e tecnologias de atomização para melhorar a combustão.

Para que um combustível tradicional possa ser substituído comercialmente por um combustível alternativo, além de apresentar características de desempenho semelhantes, deve apresentar um custo e capacidade de produção acessíveis, Udeh e Udeh. (2019) incluíram este fator em seu estudo, em que compararam o desempenho de uma termelétrica operando com gás natural e biodiesel, a principal diferença de custos é dada no consumo específico de combustível, que varia principalmente devido à diferença de poder calorífico dos combustíveis.

Em seu estudo concluíram que o uso de biodiesel é viável, a eficiência operando com este combustível é comparável quando se trabalha com baixas razões de compressão e baixos valores de temperatura de entrada da turbina. Chegaram à conclusão de que o componente que apresentou maior ineficiência foi a câmara de combustão, por este motivo torna-se necessário o estudo da geometria para operar, de forma mais eficiente, com outros combustíveis. E quanto à questão econômica, a usina, operando com gás natural, apresentou um tempo de retorno de 1,9 anos, enquanto a usina, operando com biodiesel, apresentou um tempo de retorno de 2,4 anos com taxas internas de retorno de 52% e 60% respectivamente. Finalmente, a operação com gás natural ainda é mais viável do ponto de vista econômico, porém o uso de combustíveis alternativos é mais benéfico e menos agressivo do ponto de vista ambiental. Existe a possibilidade de uma solução conjunta, usar os combustíveis alternativos, neste caso, o biodiesel, em momentos em que a demanda não é alta, momento no qual as eficiências se assemelham, e, em momentos em que existe grande demanda, usar o combustível tradicional.

Zheng *et al.* (2019) realizaram um estudo experimental do desempenho de combustão de combustíveis alternativos, ensaiando-os em uma câmara de combustão e concluíram que

combustíveis com alta massa específica e alto teor de aromáticos têm maior potencial de produzir fuligem.

Um estudo mais específico sobre a influência dos aromáticos concluiu que não todas as espécies de aromáticos produzem os mesmos níveis de emissão de materiais particulados.

Sundararaj *et al.* (2019) realizaram um estudo das emissões do uso de biocombustíveis aeronáuticos em uma câmara de combustão, em seu trabalho estudaram, além dos efeitos nas emissões, também o desempenho do combustor. Os combustíveis ensaiados são óleo de jatropha e camelina misturados com Jet A1 em diversas concentrações. Esses combustíveis foram oxidados em uma câmara de combustão tipo tubular, sendo obtidos os parâmetros de eficiência de combustão, temperatura de chama e índices de emissão. Concluíram em seu estudo que maiores concentrações de camelina no combustível apresentam uma considerável diminuição nos índices de emissão de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (UHC) e fuligem. Entretanto as emissões de óxidos nitrogenados (NOx) aumentou significativamente devido à alta temperatura da chama.

Diante destes fatos e do grande potencial dos biocombustíveis surgiram muitas ações e projetos com a finalidade de estudar o uso de biocombustíveis para geração de energia, que é foco de estudo ainda hoje.

### 3 TURBINAS A GÁS

As turbinas a gás são máquinas térmicas nas quais é aproveitada a energia termodinâmica contida nos gases de combustão provenientes da câmara de combustão, estes podem ser convertidos em propulsão ou trabalho de eixo, dependendo da aplicação. Turbinas a gás são máquinas muito complexas devido à quantidade de processos envolvidos na conversão da energia, das inúmeras partes móveis e dos complexos sistemas de lubrificação e controle e de características termodinâmicas e de funcionamento bem particulares. Turbinas a gás apresentam elevada razão potência/peso em comparação com outras tecnologias de conversão de energia. É comum chamar de turbina a gás o conjunto dos seguintes componentes: compressor, câmara de combustão, turbina e outros equipamentos auxiliares como o regenerador e sistemas de lubrificação.

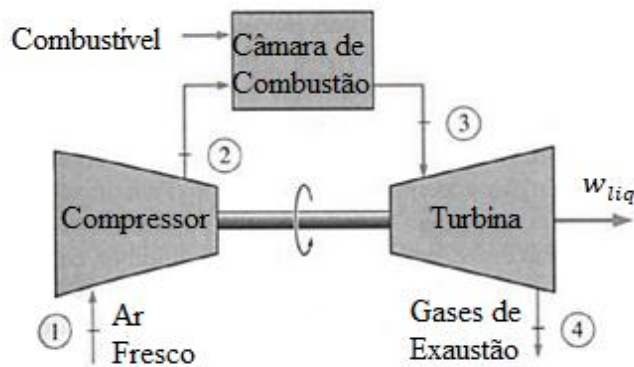
O ciclo das turbinas a gás inicia-se com a admissão do fluido de trabalho que, comumente, é o ar ambiente, porém, em alguns casos, este também pode ser refrigerado, dependendo da aplicação. Posteriormente, o ar é admitido no compressor, e então dado início ao processo de compressão que, no caso ideal, é considerado adiabático com aumento de pressão e, conseqüentemente, aumento na temperatura e entalpia do fluido. No compressor, cada estágio de compressão é, na maioria dos casos, uma fileira de palhetas rotativas (rotor) que aumentam a quantidade de movimento do fluxo de ar e uma fileira de palhetas fixas (estator), onde o ar é freado, aumentando a pressão do fluido. O ar pressurizado segue para a câmara de combustão onde será misturado ao combustível. Nesta etapa, após o processo de ignição e queima da mistura, a temperatura do fluido é aumentada a pressão constante, resultando em um aumento de volume específico dos gases. Finalmente, estes gases quentes e pressurizados são conduzidos às pás da turbina, gerando trabalho mecânico, e, em seguida, são liberados ao ambiente ou conduzidos ao trocador de calor. As variações que o fluido de trabalho sofre em seu estado termodinâmico, ao passar pelos componentes, seguem um ciclo termodinâmico, que é conhecido como Ciclo Brayton, que foi concebido primeiramente por George Brayton em 1870. Normalmente, este conjunto opera em ciclo aberto, onde os gases de exaustão, após o processo de expansão na turbina, são descarregados à atmosfera sem retornar para a admissão (ÇENGEL E BOLES, 2013).

### 3.1 CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton foi proposto pela primeira vez por George Brayton para uso no movimento recíproco motor de queima de óleo que ele desenvolveu por volta de 1870. Hoje em dia, seu uso é, principalmente, em turbinas a gás, porém apenas se os processos de compressão e expansão ocorrerem em máquinas rotativas. Turbinas a gás, geralmente, operam em um ciclo, como mostrado na Figura 3-1.

Figura 3-1: Ciclo Brayton aberto.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).



Ar fresco em condições ambientais é admitido pelo compressor, onde sua temperatura e pressão são elevadas. O ar é conduzido à câmara de combustão a alta pressão, onde é dado o processo de oxidação do combustível a pressão constante. Os gases resultantes deste processo encontram-se em alta temperatura e são conduzidos à turbina, onde eles se expandem para a pressão atmosférica enquanto produzem poder. Os gases de exaustão deixam a máquina e são lançados na atmosfera, fazendo com que o ciclo seja classificado como um ciclo aberto. Pode-se modelar o ciclo Brayton aberto como um ciclo fechado, utilizando as hipóteses de ar padrão. Nesse caso, os processos de compressão e expansão não sofrem alteração. O processo de combustão, nesse caso, é considerado como um processo de adição de calor proveniente de uma fonte externa, que ocorre em um trocador de calor e sua pressão permanece constante. O processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor ao ar ambiente também a pressão constante (ÇENGEL E BOLES, 2013). O ciclo ideal pelo qual o fluido de trabalho passa neste circuito fechado é denominado ciclo de Brayton, que é composto por quatro processos internamente reversíveis:



1-2  $\rightarrow$  Compressão isentrópica;

2-3  $\rightarrow$  Fornecimento de calor a pressão constante (isobárico);

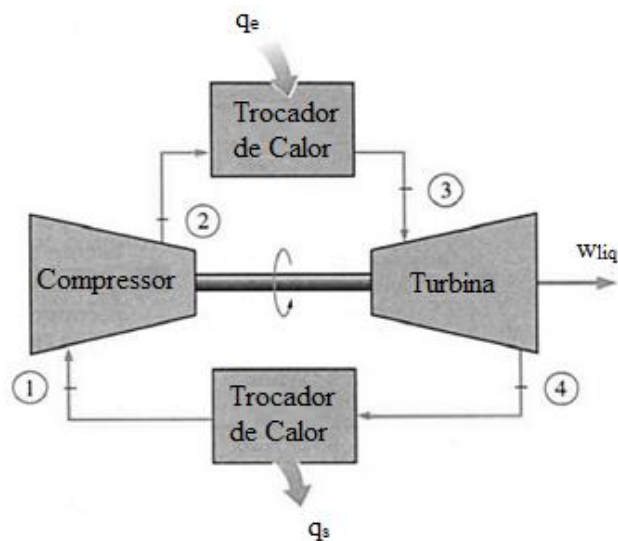
3-4  $\rightarrow$  Expansão isentrópica;

4-1  $\rightarrow$  Rejeição de calor a pressão constante (isobárico).

Um esquema de ciclo fechado é apresentado na Figura 3-2.

Figura 3-2: Ciclo Brayton fechado.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).



Segundo Mishra (2016), existem algumas diferenças entre os ciclos abertos e fechados, entre elas estão os tipos de fluido de trabalho, circulação de ar, desgaste das pás da turbina, instalação, manutenção, custos entre outros. A principal diferença é em relação ao fluido de trabalho, no ciclo fechado, o mesmo fluido é circulado diversas vezes, enquanto, no ciclo aberto, o fluido de trabalho é substituído a cada ciclo. Algumas das principais diferenças são listadas na Tabela 3-1.

Tabela 3-1: Principais diferenças entre os ciclos fechado e aberto.

Ciclo fechado	Ciclo aberto
O ar é comprimido pelo compressor e então é adicionado calor na câmara de combustão. Como o fluido é aquecido por uma fonte externa, a vazão mássica é igual.	O ar comprimido é aquecido na câmara de combustão. Os produtos de combustão são misturados ao fluido, portanto a vazão mássica não é igual.
Ao sair da turbina, o fluido é conduzido a uma câmara de resfriamento ou trocador de calor.	Os gases que saem da turbina são rejeitados na atmosfera.
O mesmo fluido de trabalho é circulado continuamente	O fluido de trabalho é substituído continuamente.
Fluidos com melhores propriedades termodinâmicas como o Hélio podem ser usados.	Somente ar pode ser utilizado como fluido de trabalho.
O desgaste das pás da turbina é menor devido ao fluido de trabalho não ser contaminado na câmara de aquecimento.	Existe maior desgaste das pás da turbina pelo fato que de o ar atmosférico entra contaminado na câmara de combustão.
É recomendável para aplicações estacionárias ou marinhas pela facilidade de uso para resfriar o fluido de trabalho.	É recomendado para aplicações de transporte.
O custo de manutenção deste tipo de ciclo é elevado.	O custo deste tipo de ciclo é relativamente baixo.
Maior massa de equipamentos instalada por kW gerado.	Menor massa de equipamentos instalada por kW gerado.

Fonte: Adaptado de (MISHRA, 2016)

Os diagramas T-s e P-v são apresentados nas Figuras 3-3 e 3-4 respectivamente. É importante notar que todos os processos apresentados nestes diagramas são executados em regime permanente e, portanto também devem ser analisados desta forma.

Figura 3-3: Diagrama T-s do ciclo Brayton.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).

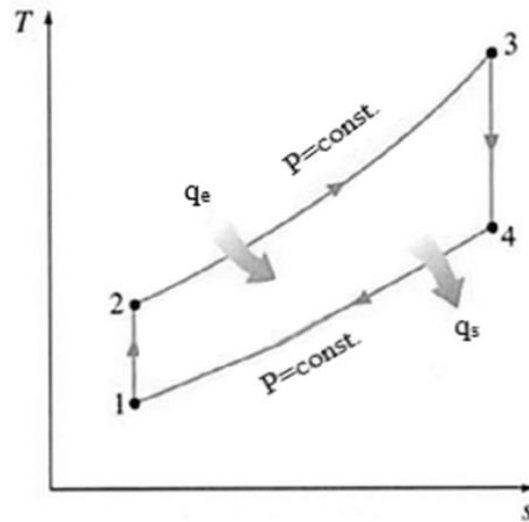
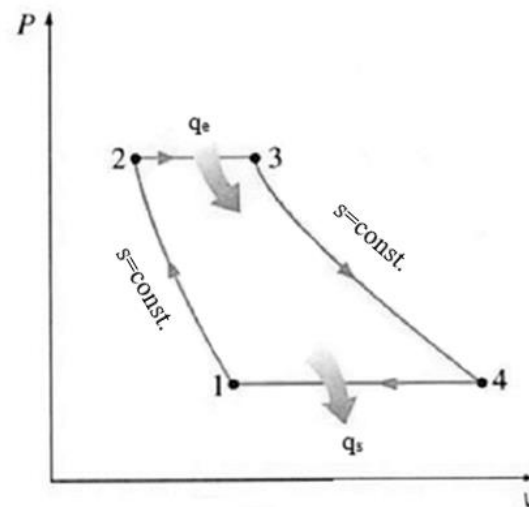


Figura 3-4: Diagrama P-v do ciclo Brayton.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).



Desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, é possível realizar um balanço energético:

Do estágio 1 ao 2, o fluido passa pelo compressor e tem sua pressão e temperaturas aumentadas, o trabalho de compressão é dado por:

$$w_{12} = (h_2 - h_1) = C_p(T_2 - T_1) \quad (3.1)$$

Onde:

$w$  = Trabalho específico [kJ/kg].

$h_i$  = Entalpia no  $i$ -ésimo ponto [kJ/kg].

$C_p$  = Calor específico [kJ/kgK].

$T_i$  = Temperatura no  $i$ -ésimo estágio [K].

Do estágio 2 ao estágio 3, o ar passa por um processo de adição de calor isobárico dentro da câmara de combustão, o calor adicionado ao fluido é dado como:

$$q_{12} = (h_3 - h_2) = C_p(T_3 - T_2) \quad (3.2)$$

Onde:

$q$  = Calor recebido ou rejeitado [kJ/kg]

Do estágio 3 ao 4, os gases de combustão passam por um processo de expansão idealmente isentrópica na turbina. O trabalho fornecido pela turbina é dado como:

$$w_{34} = (h_3 - h_4) = C_p(T_3 - T_4) \quad (3.3)$$

O trabalho líquido deste ciclo é dado simplesmente pela diferença entre o trabalho fornecido pela turbina e o trabalho demandado pelo compressor:

$$w_{liq} = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) \quad (3.4)$$

Ao trabalhar com calor específico, é importante lembrar que tal propriedade varia com a temperatura, então não é possível isolar  $C_p$  na equação 3.4, pois para cada ponto possui um valor distinto.

O calor adicionado ao ciclo é dado como:

$$q_{ent} = C_p(T_3 - T_2) \quad (3.5)$$

A partir disto, é possível afirmar que a eficiência do ciclo é dada por:

$$\eta = \frac{\text{Trabalho de saída}}{\text{Calor adicionado}} = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (3.6)$$

A equação 3.6 pode ser ainda modificada usando relações isentrópicas entre temperatura e pressão:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (3.7)$$

Onde:

$\gamma$  = Coeficiente de expansão adiabática [-].

$P_i$  = Pressão no i-ésimo ponto [kPa] ou [bar] quando especificado.

A razão de compressão no caso ideal é definida como:

$$r = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{P_3}{P_4}\right) \quad (3.8)$$

Substituindo na equação 3.7 temos:

$$\frac{T_2}{T_1} = (r)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.9)$$

Finalmente, incorporando estas definições podemos reescrever a equação 3.6 sendo: como:

$$\eta_{ter} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (3.10)$$

A partir desta equação, podemos perceber que a eficiência depende apenas do coeficiente de expansão adiabática e da razão de compressão. A eficiência da turbina aumenta com o aumento da razão de compressão e também aumenta com o aumento de gamma ( $\gamma_a$ ).

### 3.1.1 Diferenças entre ciclos reais e ciclos ideais

São diversos os fatores que diferem um ciclo real de um ciclo ideal. Um dos principais fatores é a perda de carga, no ciclo real existe uma queda de pressão durante a adição e rejeição de calor, mesmo podendo ser muito pequena, ela é inevitável. No processo real, o trabalho de compressão é maior e o trabalho de expansão é menor em comparação com o ciclo ideal, devido às irreversibilidades. Estas diferenças podem ser incorporadas utilizando a definição de eficiência isentrópica. Podemos escrever a eficiência isentrópica da turbina e do compressor como:

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_r} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (3.11)$$

e

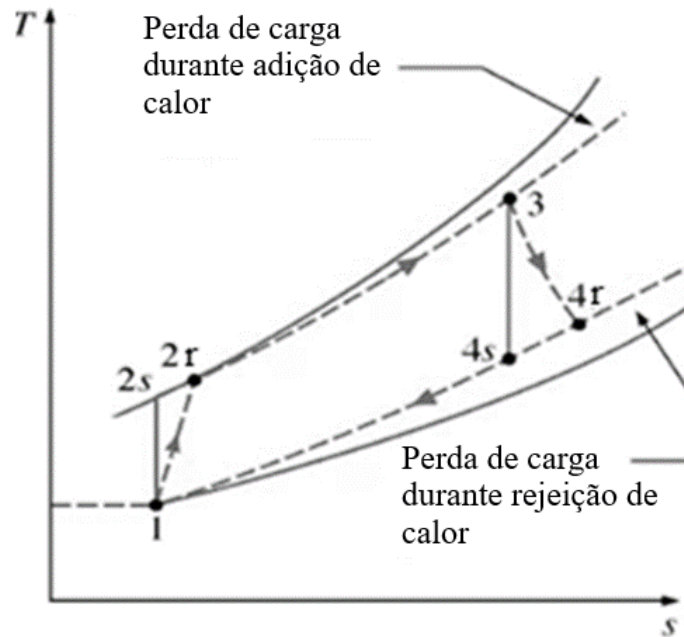
$$\eta_T = \frac{w_r}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.12)$$

Onde o estado 2r representa o estado de saída real do compressor e 4r representa o estado de saída real da turbina, o estado 2s representa o estado de saída ideal (isentrópico) do compressor e

4s representa o estado de saída ideal (isentrópico) da turbina. Um diagrama T-s incorporando estas diferenças é apresentado na Figura 3-5.

Figura 3-5: Diferença entre o ciclo Brayton real e ideal.

Fonte: Adaptado de (BASICMECH, 2016).



### 3.1.2 Ciclo Brayton com regeneração

É comum em máquinas modernas o uso de regeneração, a regeneração é uma técnica adotada para aproveitar o calor residual dos gases de combustão. Na maioria dos casos, a temperatura destes gases é consideravelmente mais alta que a temperatura do ar atmosférico. Desta maneira, o ar proveniente do compressor, que se encontra a alta pressão, recebe o calor residual dos gases provenientes da turbina, que estão em alta temperatura, processo que ocorre em um trocador de calor comumente operando na configuração de correntes opostas, conhecido como regenerador ou recuperador. A Figura 3-6 apresenta uma esquematização de uma turbina a gás com regenerador e a Figura 3-7 seu respectivo diagrama T-s.

Figura 3-6: Esquema de um motor com regeneração.

Fonte: Adaptado de (MALDONADO, 2005).

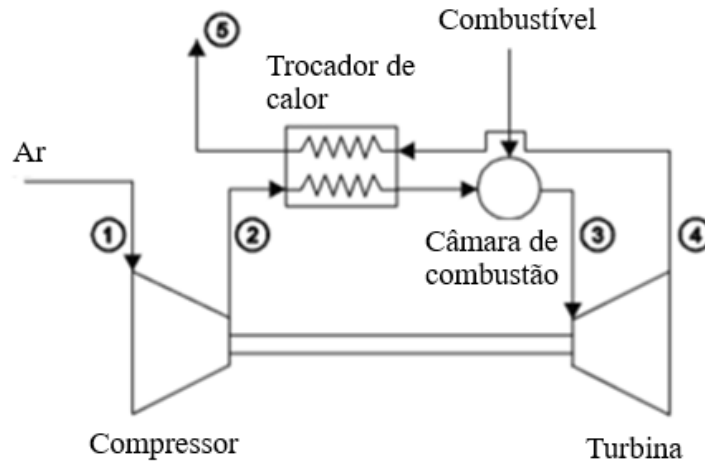
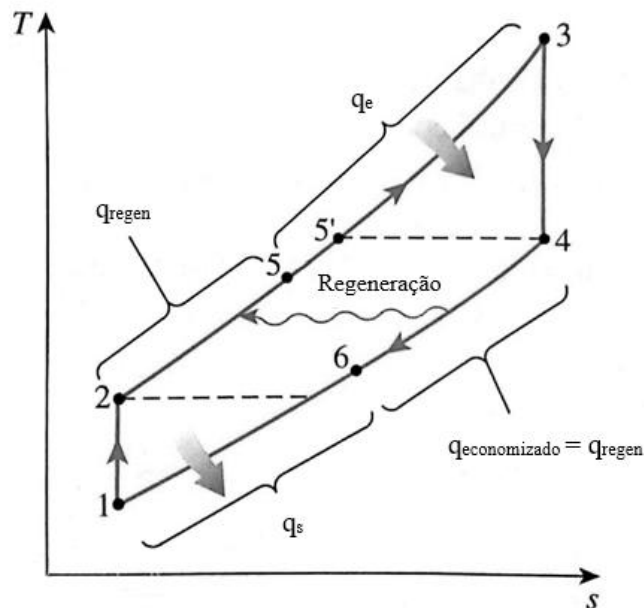


Figura 3-7: Diagrama T-s de um ciclo com regeneração.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).



A eficiência térmica do ciclo aumenta com a adição de um regenerador ao sistema, uma vez que é utilizada uma energia que seria dispensada para aquecer o ar proveniente do compressor, demandando, assim, menor energia química do processo de combustão para atingir os níveis

requeridos, o que reflete em menor consumo de combustível. É importante mencionar que o uso do regenerador é recomendado apenas para situações em que temperatura de saída da turbina seja maior que a temperatura de saída do compressor, caso esta condição não se cumpra, ocorrerá um fluxo de calor em direção contrária, o que levará a uma diminuição na eficiência. Este tipo de situação ocorre comumente quando se trabalha com elevadas razões de compressão.

Supondo que o isolamento do regenerador seja perfeito e, desprezando, analogamente ao caso anterior, as variações de energia cinética e potencial, é possível concluir que o calor recuperado dos gases de combustão, considerando um processo real, é dado por:

$$q_{regen,r} = h_5 - h_2 \quad (3.13)$$

e

$$q_{regen,max} = h_{5r} - h_2 = h_4 - h_2 \quad (3.14)$$

Este último caso representa uma situação ideal, ou seja, todo o calor dos gases de exaustão é transferido ao ar, e, portanto, suas temperaturas são iguais.

Com isto é possível obter o conceito de efetividade do regenerador, que relaciona a proximidade de um regenerador real com o ideal, a efetividade é calculada como:

$$\varepsilon = \frac{q_{regen,r}}{q_{regen,max}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (3.15)$$

É possível ainda simplificar a expressão tomando as hipóteses do ar padrão para:

$$\varepsilon = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3.16)$$

A quantidade de calor aproveitada dos gases de exaustão depende da efetividade do regenerador. Teoricamente, quanto melhor o regenerador, maior seria o ganho de calor e menor energia do combustível seria demandada, porém existem limitações para o regenerador, altas efetividades exigiriam maior área de troca de calor, aumentando o tamanho do equipamento, aumentando a perda de carga e também seu custo de fabricação. Valores comuns de efetividade do regenerador oscilam ao redor de 80% ou 85%.

Utilizando novamente as hipóteses do ar padrão, podemos escrever a eficiência térmica como:



$$\eta_{ter,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) \cdot r^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (3.17)$$

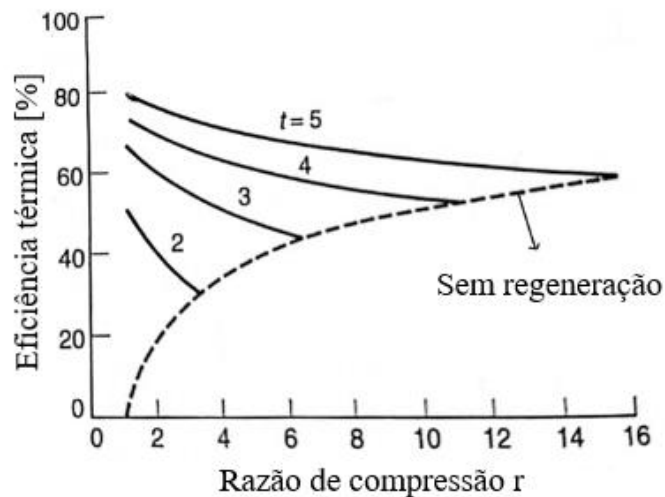
Onde:

$r$  = Razão de compressão [-].

Portanto, vemos que a eficiência do ciclo, neste caso, fica dependente apenas da razão de compressão e da relação entre a maior e a menor temperatura do ciclo. Chamando  $\frac{T_3}{T_1} = t$  podemos ter uma noção mais ampla da influência do uso da regeneração por meio da Figura 3-8.

Figura 3-8: Eficiência térmica do ciclo com e sem regeneração.

Fonte: Adaptado de (SARAVANAMUTTOO, 2009).



### 3.1.3 Ciclo Brayton com reaquecimento, regeneração e resfriamento intermediário

O trabalho líquido pode ser aumentado quando o trabalho consumido pelo compressor é diminuído ou o trabalho da turbina aumentado. Uma das maneiras de diminuir o trabalho necessário para levar o ar de uma determinada pressão a outra é a compressão em vários estágios e realizando seu resfriamento entre um estágio e outro.

Com o aumento do número de estágios, o processo de compressão do fluido de trabalho torna-se praticamente isotérmico em relação à temperatura de admissão do ar e é diminuído o trabalho de compressão. Da mesma maneira, pode-se aumentar o trabalho realizado pela turbina operando entre dois níveis de pressão, realizando a expansão dos gases em estágios ou reaquecendo

os mesmos de tal maneira que a temperatura máxima do ciclo não seja alterada, quanto maior o número de estágio, mais o processo se aproxima de um processo isotérmico.

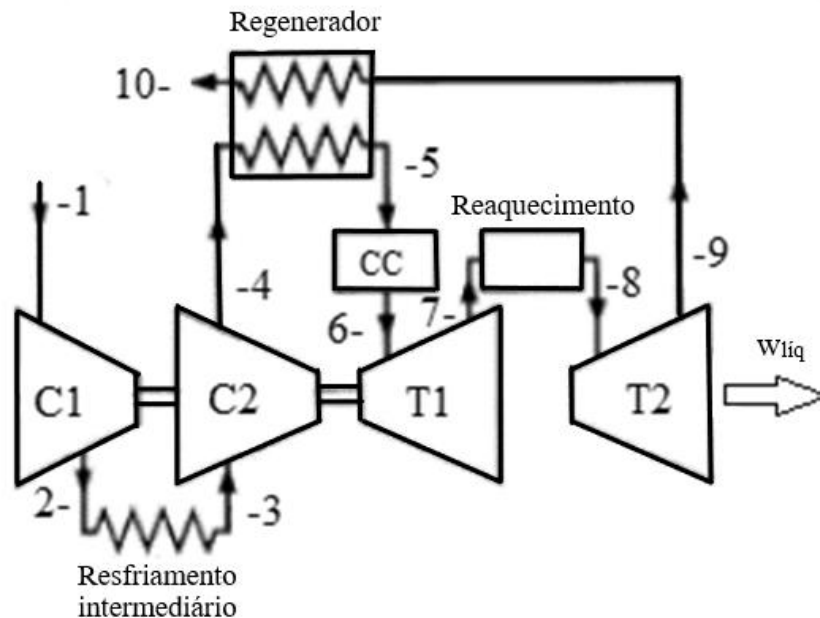
Quando a compressão e expansão por estágio são utilizadas, o ar deixa o compressor a uma temperatura mais baixa enquanto os gases de combustão deixam a turbina com maior temperatura.

Neste caso, o uso de regeneração se torna muito mais atraente. O aquecimento é feito muitas vezes, simplesmente, injetando combustível entre dois estágios da turbina, isto pode ser feito pelo fato de os gases de combustão serem ricos em oxigênio devido aos altos valores de excesso de ar que as turbinas a gás operam.

Um esquema de uma turbina a gás de dois estágios de compressão e de expansão, com aquecimento, regeneração e resfriamento intermediário é apresentado na Figura 3-9.

Figura 3-9: Esquema de uma turbina a gás com dois estágios de compressão e expansão, com resfriamento intermediário, aquecimento e regeneração.

Fonte: Adaptado de (MOTA, 2012)

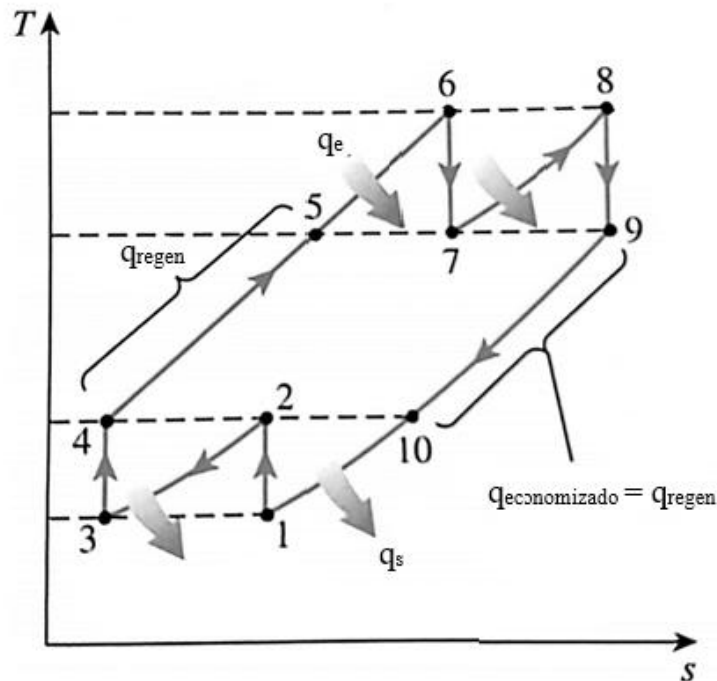


É importante mencionar que o uso das técnicas de resfriamento e aquecimento não implicam aumento de eficiência. Na verdade, estas técnicas, por si sós, diminuem a eficiência térmica. Este fato se deve ao fato de o resfriamento intermediário causar uma diminuição na temperatura média do ciclo, e o aquecimento causar um aumento na temperatura na qual os gases

são rejeitados da turbina. O aumento de eficiência térmica se dá apenas quando as técnicas de resfriamento e aquecimento são usadas junto com a regeneração, como é mostrado na Figura 3-10.

Figura 3-10: Diagrama T-s de um ciclo ideal com aquecimento, regeneração e resfriamento intermediário.

Fonte: Adaptado de (ÇENGEL E BOLES, 2013).



## 3.2 PARTES MECÂNICAS DE UMA TURBINA A GÁS

### 3.2.1 Compressor

Os compressores podem ser basicamente de dois tipos: centrífugo (ou radial) e axial conforme a direção do escoamento na saída do rotor em relação ao eixo de rotação da máquina. A principal função do compressor é aumentar a entalpia do fluido que chega à câmara de combustão, fazendo com que seja necessário consumir menos combustível.

Seus componentes básicos são: um rotor, contendo pás, que, no seu movimento de rotação, transferem energia mecânica recebida pelo eixo para o fluido de trabalho em forma de entalpia; um

sistema “pás fixas” que formam o difusor cuja função é desacelerar o ar, aumentando a sua pressão; e, por fim, a carcaça em que o conjunto é montado.

De modo geral, é possível afirmar que, para uma mesma potência, o compressor do tipo centrífugo fornece uma razão de pressão maior, com menor vazão, quando comparado ao axial. Por isso o compressor do tipo centrífugo é mais recomendado para sistema de geração de baixa potência como microturbinas.

O desempenho de um compressor pode ser expresso através do rendimento isentrópico pela equação 3.11 ou através do rendimento politrópico, equação 3.18. O rendimento politrópico ou “rendimento de estágio infinitesimal”, ao contrário do rendimento isentrópico, não depende do número de estágios do compressor e permite a comparação de rendimento de compressores com número de estágios diferentes.

Onde:

$$\eta_{pol} = \frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (3.18)$$

### 3.2.1.1 Compressores Centrífugos

Trabalham com pequenas e médias vazões de ar e, geralmente, têm valores de razão de compressão típicas de 3:1 ou 4:1. No compressor centrífugo, o fluido é admitido na direção axial do rotor, onde recebe energia, e então é desviado para a direção radial onde deixa o rotor e entra em um sistema difusor que causa a desaceleração do ar, aumentando sua pressão estática. O ar admitido na entrada do rotor é transportado pelas pás, que transferem energia ao rotor enquanto este se movimenta em alta rotação. O ar que escoar pelo rotor está sujeito à ação de forças centrífugas, que serão tanto maiores quanto maior for a relação de diâmetro do rotor. Este processo resultará em aumento de pressão estática. A pressão estática do compressor restante é obtida no difusor, onde o fluido, que deixa o rotor a alta velocidade, é freado até atingir um valor próximo do que se tem na entrada do rotor. É comum que o compressor seja projetado de forma que metade do aumento de pressão ocorra no rotor e a outra metade no difusor (MARTINELLI, 2002).

Uma aplicação comum deste tipo de compressor é em turbocompressores para motores Diesel. Uma característica importante deste tipo de compressor é a sua recomendação para cargas constantes e, por isso, ele é amplamente usado em microturbinas. A Figura 3-11 apresenta um esquema de um compressor centrífugo onde:

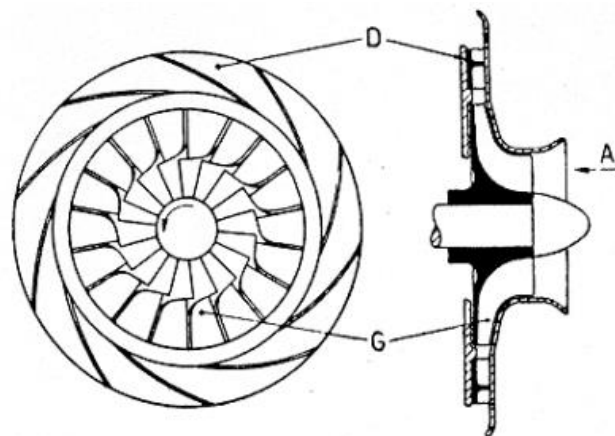
A → Se refere à admissão de ar (bocal de admissão);

D → Se refere à descarga de ar (difusor);

G → Se refere ao rotor do compressor centrífugo.

Figura 3-11: Esquema de um compressor centrífugo.

Fonte: (RAMOS, SILVA, 2009)



A Tabela 3-2 apresenta algumas vantagens e desvantagens deste tipo de compressor.

Tabela 3-2: Vantagens e desvantagens do compressor centrífugo.

Vantagens	Desvantagens
Compacto (compressão em um só estágio)	Rendimento mais baixo
Maior resistência	Alta relação de diâmetro que dificulta o uso aeronáutico
Construção mais fácil	Baixas razões de compressão

Fonte: Adaptado de (MARTINELLI, 2002).

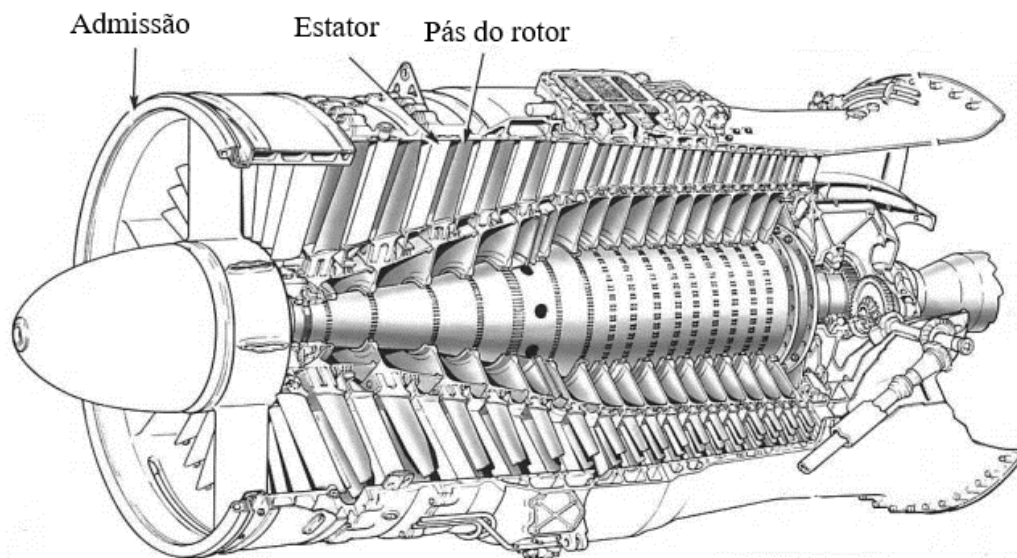
### 3.2.1.2 Compressores Axiais

Um compressor do tipo axial é composto por um ou mais estágios, sendo cada um destes formados por um conjunto de pás rotativas e um conjunto de pás estacionárias (estator). O processo de compressão ocorre, primeiramente, no rotor, onde o aumento da velocidade absoluta propicia o aumento da pressão total. O aumento da pressão estática é decorrente do processo de difusão (desaceleração) do escoamento que ocorre entre as pás do rotor e estator. No rotor, há aumento da velocidade absoluta e redução da velocidade relativa. No estator, onde a velocidade relativa é a própria velocidade absoluta, há redução da velocidade absoluta. O atrito entre o escoamento e as pás faz da compressão um processo irreversível e, portanto, com aumento de entropia (MARTINELLI, 2002).

As primeiras aplicações dos compressores axiais apresentavam uma razão de compressão de 5:1 requerendo cerca de 10 estágios. Com o estudo e desenvolvimento de novas tecnologias, a razão de compressão possível deu um salto enorme, atualmente existem motores que usam compressores com razão de compressão de 40:1. A Figura 3-12 apresenta um esquema de um compressor axial de múltiplos estágios.

Figura 3-12: Corte lateral de um compressor axial de múltiplos estágios.

Fonte: Adaptado de (ROLLS-ROYCE, 1986).



As principais diferenças estes tipos de compressores são apresentadas na Tabela 3-3.

Tabela 3-3: Principais diferenças entre os compressores centrífugos e axiais.

Centrífugo	Axial
O fluxo de ar é dado na direção radial	O fluxo de ar é dado na direção paralela ao eixo
Baixa manutenção e custo de operação	Demanda maior manutenção
Baixo torque de partida	Requer alto torque de partida
Não adequado para vários estágios	Possibilidade de diversos estágios
Adequado para baixas razões de compressão	Adequado para razões de compressão altas com diversos estágios
Para uma determinada vazão mássica de ar requer maior área frontal que o axial	Para uma determinada vazão mássica de ar requer menor área frontal
Melhor desempenho para cargas variáveis	Baixo desempenho para cargas variáveis

Fonte: Adaptado de (ME-MECHANICAL, 2016)

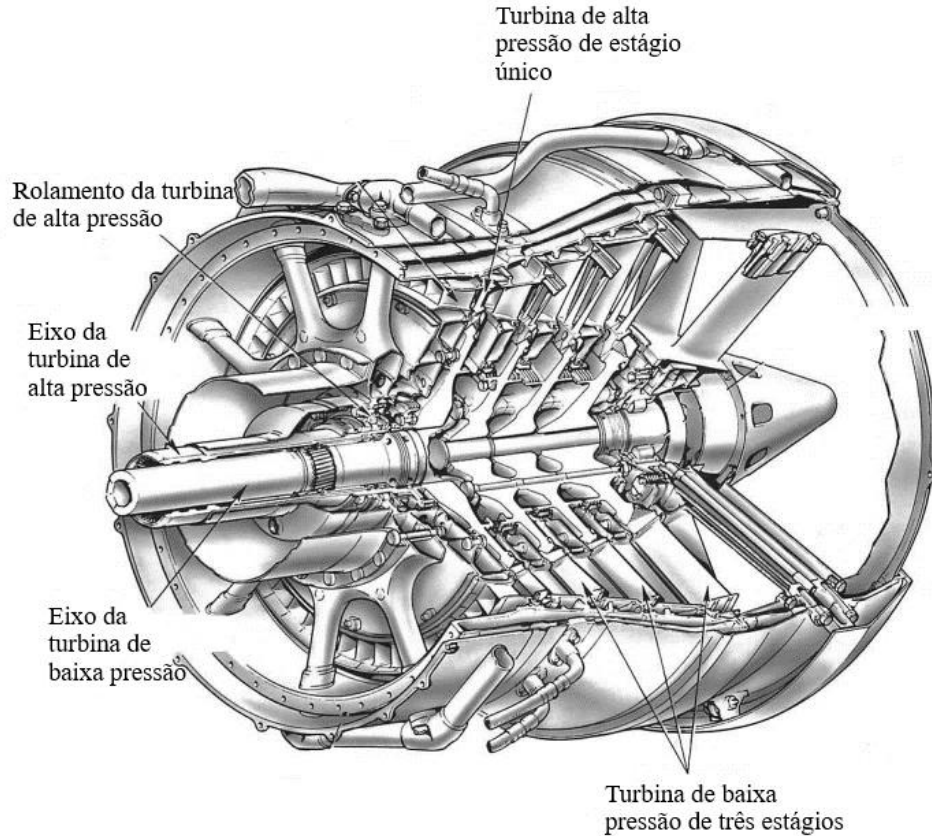
### 3.2.2 Turbinas axiais e radiais

Assim como os compressores, existem dois tipos básicos de turbinas: axial e radial ou centrífuga. Para baixas vazões, as pás de uma turbina axial se tornam muito pequenas, fazendo com que seja difícil manter reduzidos valores de perda de topo, resultando em uma queda considerável da eficiência deste componente. Nestes casos, são recomendáveis as turbinas radiais. A configuração de compressor centrífugo acoplado a uma turbina radial é comumente usada para pequenas unidades geradoras como microturbinas. A aparência de um rotor de turbina radial é semelhante ao rotor do compressor apresentado na Figura 3-11. Algumas aplicações nesta configuração atingiram a geração de até 3MW (SARAVANAMUTTOO, 2009).

As turbinas a gás do tipo axial são utilizadas na maioria dos motores aeronáuticos e industriais, além de foguetes a propulsão líquida que utilizam turbobombas. A dificuldade do desenvolvimento dessas turbinas consistia, inicialmente, na necessidade de obtenção de um fluxo elevado com alta razão de pressão. A turbina de fluxo axial pode ser constituída de um ou mais estágios. Ela tem como finalidade a conversão da energia dos gases provenientes da câmara de combustão, em trabalho de eixo, pelo processo de expansão, o qual aciona o compressor e os acessórios do motor. Assim como os compressores axiais, as turbinas também podem ser de diversos estágios (MARTINS, 2011). Uma representação de uma turbina axial de múltiplos estágios é apresentada na Figura 3-13.

Figura 3-13: Corte lateral de uma turbina axial de múltiplos estágios.

Fonte: Adaptado de (ROLLS-ROYCE, 1986).



### 3.2.3 Curvas características de compressor e turbina

Como o desempenho de um compressor e de turbina depende da pressão e temperatura ambientes, torna-se necessário o uso da análise dimensional para que uma curva característica seja representativa em qualquer condição ambiente. Os grupos adimensionais que descrevem as características de um compressor são apresentados na Tabela 3-4 (SARAVANAMUTTOO, 2009):

Tabela 3-4: Parâmetros quasidimensionais.

Continua

Parâmetro	Compressor	Turbina
Razão de pressão	$\frac{P_2}{P_1}$	$\frac{P_6}{P_4}$
Razão de temperatura	$\frac{T_2}{T_1}$	$\frac{T_6}{T_4}$



Tabela 3-4: Parâmetros quasidimensionais

		Conclusão
Vazão mássica	$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1}$	$\frac{\dot{m}\sqrt{T_4}}{P_4}$

Fonte: Adaptado de (SARAVANAMUTTOO, 2009).

Nas Figura 3-14 e Figura 3-15 são mostradas curvas genéricas de compressor e turbina respectivamente. Estas curvas são chamadas de mapas e são obtidos em ensaios de laboratório. Um mapa de compressor ou turbina é um gráfico criado e mapas completos são baseados em resultados de testes experimentais ou previstos por um programa de computador.

Alternativamente, é comum usar mapas genéricos que geram boas aproximações. Os mapas de compressores são parte integrante da previsão do desempenho de uma turbina a gás, tanto em condições no ponto de projeto como fora dele.

Figura 3-14: Mapa genérico de compressor.

Fonte: Disponibilizado pelo software GasTurb®.

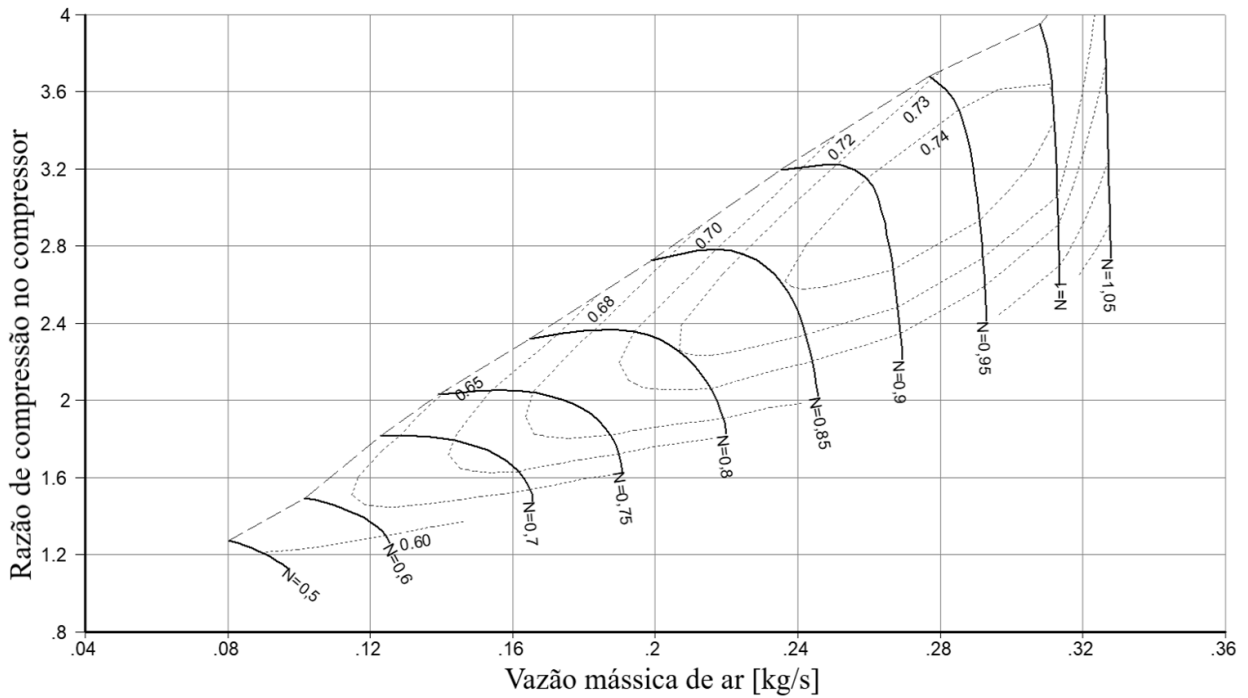
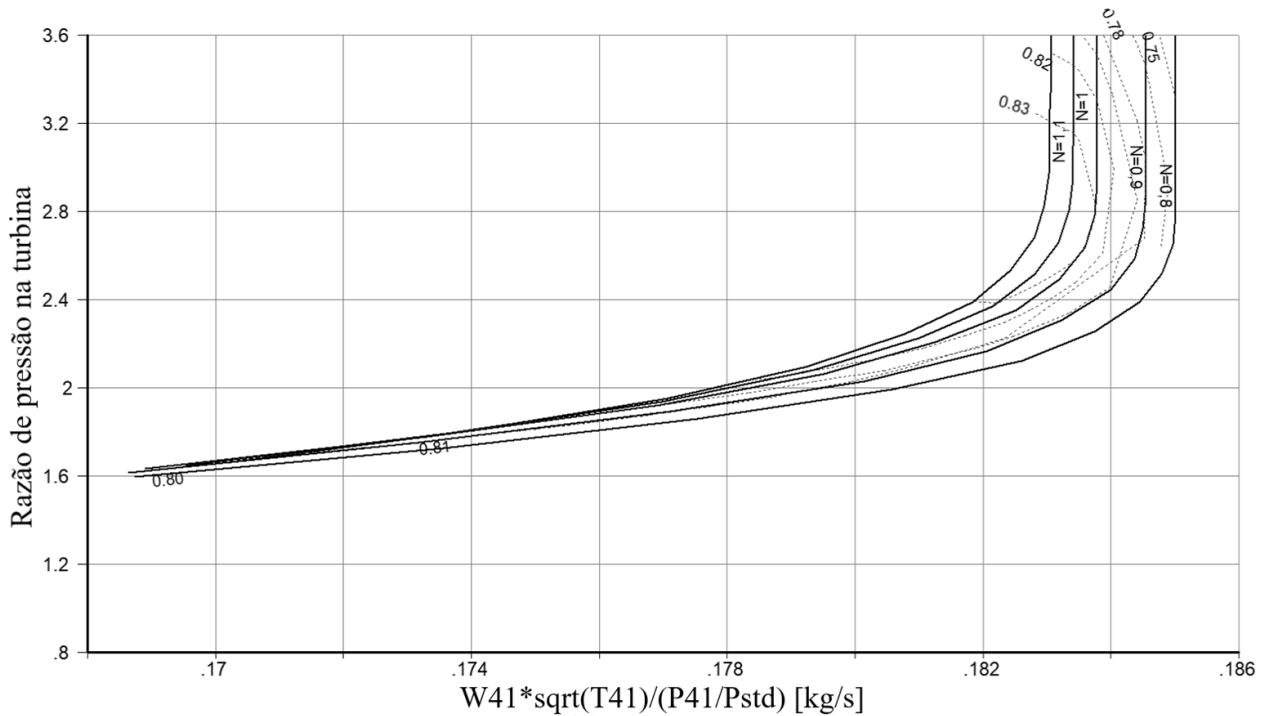


Figura 3-15: Mapa genérico de turbina.

Fonte: Disponibilizado pelo software GasTurb®.



### 3.2.4 Câmara de combustão

A câmara de combustão de uma turbina a gás é um sistema tecnicamente complexo que envolve diversos processos e é responsável por realizar basicamente as seguintes operações:

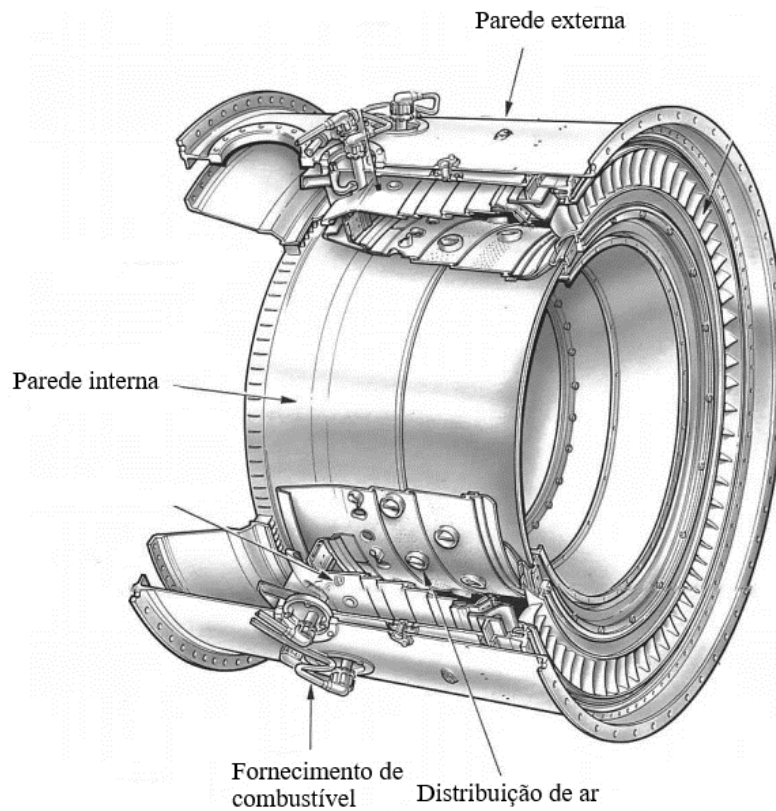
- Pulverização do combustível;
- Vaporização do combustível;
- Fazer a mistura ar/combustível;
- Ignitar e sustentar a combustão da mistura;
- Diluir os produtos de combustão.

Cada um destes processos corresponde precisamente a uma zona ou região específica dentro da câmara de combustão. A câmara de combustão pode ser: anular, tubular e tubo-anular, de acordo com sua geometria.

- Câmara de combustão anular: A câmara anular é formada por um tubo único e concêntrico, sendo o sistema de combustão mais moderno. Apresenta boa disposição aerodinâmica, menor perda de pressão, menor área frontal, faz uso de todo o espaço disponível para a combustão e não exige peças de transição. O escoamento é anular, de uma extremidade a outra, e a homogeneidade é quase perfeita. Assim, o comprimento e o peso são menores em relação às outras câmaras. Ao contrário das câmaras tubulares, as câmaras anulares são adequadas para compressores axiais. As dimensões relativamente grandes do tubo de chama aumentam o preço de fabricação e da instalação e os esforços sobre o tubo precisam ser bem estudados, pois a câmara anular é, inevitavelmente, fraca estruturalmente (GIMENEZ, 2003). Uma representação deste tipo de câmara de combustão é apresentada na Figura 3-16.

Figura 3-16: Câmara de combustão anular.

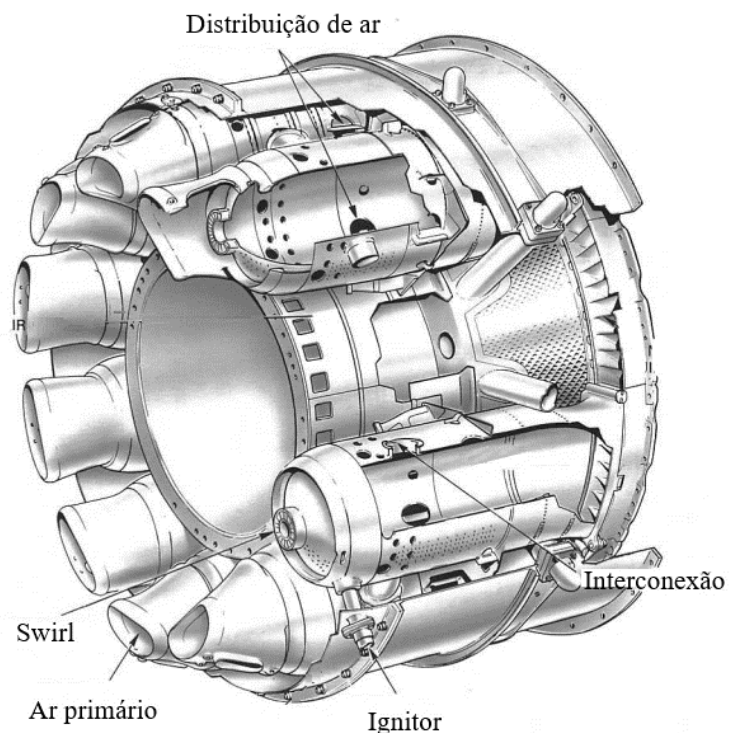
Fonte: Adaptado de (ROLLS-ROYCE, 1986).



- Câmara de combustão tubo-anular: Nesse tipo, várias câmaras são dispostas ao redor do eixo da turbina. Combina as vantagens da câmara tubular com o tamanho compacto da câmara anular. Suas dimensões e seu peso são menores comparados a uma câmara tubular. A perda de pressão na câmara tubo-anular é intermediária entre as câmaras tubular e anular. O ganho de espaço dispensa peças de transição antes e depois da câmara. Guarda grande parte das vantagens de fabricação e de manutenção das câmaras tubulares, porém ainda apresenta problemas de uniformidade e a razão entre a seção útil e a seção disponível não é boa (GIMENEZ, 2003). Uma representação deste tipo de câmara de combustão é apresentada na Figura 3-17.

Figura 3-17: Câmara de combustão tubo-anular.

Fonte: Adaptado de (ROLLS-ROYCE, 1986).

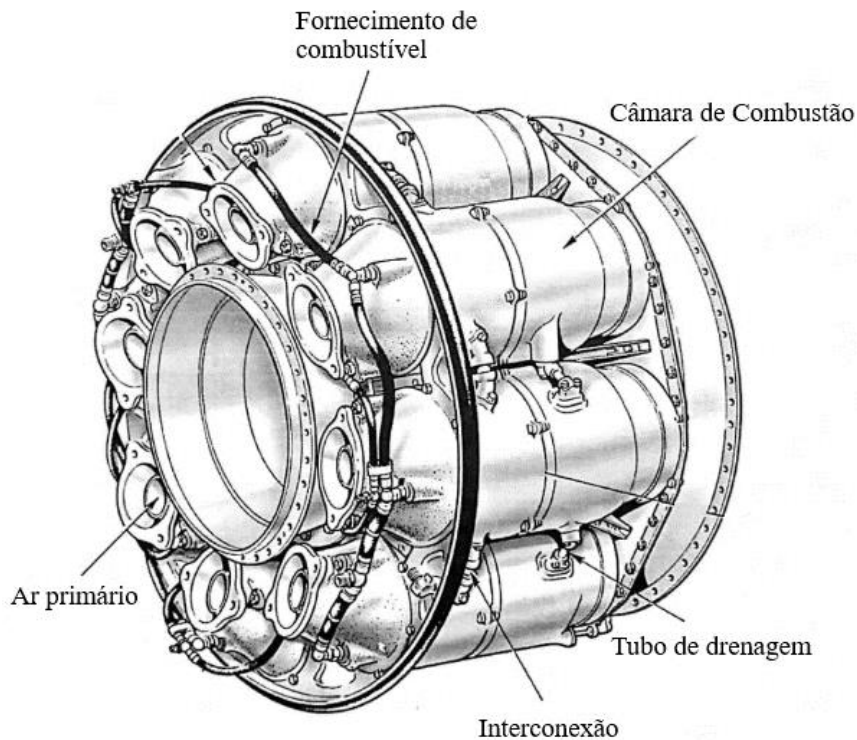


- Câmara de Combustão Tubular: Consiste basicamente de um tubo de chama de formato cilíndrico dentro de uma estrutura também cilíndrica. Era usada na maioria dos primeiros motores a jato, e, atualmente, é usada em casos específicos, como em turbinas a gás de baixa potência. Geralmente é usada com compressores centrífugos, entretanto, para uso aeronáutico é longa demais e pesada, o motor fica com elevada área frontal e, por isso, causa um grande acréscimo de arrasto. Além disso, a câmara tubular costuma apresentar uma elevada perda de pressão. Por outro lado, a

câmara tubular é de concepção simples, o que reduz os custos de fabricação, instalação e facilita o reparo. Outra vantagem é sua robustez mecânica. A Figura 3-18 apresenta um esquema deste tipo de câmara de combustão (GIMENEZ, 2003).

Figura 3-18: Câmara de combustão tubular.

Fonte: Adaptado de (ROLLS-ROYCE, 1986).

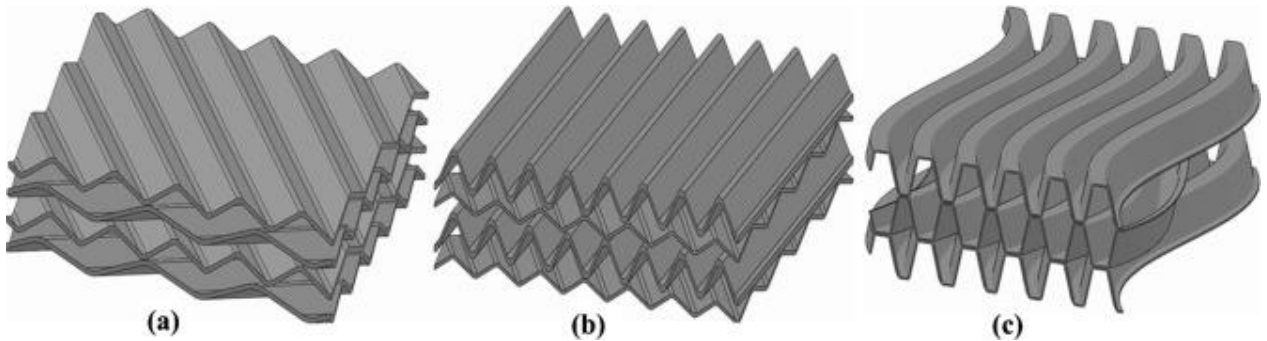


### 3.2.5 Recuperador de calor

Um recuperador de calor, ou simplesmente recuperador, é um trocador de calor que opera em contracorrente usado para recuperar o calor residual dos gases de exaustão, com ele o ar que entra na câmara de combustão é aquecido, aumentando sua entalpia. A principal função do trocador de calor ou recuperador é aproveitar a energia residual dos gases de exaustão para aquecer o ar antes de entrar na câmara de combustão. Dessa maneira, diminui-se o consumo de combustível e, por consequência, aumenta-se a eficiência térmica da máquina. A Figura 3-19 apresenta três configurações comuns de recuperadores de calor.

Figura 3-19: (a) Corrugado-Cruzado, (b) Ondulado-Corrugado, (c) Ondulado.

Fonte: Adaptado de (XIAO. G. et al., 2016).



### 3.3 MICROTURBINAS A GÁS

Microturbina é o nome que recebem as turbinas a gás de pequeno porte que produzem potência elétrica entre 25 kW e 500 kW. São originadas das tecnologias dos turbocompressores automotivos ou de pequenas turbinas de sistemas auxiliares da aviação e operam sobre o mesmo ciclo que as turbinas a gás convencionais. Podem ser unidades de simples estágio de compressão com altas velocidades de rotação entre 90.000 e 120.000 rpm, como também de múltiplos estágios, podendo ter baixa velocidade de rotação (XAVIER, 2005). A Figura 3-20 apresenta uma microturbina comercial e a Figura 3-21, um corte longitudinal.

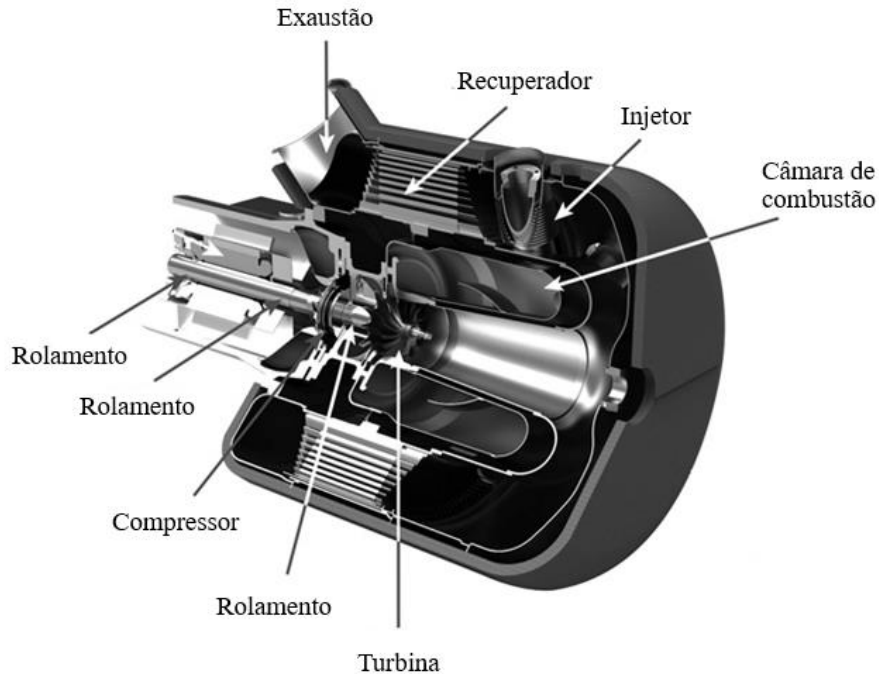
Figura 3-20: Microturbina Capstone C30.

Fonte: (CAPSTONE, 2019).



Figura 3-21: Corte de uma microturbina.

Fonte: (FOSHEIM, 2014).



Nos últimos anos, novas regulamentações no mercado de geração de energia, que permitem a qualquer cidadão produzir sua própria eletricidade e disponibilizá-la para outros, mudaram o comportamento do mercado energético. Por consequência, empresas de produção de energia são expostas à concorrência da produção, em pequena escala, de energia no local onde é necessitada (CRUZ, 2006) e (HAUQWITZ, 2002). Esta evolução gera interesse em unidades de geração de pequena escala, fáceis e rápidas de instalar, com baixo custo e tempo curto de retorno do investimento. Este tipo de demanda torna atrativo o uso de microturbinas, cuja geração de energia pode ser ajustada à demanda atual e, se necessário, outra microturbina pode ser instalada em paralelo. A empresa não precisa ter o investimento total que uma planta de maior poder tomaria. As tecnologias de microturbinas a gás não são novas e, atualmente, podem ser combinadas com o aquecimento da água, aumentando, assim, a eficiência total de 25 a 70%.

### 3.4 APLICAÇÕES DAS MICROTURBINAS

As microturbinas podem ser conectadas à rede, para melhoria da qualidade e confiabilidade da energia elétrica, com a finalidade de atender a cargas pontuais em horário de pico e em aplicações de cogeração (XAVIER, 2005). Além disso, devido ao desenvolvimento tecnológico, as microturbinas podem usar uma ampla variedade de combustíveis, e aplicações com combustíveis residuais e gás de aterro sanitário já estão em fase de testes (XAVIER, 2005). Como as microturbinas geralmente funcionam em faixas de potência entre 30 kW e 500 kW, são adequadas para diversas aplicações, como restaurantes, hotéis, bem como escritórios e condomínios residenciais, entre outros. A ampliação desta tecnologia para aplicações em meios de transporte é foco de estudo e desenvolvimento (XAVIER, 2005). Microturbinas são usadas para uma variedade de aplicações de geração distribuída devido as suas características (COSTA, 2010):

- Flexibilidade em métodos de conexão;
- Modularidade;
- Capacidade de fornecer potência com confiabilidade;
- Baixas emissões de poluentes.

É comum usar microturbinas para geração de energia em horas de pico para reduzir o custo da energia elétrica, como também, para consumidores que desejam uma melhora na qualidade da energia ou para sistemas que não devem sofrer interrupções de fornecimento ou que não suportam variações de tensão e frequência. Outra aplicação importante é para geração de energia elétrica em áreas remotas ou de difícil acesso para linhas de transmissão. (COSTA, 2010).

O ponto de maior eficiência de uma microturbina é atingido quando esta opera em cogeração. Neste caso, a eficiência aumenta de 30% para cerca de 80% (XAVIER, 2005), e o calor residual dos gases de exaustão é recuperado e utilizado para aquecer água ou gerar vapor em baixa pressão.

As principais aplicações de ciclo combinado são (COSTA, 2010):

- Produção doméstica de água quente;
- Aquecimento em edifícios residenciais;
- Hospitais;
- Hotéis.



### 3.5 CARACTERÍSTICAS ESPECIAIS DAS MICROTURBINAS

Como mencionado anteriormente, microturbinas podem ser de um ou dois eixos. As de único eixo apresentam menor quantidade de partes móveis, eliminando também a necessidade de uma caixa de engrenagens, tornando o funcionamento menos ruidoso. Já as turbinas de dois eixos apresentam maior flexibilidade para combinar a turbina e a carga elétrica exigida, além de sofrerem menores esforços mecânicos, o que se traduz em uma vida útil maior do sistema. Sua principal desvantagem é que apresenta maior número de peças móveis, devido à necessidade de uma caixa de engrenagens com custo elevado (XAVIER, 2005).

Em relação aos mancais, existem dois tipos de mancais nas microturbinas: Os mancais a ar eliminam a necessidade de um sistema de refrigeração, de lubrificação a óleo e de sua manutenção associada. Sua principal função é evitar ou diminuir o atrito durante a partida e a parada. Os mancais a óleo têm uma tecnologia mais confiável e requerem uma bomba de óleo e equipamento auxiliar de arrefecimento (XAVIER, 2005).

Existem comercialmente microturbinas com e sem regenerador. No caso de uma microturbina sem regenerador o custo é inferior e existe mais calor residual nos gases de combustão, o que é mais atrativo para cogeração; entretanto seu rendimento fica significativamente inferior. Já as microturbinas com recuperador de calor têm um rendimento maior, aproximadamente 30%, contudo apresentam custo superior (XAVIER, 2005) e (SCOTT, 1998).

As seções quentes podem receber revestimento cerâmico. Neste caso, a temperatura de funcionamento e o rendimento atingidos são maiores quando comparados às metálicas sem revestimento (XAVIER, 2005).

## 4 DESEMPENHO DE TURBINAS A GAS

Nesta seção serão abordados os diferentes parâmetros que afetam o desempenho de turbinas a gás, assim como a análise de algumas das mais importantes perdas que acontecem no ciclo.

### 4.1 PARÂMETROS DE DEPENDÊNCIA LOCAL

De acordo a norma ISO 3977-2, que fala sobre os parâmetros de referência para turbinas a gás industriais, o ambiente deve ter as seguintes características apresentadas na Tabela 4-1. (JOHNZACTRUBA, 2009):

Tabela 4-1: Valores padrões das propriedades ambientes.

Propriedade	Valor
Temperatura ambiente	15°C
Umidade Relativa	60%
Pressão ambiente	1,013 bar/1 atm

Fonte: Adaptado de (JOHNZACTRUBA, 2009).

É notável que as propriedades acima são diretamente relacionadas com a massa específica do ar, que, de fato, influencia, consideravelmente, no rendimento da máquina. Além disto, é possível afirmar que uma turbina a gás, operando fora destas condições, tem um rendimento diferente do nominal devido à diferença na vazão mássica de ar que é admitida no compressor. As condições ambientes têm influência direta na eficiência térmica da máquina.

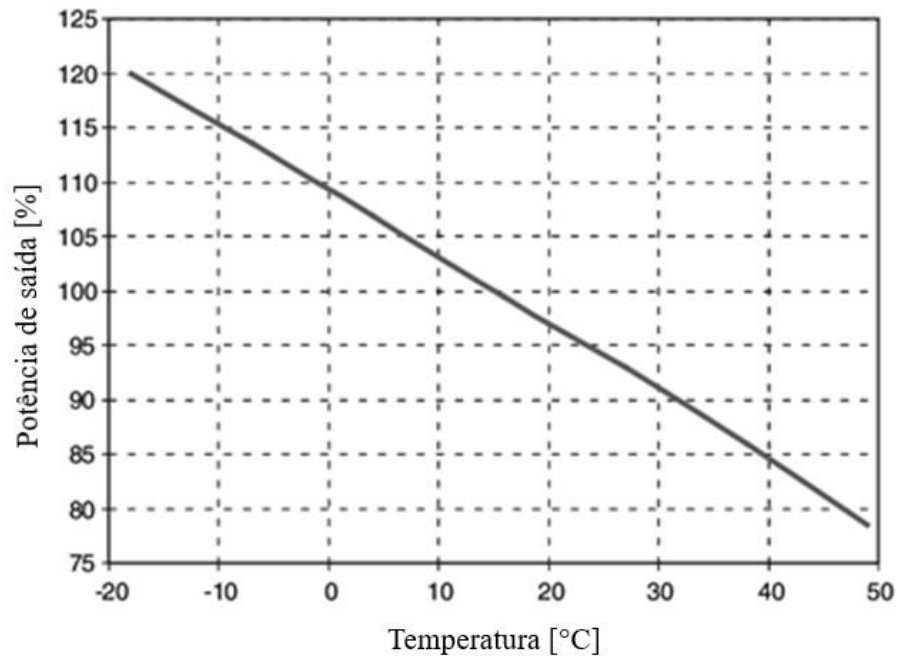
### 4.2 TEMPERATURA AMBIENTE

Como mencionado anteriormente, as condições em que o ar ambiente se encontra influenciam diretamente no desempenho da máquina. Um aumento da temperatura ambiente pode levar a grandes mudanças de desempenho, em outras palavras, quando o ar ambiente se encontra a uma temperatura elevada, a potência líquida diminui. De acordo com Petchers. (2002), para cada 1°C de acréscimo na temperatura ambiente, existe uma diminuição de aproximadamente 0,9% na potência de saída.

Na Figura 4-1 é representada a variação da potência de saída em relação ao valor da temperatura ambiente.

Figura 4-1: Influência da temperatura ambiente na potência de saída.

Fonte: Adaptado de (HUDA et al., 2014).

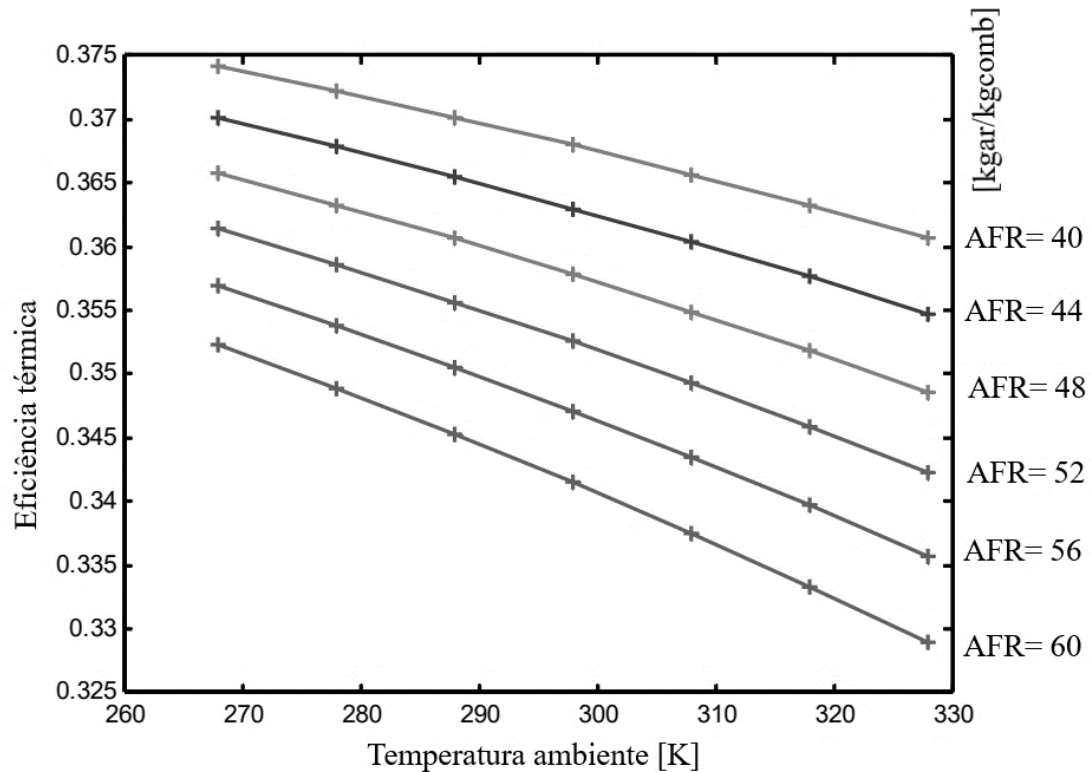


Por outro lado, percebemos que existe também uma variação na eficiência térmica em relação à temperatura do ar ambiente, neste caso, uma variação de 1 K em relação às condições ISO implicam uma diminuição de aproximadamente 0,1% na eficiência térmica da máquina (SA *et al*, 2011). Tal variação é apresentada na Figura 4-2, é importante notar que, quando a temperatura ambiente diminui, a massa específica tende a crescer, para isso, a vazão mássica de ar aumenta.

Como resultado, a vazão mássica de combustível aumenta para manter uma relação ar/combustível constante, conseqüentemente, o consumo específico de combustível da máquina também aumenta. Em resumo, com a diminuição da temperatura ambiente, ambas as vazões (de ar e combustível) aumentam.

Figura 4-2: Influência da temperatura ambiente na eficiência térmica.

Fonte: Adaptado de (RAHMAN, et al., 2011).



#### 4.3 PRESSÃO AMBIENTE

A pressão ambiente varia principalmente com a variação da altitude. O aumento da altitude faz com que a densidade do ar diminua e a pressão reduza. Como resultado, a vazão mássica de combustível e de ar como também a potência de saída da turbina são reduzidas em aproximadamente 3,5 % para cada 300 metros de elevação em relação ao nível do mar. (PETCHERS, 2002). A pressão ambiente é constante em aplicações estacionárias e, neste caso, afeta o desempenho apenas se a unidade geradora for instalada a grandes altitudes.

#### 4.4 UMIDADE RELATIVA

Para um mesmo volume, a massa de um ar úmido é maior que a massa do ar seco, devido à massa atômica do  $H_2O$  ser menor que a massa atômica do  $N_2$  e  $O_2$ . Por este motivo, o ar úmido tem menor massa específica. Desta forma, a vazão mássica de ar seco que entra na turbina diminui, portanto o rendimento da turbina também diminui (PATHIRATHNA, 2013).

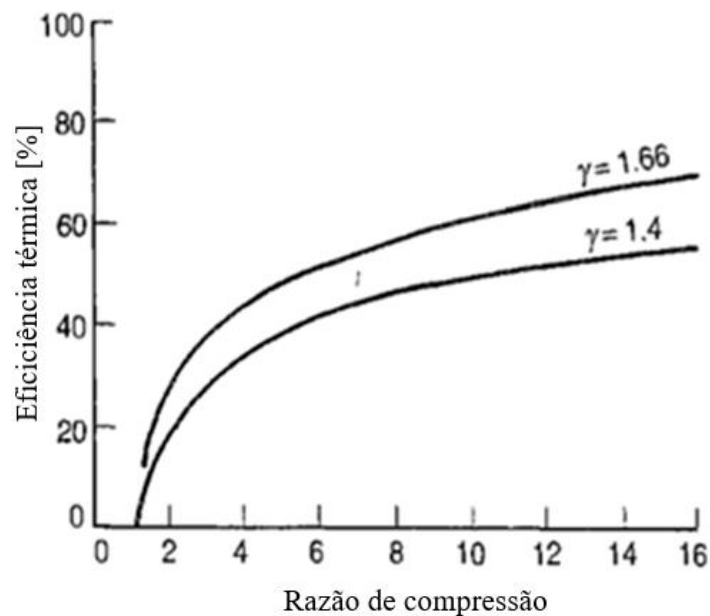
#### 4.5 RAZÃO DE COMPRESSÃO

A razão de compressão é a relação entre a pressão de saída e a pressão de entrada do compressor. Estas pressões são iguais quando consideramos um ciclo ideal, e tem o mesmo valor da pressão ambiente, isto porque o ar de entrada é o próprio ar atmosférico que, ao final, é rejeitado ao ambiente.

A Figura 4-3 apresenta a variação da eficiência térmica em relação à variação da razão de compressão para dois valores fixos do coeficiente de expansão adiabática, são usados os valores 1,4 e 1,66 que são valores comuns na literatura (SARAVANAMUTTOO, 2009).

Figura 4-3: Variação da eficiência térmica.

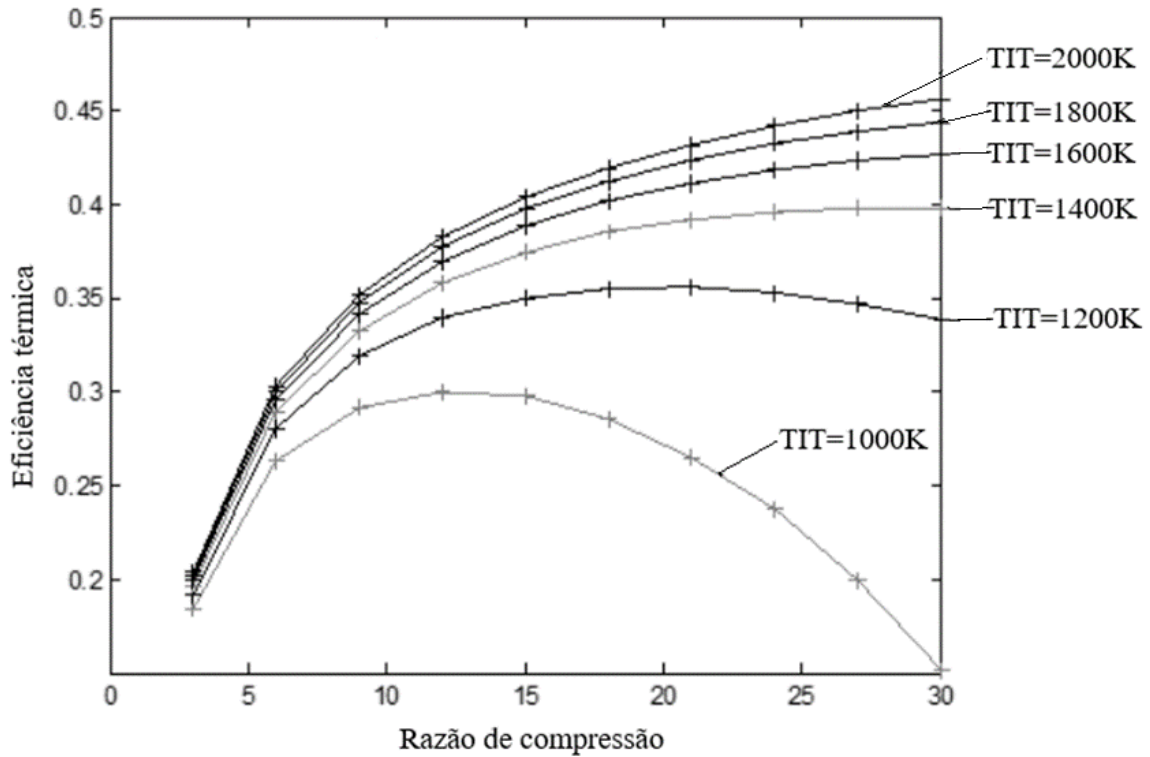
Fonte: Adaptado de (SARAVANAMUTTOO, 2009).



De acordo com a Figura 4-3, é possível notar que existe um aumento de eficiência quando há um aumento da razão de compressão, porém existe uma limitação para tal afirmação. Segundo Rahman *et al.* (2011), a eficiência térmica aumenta com o aumento da razão de compressão até certo valor, como é possível observar na Figura 4-4, onde TIT “*Turbine Inlet Temperature*” indica a temperatura de entrada dos gases na turbina, fica claro que para uma temperatura de 1000K a eficiência começa a diminuir a partir de uma razão de compressão de aproximadamente 12, já para a temperatura de 1200K essa tendência inicia apenas em valores da razões de compressão maiores a aproximadamente 20.

Figura 4-4: Efeitos da razão de compressão e temperatura de entrada da turbina na eficiência térmica.

Fonte: Adaptado de (RAHMAN, et al., 2009).

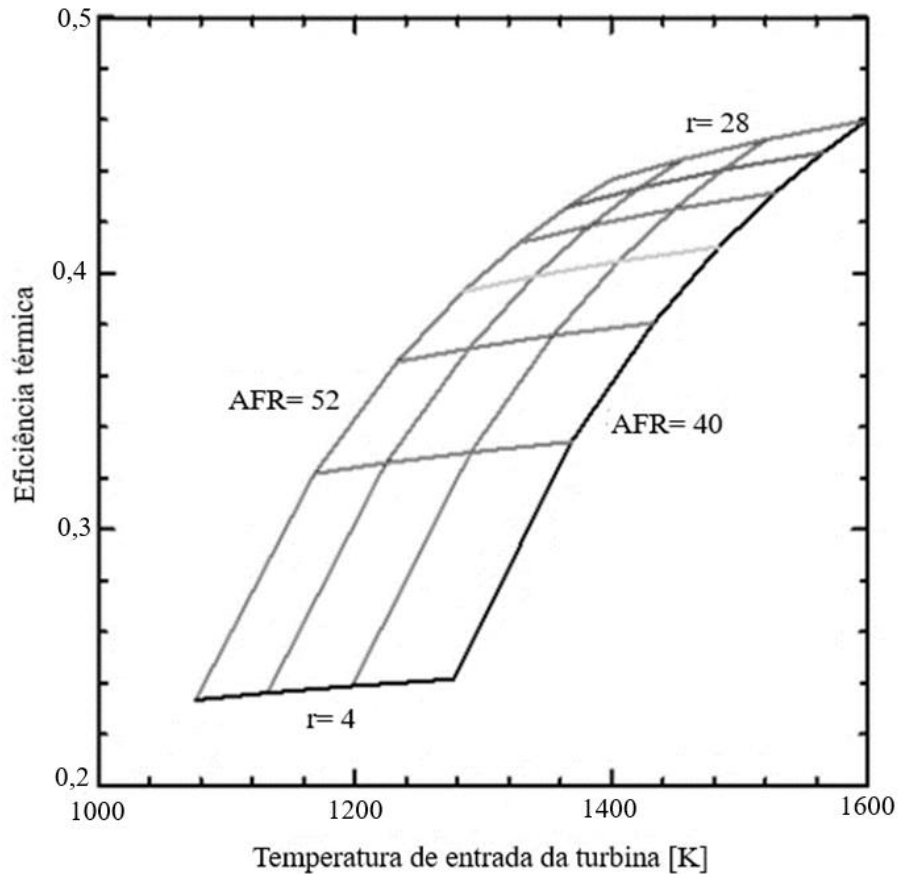


#### 4.6 TEMPERATURA DE ENTRADA DA TURBINA

É definida como a temperatura em que os gases provenientes da câmara de combustão entram na turbina, este é um dos parâmetros mais críticos no que diz respeito ao desempenho de turbinas a gás. Para qualquer mudança realizada na temperatura de entrada da turbina, o trabalho de expansão realizado na turbina e, por consequência, o trabalho líquido da máquina será alterado. Por isso, para o melhor desempenho da turbina, é desejável ter o maior valor de temperatura de entrada da turbina possível. Tanto o trabalho de saída quanto a eficiência térmica podem ser aumentados com o aumento da temperatura de entrada. A Figura 4-5 mostra que, com o aumento da temperatura de entrada da turbina, existe um aumento na eficiência da turbina, além disso, é mostrada também a variação de acordo com a relação ar/combustível e razão de compressão (PATHIRATHNA, 2013).

Figura 4-5: Variação da eficiência térmica em relação à temperatura de entrada da turbina para determinadas razões de compressão e razões ar/combustível.

Fonte: Adaptado de (RAHMAN *et al*, 2009).



É possível notar que na curva de 52 kg ar/kg combustível, a eficiência para 1400K é aproximadamente de 44% para  $r=28$  e aumenta na mesma linha até aproximadamente 46%, ponto no qual a temperatura de entrada da turbina é aproximadamente 1600K.

O aumento da temperatura de entrada da turbina proporciona um aumento da eficiência térmica e um aumento da potência de saída, porém, experimentalmente, existem vários problemas e dificuldades para aumentar tal temperatura. Um dos maiores problemas diz respeito aos materiais, os gases provenientes da câmara de combustão são liberados a alta temperatura sobre as pás da turbina. A restrição de temperatura depende da capacidade do material de suportar estas temperaturas sem que isso cause uma mudança nas propriedades do material ou diminua a vida útil da máquina. O mesmo acontece com outras partes da turbina que são expostas a altas temperaturas, como a própria câmara de combustão, eixo entre outros (PATHIRATHNA, 2013).

Com o avanço da tecnologia em turbinas a gás, surgiram alguns métodos para amenizar estes problemas, como o uso atual de sistemas de injeção de ar, vapor e água e materiais especiais de alto desempenho, como materiais monocristalinos ou filmes de revestimento para evitar a falha dos materiais (PETEK, et al., 2005).

Porém as restrições não dizem respeito apenas aos materiais, existem regulamentações ambientais que regulam a emissão de gases poluentes, basicamente isso se deve ao NO<sub>x</sub>, tal composto é gerado em altas temperaturas, quando a energia é maior que a energia de ativação do Nitrogênio e este começa a se recombinar. Com a introdução de sistemas de injeção de água e vapor, sistemas como a combustão catalítica, os problemas de emissão de NO<sub>x</sub> são controlados satisfatoriamente. Presentes na maioria das turbinas a gás modernas, estas tecnologias são capazes de reduzir a emissão de NO<sub>x</sub> a valores menores a dezena de ppm (STRAND, 2005).

A injeção de água faz com que a vazão mássica aumente e, por consequência, o trabalho líquido ou a força de empuxo também são aumentados, além disso, a injeção de água ajuda a resfriar as pás da turbina e diminuir a emissão de NO<sub>x</sub>. Porém, atualmente, o uso desta técnica vem diminuindo devido à necessidade do tratamento prévio da água a ser injetada. Além disso, como a água possui alto poder calorífico, ela absorve energia térmica do sistema, isso faz com que seja demandada uma quantidade maior de combustível.

## 4.7 MECANISMOS DE PERDAS

### 4.7.1 Perdas por atrito viscoso

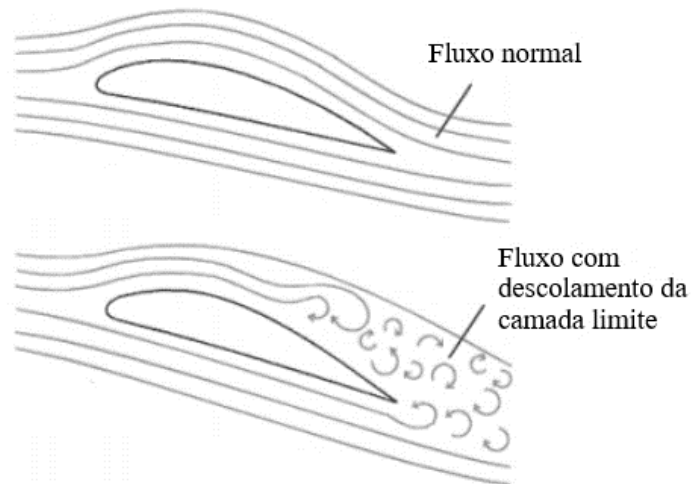
Conforme Lieblein (1965), a perda por atrito viscoso ou “perda bidimensional” está relacionada com as características das camadas limite que se formam nas superfícies de sucção e de pressão das pás e com a esteira formada após a união dessas camadas limites como é apresentado na Figura 4-6. O desenvolvimento da camada limite em uma superfície de um perfil é função do gradiente de velocidades na superfície, número de Reynolds com base na corda e nível de turbulência do escoamento livre a montante. O gradiente de velocidade está associado ao ângulo de incidência e à geometria do perfil, caso este aumente, a camada limite tende a tornar-se mais espessa.

Números de Mach elevados levam ao surgimento dos efeitos de compressibilidade do escoamento e, a partir de um valor crítico, levam ao surgimento de ondas de choque.



Figura 4-6: Efeito das esteiras.

Fonte: Adaptado de (NFL, 1998).

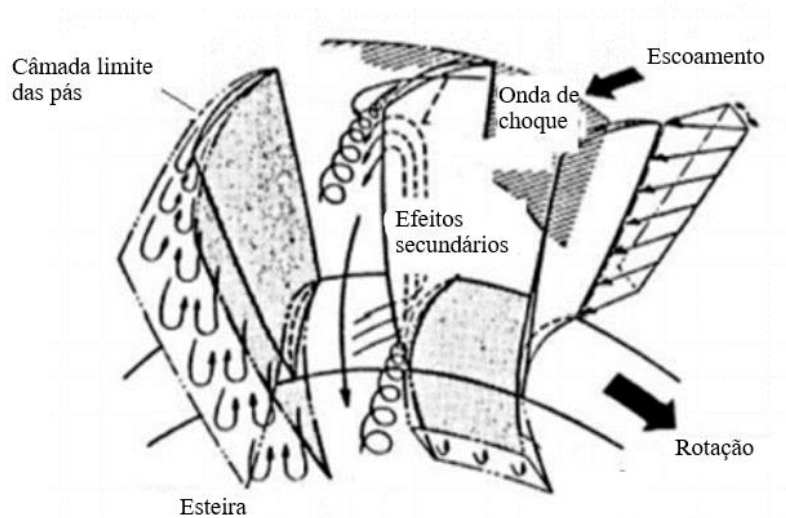


#### 4.7.2 Perdas Secundárias

As perdas secundárias são causadas pela interação das pás com as camadas limites nas superfícies das pás e da carcaça, pelo escoamento, através da folga, da ponta das pás e pela interação entre diversos vórtices formados na região da união da pá com a carcaça e o escoamento principal. A Figura 4-7 mostra a formação de alguns vórtices que causam as perdas secundárias.

Figura 4-7: Perdas secundárias.

Fonte: Adaptado de (HIRSH, DENTON, 1981).



#### 4.7.3 Perdas mecânicas

Nas turbinas a gás, a potência demandada pelo compressor é transmitida diretamente da turbina. Qualquer perda que ocorra neste processo é dada pelo atrito do rolamento ou o atrito das partes móveis com o ar. A eficiência de transmissão é denotada por  $\eta_m$  e a potência específica requerida pelo compressor, neste caso, é dada por:

$$w_c = \frac{1}{\eta_m} C p_{12} (T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

As perdas mecânicas são muito pequenas e é normal assumir essa perda na ordem de 1%, logo  $\eta_m=0,99$  para a maioria dos casos numéricos (SARAVANAMUTTOO, 2009).

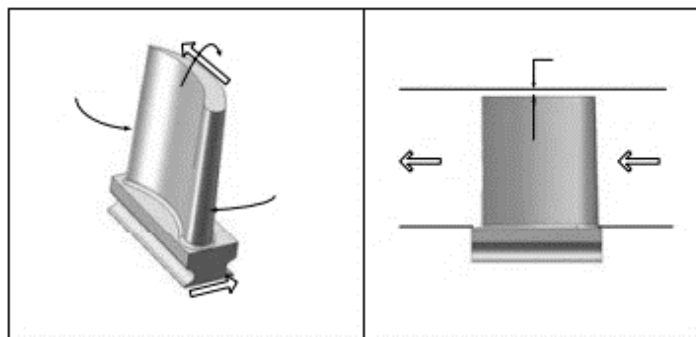
Qualquer potência que seja demandada para acionar componentes auxiliares como bombas de óleo e combustível pode ser contabilizada simplesmente subtraindo-a da potência líquida da unidade geradora.

#### 4.7.4 Perda de topo

As perdas de topo de turbina e compressor são causadas pela folga entre as pás e a carcaça da máquina, como é apresentado na Figura 4-8. Tais perdas são mais significativas em máquinas menores, como uma microturbina, pelo que é conhecido como fator de escala e pela dificuldade de usinagem de precisão de componentes pequenos. Essa folga causa escoamentos, nas direções axial e radial devido à diferença de pressão, denominados de diretos e indiretos respectivamente; esses escoamentos produzem vórtices, cuja diminuição resulta em aumento da eficiência aerodinâmica da máquina.

Figura 4-8: Perda de topo direta e indireta.

Fonte: Adaptado de (BARBOSA, BRINGHENTI, 2008).



Lakshminarayana (1996) citou que a perda de topo de turbina é responsável por 20 a 40% das perdas totais, dependendo da máquina. Schabowsky e Hodson. (2007) citaram que a folga entre as pontas da lâmina e a carcaça de turbinas de fluxo axial é, geralmente, da ordem de 1-2% do tamanho da pá; e Hourmouziadis e Albrecht. (1987) mostraram que para um estágio, um aumento do tamanho de topo de 1% da extensão da pá causou cerca de 2% de queda na eficiência, mostraram, também que a folga da ponta varia consideravelmente durante a operação de um motor devido às cargas mecânicas.

#### 4.7.5 Perdas de pressão

As perdas de pressão ocorrem devido a diversos fatores, entre eles a alta velocidade do fluido que causa maior atrito entre as passagens. Na câmara de combustão, ocorre uma perda de pressão devido à resistência aerodinâmica da estabilização da chama e mecanismos de mistura, também existem mudanças na quantidade de movimento produzidas pela reação exotérmica de combustão. Quando é incluído um regenerador, são adicionadas mais passagens as quais o fluido percorre, por consequência, maior será a perda de pressão.

O efeito das perdas de pressão é a diminuição da razão de compressão relativa ao compressor, o que ocasiona uma diminuição no trabalho líquido da máquina. As turbinas a gás são muito sensíveis à perda de pressão, uma das maneiras de minimizar a perda de pressão é utilizar uma câmara de combustão maior para que as velocidades do escoamento sejam menores, o que é possível em aplicações industriais ou estacionárias. Para aplicação aeronáutica existem outros fatores que limitam esta técnica, como área frontal, peso e volume. Valores típicos de perda de pressão são entre 2 e 3% para aplicações industriais (SARAVANAMUTTOO, 2009).

#### 4.8 DESEMPENHO DAS MICROTURBINAS

Valores usuais para eficiência térmica de microturbinas variam entre 20 a 30% (SCOTT, 1998). Esta é atingida com o emprego do recuperador de calor. Em sistemas de cogeração, a eficiência elétrica e a térmica combinadas podem alcançar 70% (XAVIER, 2005), valor que depende das exigências de calor do processo. Já as microturbinas sem recuperadores de calor apresentam eficiências mais baixas, em torno de 15%.

São apresentados na Tabela 4-2 valores comuns para os três tipos de configuração em microturbinas.

Tabela 4-2: Desempenho geral das microturbinas.

Eficiência	
Configuração	Eficiência
Sem recuperador	15%
Com recuperador	20 - 30%
Com cogeração	Até 85%

Fonte: Adaptado de (XAVIER, 2005).

Atualmente, há diversos fabricantes de microturbinas, dos quais alguns são apresentados na Tabela 4-3, que também apresenta algumas características de cada um desses fabricantes:

Tabela 4-3: Desempenho geral das microturbinas por fabricante.

Desempenho por fabricante		
Fabricante	Recuperador	Eficiência
AlliedSignal	Sim	30%
Allison Engine	Sim	30%
Bowman	Opcional	28% (com recuperador)
Capstone	Sim	26%
Elliot	Opcional	28% (com recuperador)
Nrec	Sim	30%
Ingersol	-	28%
Honeywell	-	24%

Fonte: Adaptado de (CRUZ, 2006).

## 5 DESENVOLVIMENTO

Nesta seção são abordados todos os procedimentos e cálculos que levaram aos resultados que serão apresentados na seção posterior. Neste trabalho não foi criado um software, visto que o objetivo é estudar parâmetros de desempenho de turbinas a gás e, para a realização deste estudo, foi usado um software comercial, no qual foram introduzidos dados referentes à microturbina Capstone C30, obtidos a partir do manual de desempenho do fabricante, que é apresentado na Tabela 5-1. A descrição do software e o equacionamento matemático são apresentados posteriormente.

Tabela 5-1: Dados da microturbina Capstone C30.

Desempenho	Valores para HPNG	Valores para LPNG	Combustíveis líquidos
Potência de saída	30 (+0/-1) kW	28 (+0/-1) kW	29 (+0/-1) kW
Eficiência térmica	26 ( $\pm 2$ ) % PCI	25 ( $\pm 2$ ) % PCI	25 ( $\pm 2$ ) % PCI
Vazão de combustível (PCI)	415000 kJ/h	404000 kJ/h	417000 kJ/h
Vazão de combustível (PCS)	457000 kJ/h	444000 kJ/h	459000 kJ/h
Heat Rate (PCI)	13800 kJ/kWh	14400 kJ/kWh	14400 kJ/kWh
Temperatura de exaustão	275 °C	275 °C	275 °C
Energia de exaustão	327000 kJ/h	327000 kJ/h	327000 kJ/h
Vazão mássica de exaustão	0,31 kg/s	0,31 kg/s	0,31 kg/s

Fonte: Adaptado de (CAPSTONE, 2006).

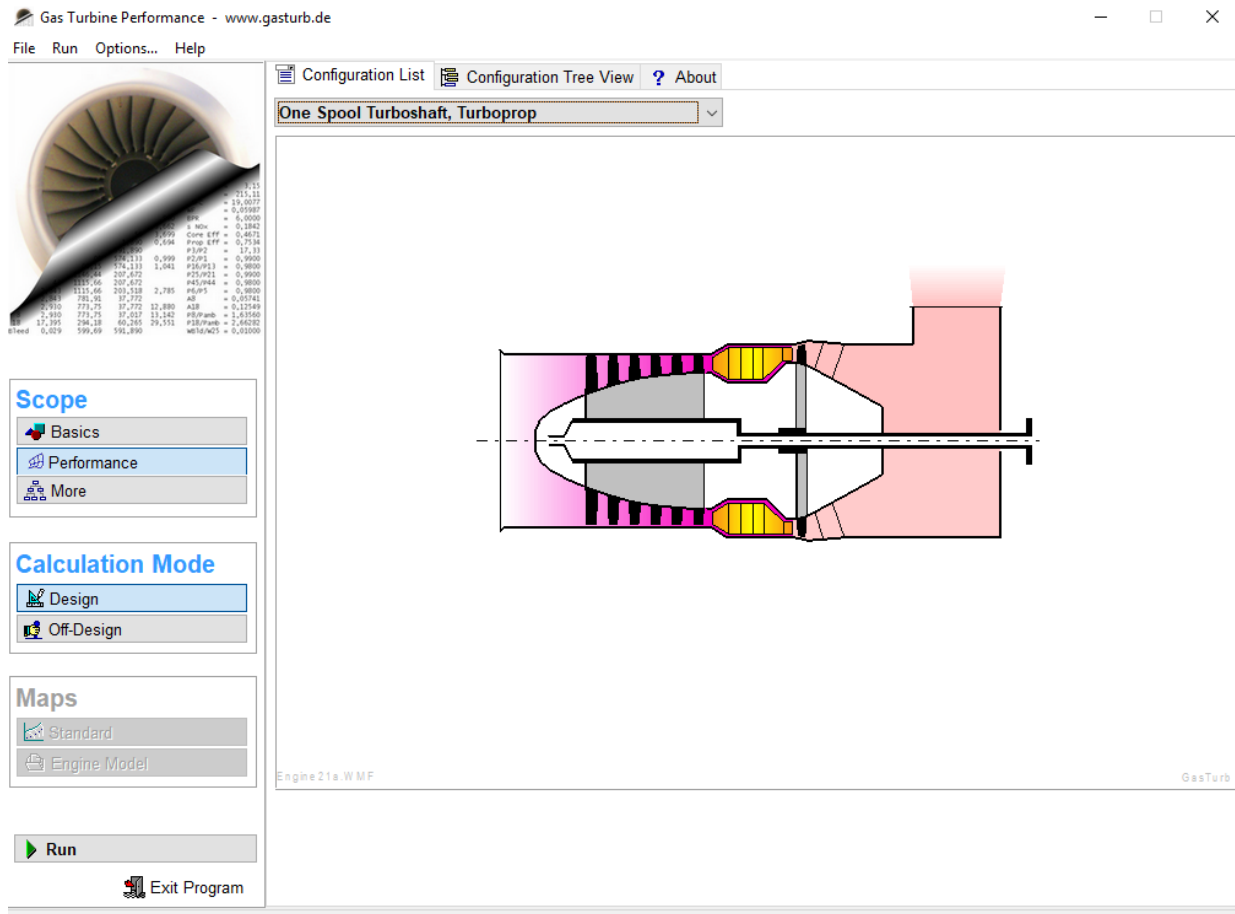
### 5.1 O SOFTWARE-GASTURB

Neste trabalho foi utilizado o software GasTurb® 11 para simular a turbina a gás escolhida. Capstone C30. GasTurb® é um software alemão que conta com uma plataforma amigável e completa, como apresentado na Figura 5-1, desenvolvida para simular os mais diversos tipos de

turbina a gás em operação hoje. O desenvolvimento do software começou em 1991 e teve sua primeira versão lançada em 1993.

Figura 5-1: Interface do software.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.



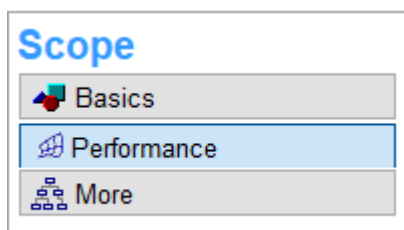
O software é usado mundialmente por centros de pesquisa como Instituto de Tecnologia de Massachusetts (MIT) e a Universidade de Oxford, por fábricas de motores como a Rolls Royce, Pratt & Whitney e Volvo Aero Corporation, bem como fabricantes de aeronaves, como Boeing e Airbus (GASTURB, 2019).

O software fornece ao usuário três graus de simulação, dependendo de quão detalhada a simulação deve ser. Uma ampla gama de tipos de motores está disponível, sendo que, com o auxílio de uma biblioteca, o usuário pode simular o motor no ponto de projeto, fora do ponto e na operação transiente. O software fornece outras possibilidades de simulação, tais como a análise de Monte Carlo, sensibilidade e otimização do motor, mas essas análises estão fora do escopo deste trabalho.

É possível escolher no Escopo entre Básico, Desempenho e Mais, como é representado na Figura 5-2, onde é mostrado o menu para simulação de escopo dentro do programa.

Figura 5-2: Possíveis simulações.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.



#### 5.1.1 Modo Básico

O modo básico do software permite ao usuário manusear apenas as informações mais básicas sobre o motor. Os dados de entrada estão restritos à pressão de entrada do compressor, razão de compressão do compressor, temperatura de saída da câmara de combustão e eficiência dos componentes. Também é possível modificar, neste modo, parâmetros operacionais como número de Mach e altura de voo. As opções de pressão e temperatura são habilitadas apenas para plataforma de testes.

Quando usado o modo básico, a muitos fatores são atribuídos valores padrões ou simplesmente não são computados. Por exemplo, não é possível mudar a pressão de saída da turbina, o que certamente causará discrepância nos valores obtidos utilizando este modo de operação, uma representação da janela de entrada neste modo é apresentada na Figura 5-3.

Análises fora do ponto de projeto são possíveis neste modo, porém não é permitido realizar mudanças nos mapas dos componentes.

Figura 5-3: Janela de entrada de dados no modo básico.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.

Basic Data			Air System	Comp Efficiency	Comp Design	Turb Efficiency	Heat Exchanger	Application
Flight                  Testbed                  Power Generation								
Altitude	m	0						
Delta T from ISA	K	0						
Relative Humidity [%]		0						
Mach Number		0						
Inlet Corr. Flow W2Rstd	kg/s	0,32						
Intake Pressure Ratio		1,2	High					
Pressure Ratio		3,45						
Burner Exit Temperature	K	1173						
Fuel Heating Value	MJ/kg	43,124						
Overboard Bleed	kg/s	0						
Burner Pressure Ratio		0,95						

### 5.1.2 Modo Desempenho

O módulo de cálculo de desempenho é utilizado para uma simulação mais detalhada. Neste modo, o usuário pode escolher as opções de sistemas de resfriamento interno e resfriamento de turbina, são introduzidos novos conceitos como perda de topo de turbina e compressor, que têm um efeito significativo no desempenho destes componentes, também são habilitadas novas opções de entrada, como eficiência da câmara de combustão e eficiências mecânicas dos componentes. Na análise fora do ponto de projeto, é possível realizar mudanças de mapas de componentes como mostrado na Figura 5-4.

Neste modo, são habilitadas três novas possibilidades de estudo que são:

- Otimização: é possível realizar estudos paramétricos escolhendo as variáveis com que se quer trabalhar, podendo definir intervalos de variação. O objetivo é encontrar o ponto de máximo desempenho;
- Sensibilidade: Esta opção é usada para estudar como pequenas mudanças em algum parâmetro afetam todo o ciclo;
- Monte Carlo: esta opção é utilizada para avaliar a incerteza de um parâmetro do ciclo.



Figura 5-4: Opções de mapas de componentes.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.

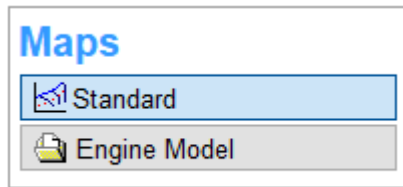


Figura 5-5: Janela do modo performance.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.

File Edit Units Components Define Batchjob... Options... View Task Run Help

Heat Exchanger Exhaust Loss Application Steam Cooling Water/Steam  
 Basic Data Air System Comp Efficiency Comp Design Turb Efficiency **Tip Clear.**

Flight Testbed Power Generation

Ambient Pressure Ps0	kPa	101,325	
Ambient Temperature Ts0	K	288,15	
Ambient Relative Humidity [%]		60	
Ref Inl Press Loss (Ps0-P2)/Ps0		0	
Ref Exh Press Loss (Ps8-Ps0)/P8		0	
Inlet Corr. Flow W2Rstd	kg/s	0,32	
Intake Pressure Ratio		inactive	⚠ High
Pressure Ratio		3,45	
Burner Exit Temperature	K	1173	
Burner Design Efficiency		1	
Burner Partload Constant		1	
Fuel Heating Value	MJ/kg	43,124	
Overboard Bleed	kg/s	0	
Mechanical Efficiency		0,99	
Burner Pressure Ratio		0,95	
Turbine Exit Duct Press Ratio		1	
Design Exhaust Pressure Ratio		1,03	

**Select a Task:**

- Single Cycle
- Parametric Study
- Optimization
- Sensitivity
- Monte Carlo
- Run

### 5.1.3 Modo Mais

Este modo adiciona algumas opções de parâmetros geométricos. Neste caso, é possível especificar a área anular em cada estação do motor, bem como o número de Mach. Temperaturas estáticas e pressões não são necessárias neste modo, já que são obtidas pelo cálculo do software. Este modo também adiciona a opção de calcular o estresse térmico do disco.

Por enquanto, as opções de cálculo fora do ponto de projeto não oferecem novidades além do que já foi mencionado. A janela deste modo é apresentada na Figura 5-6.

Figura 5-6: Janela do modo Mais.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.

The screenshot shows the GasTurb software interface. The main window displays a table of engine parameters. The 'Geometry and Disk Stress' option is highlighted in the left sidebar. The table contains the following data:

Parameter	Unit	Value	Warning
Ambient Pressure Ps0	kPa	101,325	
Ambient Temperature Ts0	K	288,15	
Ambient Relative Humidity [%]		60	
Ref Inl Press Loss (Ps0-P2)/Ps0		0	
Ref Exh Press Loss (Ps8-Ps0)/P8		0	
Inlet Corr. Flow W2Rstd	kg/s	0,32	
Intake Pressure Ratio		inactive	High
Pressure Ratio		3,45	
Burner Exit Temperature	K	1173	
Burner Design Efficiency		1	
Burner Partload Constant		1	
Fuel Heating Value	MJ/kg	43,124	
Overboard Bleed	kg/s	0	
Mechanical Efficiency		0,99	
Burner Pressure Ratio		0,95	
Turbine Exit Duct Press Ratio		1	
Design Exhaust Pressure Ratio		1,03	

## 5.2 ANÁLISE PARAMÉTRICA

A análise paramétrica é uma técnica utilizada para prever ou comparar determinadas variáveis, esta função é fornecida pelo software, em que é possível atribuir a função de variável a diversos parâmetros, bem como atribuir a eles intervalos de variação, e, através disso, podem se obter as relações entre eles. A janela da variação paramétrica do software, em que é atribuído um intervalo de variação para o poder calorífico do combustível, é apresentada na Figura 5-7. Após a seleção e determinação dos intervalos, deve-se calcular novamente o ciclo e, então, é possível gerar curvas com diversos parâmetros da máquina, que são apresentadas ao usuário. Algumas destas opções são apresentadas na Figura 5-8.

Figura 5-7: Janela de análise paramétrica.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.

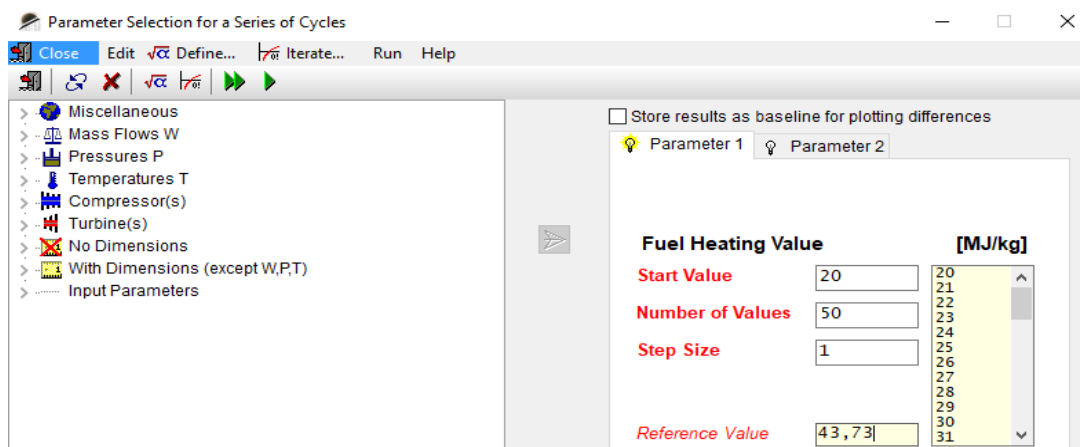
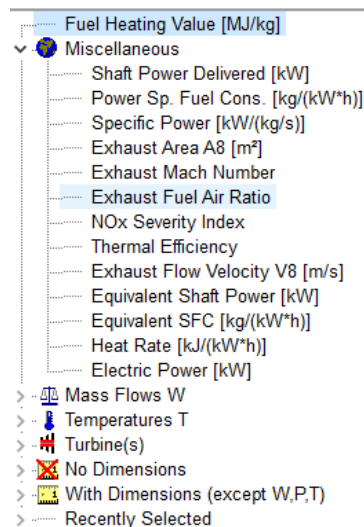


Figura 5-8: Alguns parâmetros possíveis de variação.

Fonte: Captura de tela da interface do software GasTurb®.



### 5.2.1 Cálculo dos parâmetros de desempenho

O primeiro passo para o estudo de uma turbina a gás é estabelecer a potência de saída para uma determinada condição de operação. Nesta condição, todos os parâmetros são definidos e o desempenho neste ponto é conhecido como ponto de projeto. Neste ponto em específico, a configuração do motor, os componentes e os parâmetros do ciclo são otimizados.

O ciclo da microturbina escolhida neste estudo é o ciclo Brayton aberto com regeneração. Para definir o ponto de projeto, separa-se os parâmetros necessários em dois grupos: parâmetros operacionais e parâmetros de projeto. Os parâmetros operacionais são: condições do ambiente, como temperatura, pressão e umidade relativa, enquanto os parâmetros de projeto são impostos pelo fabricante como, razão de compressão, eficiência isentrópica de turbina e compressor e temperatura de entrada da turbina. Quanto mais complexo o modelo, maior será o número de parâmetros a serem introduzidos.

Um esquema da configuração é apresentado na Figura 5-9 e seus estágios descritos na Tabela 5-2.

Figura 5-9: Esquema da microturbina.

Fonte: Proporcionado pelo software.

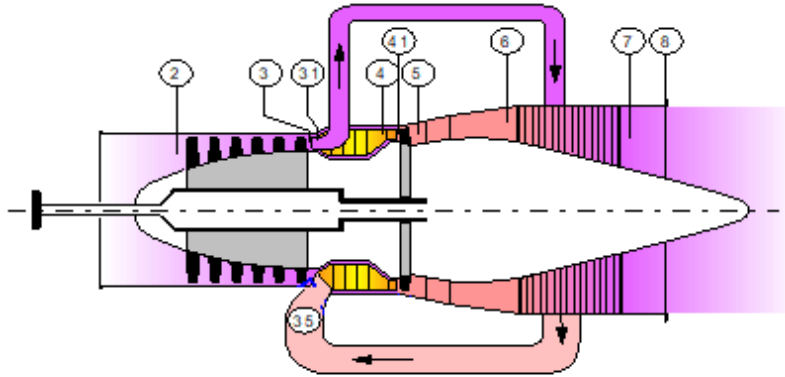


Tabela 5-2: Estágios do modelo

Estágio	Descrição
0	Ambiente
1	Interface
2	Entrada do compressor
3	Saída do compressor
31	Entrada no regenerador
35	Saída do regenerador
4	Saída da câmara de combustão
41	Entrada no rotor da turbina
5	Entrada da turbina
6	Entrada do regenerador (gases de combustão)
7	Saída da turbina
8	Ambiente

Fonte: Autoria Própria.

O cálculo do desempenho é feito componente a componente, depois disso, é calculado o desempenho de toda a máquina, bem como o consumo específico de combustível, eficiência térmica do ciclo, potência de saída, etc..

No difusor de entrada, usando a primeira lei da termodinâmica e considerando que a perda de pressão no difusor de entrada é dada por  $\Delta P_{ent}$ , a pressão na entrada do compressor é dada por:

$$P_1 = P_{atm} - \Delta P_{ent} \quad (5.1)$$

A razão de compressão do compressor é dada por  $r$  e é definida como:

$$r = \frac{P_2}{P_1} \quad (5.2)$$

Onde:

$P_2$  = Pressão na entrada do compressor [-].

$P_1$  = Pressão na saída do compressor [-].

A temperatura com que o fluido de trabalho deixa o compressor é dada por:

$$\frac{T_1}{T_{2s}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (5.3)$$

Onde:

$T_1$  = Temperatura na entrada do compressor [K].

$T_{2s}$  = Temperatura isentrópica na saída do compressor [K].

$\gamma_a$  = Coeficiente de expansão adiabática do ar [-].

A eficiência isentrópica do compressor é dada por:

$$\eta_{c,isen} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.4)$$

O trabalho realizado pelo compressor pode ser calculado como:

$$W_C = \dot{m}_a (h_2 - h_1) = \dot{m}_a C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (5.5)$$

Onde:

$h_1$  = Entalpia na entrada do compressor [kJ/kg].

$h_2$  = Entalpia na saída do compressor [kJ/kg].

$C_{pa}$  = Calor específico do ar [kJ/kgK].

O calor específico do ar  $C_{pa}$  é, usualmente, usado como  $C_{pa} = 1,005 \frac{kJ}{kg.K}$ .

Realizando um balanço de energia simples na câmara de combustão obtemos:

$$\dot{m}_a C_{pa} T_2 + \dot{m}_f PC + \dot{m}_f C_{pf} T_f = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) C_{pg} T_4 \quad (5.6)$$

Onde:

$\dot{m}_f$  = Vazão mássica de combustível [kg/s].

$PC$  = Poder calorífico do combustível [MJ/kg].

$C_{pf}$  = Calor específico do combustível [kJ/kgK].

$C_{pg}$  = Calor específico dos gases de combustão [kJ/kgK].

$T_4$  = Temperatura de entrada da turbina [K].

Por fim, a eficiência da câmara de combustão pode ser calculada da seguinte forma:

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{m}_g C_{pg} T_4 - \dot{m}_a C_{pa} T_2}{\dot{m}_f PC} \quad (5.7)$$

Onde:

$\dot{m}_g$  = Vazão mássica dos gases de combustão [kg/s].

A pressão de saída da câmara de combustão, considerando que  $\Delta P_{cc}$  é a perda de carga na câmara de combustão, é calculada como:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{cc} \quad (5.8)$$

A relação ar/combustível real é calculada como:

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (5.9)$$

A temperatura isentrópica na qual os gases de combustão deixam a turbina é dada por:

$$\frac{T_4}{T_{5s}} = \left( \frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (5.10)$$

Onde:

$\gamma_g$  = Coeficiente de expansão adiabática dos gases de combustão [-].

$T_{5s}$  = Temperatura isentrópica de saída dos gases de combustão [K].

$P_4$  = Pressão dos gases na entrada da turbina em [bar] ou [kPa] quando especificado.

$P_5$  = Pressão dos gases na saída da turbina em [bar] ou [kPa] quando especificado.

A eficiência isentrópica da turbina é calculada de forma análoga à do compressor:

$$\eta_{t,isen} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5s}} \quad (5.11)$$

A efetividade do regenerador ou trocador de calor é dada como:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} \quad (5.12)$$

Em regime permanente, a vazão mássica total que passa pela máquina é dada simplesmente pela soma entre a vazão mássica de ar admitida e a vazão de combustível:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (5.13)$$

O trabalho produzido pela turbina é calculado de forma análoga ao do compressor usando a definição de entalpia:

$$W_T = \dot{m}_g (h_5 - h_4) = \dot{m}_g C_{pg} (T_5 - T_4) \quad (5.14)$$

O trabalho líquido produzido no processo é dado pela diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho consumido pelo compressor:

$$W_{liq} = W_T - W_C \quad (5.15)$$

O consumo específico de combustível expressa a quantidade de combustível necessária para produzir uma unidade de energia elétrica e é dada por:

$$SFC = \frac{3600 \cdot \dot{m}_f}{W_{liq}} \left[ \frac{kg}{kWh} \right] \quad (5.16)$$

A eficiência térmica da máquina é dada por:



$$\eta_{th} = \frac{3600}{SFC.LHV} \quad (5.17)$$

Onde:

*LHV* = Poder calorífico Inferior [MJ/kg].

O Heat Rate (HR) é uma medida que expressa a quantidade de energia necessária para obter uma unidade de energia elétrica e é dado por:

$$HR = SFC.LHV \quad (5.18)$$

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados e discussões vindos das simulações realizadas no software GasTurb® nas condições no ponto e fora do ponto de projeto. Estas simulações foram realizadas com o objetivo de conhecer o comportamento e desempenho da máquina quando são variadas as condições de operação e simular a sua operação com diferentes valores de poder calorífico do combustível.

### 6.1 OPERAÇÃO NO PONTO DE PROJETO

Para este estudo foram introduzidos alguns dos dados fornecidos pelo fabricante, apresentados na seção anterior, no software, porém nem todos os dados necessários são fornecidos pelo fabricante, neste caso recorreu-se à literatura e foram utilizados dados de (ABAGNALE, 2007), que realizou um estudo de operação de uma microturbina do mesmo modelo, utilizando energia solar para aquecer o ar de entrada da câmara de combustão. Os dados utilizados para esta simulação são apresentados na Tabela 6-1. Ao usar o recurso de performance e operação no ponto de projeto do software, são obtidos os dados apresentados na Figura 6-1, os resultados mostram as condições de pressão e temperatura em todos os estágios do modelo, assim como eficiências dos componentes, vazão de ar, vazão de combustível, consumo específico e potência de saída. Com estes resultados, é possível realizar uma comparação entre os dados obtidos da simulação e os dados fornecidos.

Tabela 6-1: Dados introduzidos no software.

Condição ambiente (ISO)	Valor
Temperatura ambiente	288,15K
Umidade Relativa	60%
Pressão ambiente	101,325kPa
Dados do fabricante	Valor
Vazão mássica de ar	0,312 kg/s
Temperatura de Entrada da Turbina	1173K

Continua

Tabela 6-1: Dados introduzidos no software

	Conclusão
Razão de compressão	3,45
Eficiência politrópica do compressor	0,78
Eficiência politrópica da turbina	0,8
Rotação nominal	96000rpm
Outras variáveis	Valor
Eficiência mecânica	0,99
Perda de pressão na câmara de combustão	0,05
Eficiência da câmara de combustão	0,98
Fator de carga da câmara de combustão	1
Poder calorífico inferior do combustível	49,7365 MJ/kg (gás natural)
Efetividade do regenerador	0,85
Eficiência do gerador	0,99

Fonte: Adaptado de (CAPSTONE, 2006), (ABAGNALE, 2017).

Para outras variáveis foram tomados valores padrões previamente disponibilizados pelo software.

Figura 6-1: Resultado da operação no ponto de projeto.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

Station	W	T	P	WRstd	PWSD	=	26,4 kW
amb		288,15	101,325				
1	0,311	288,15	101,325		PSFC	=	0,3086 kg/(kW+h)
2	0,311	288,15	101,325	0,312	Heat Rate=		15347,5 kJ/(kW+h)
3	0,311	451,89	349,571	0,113	Therm Eff=		0,2346
31	0,311	451,89	349,571		WF	=	0,00227 kg/s
35	0,311	885,23	326,849		P35/P3	=	0,93500
4	0,314	1173,00	310,507	0,207	P7/P6	=	0,93500
41	0,314	1173,00	310,507	0,207	s NOx	=	0,62353
49	0,314	959,50	111,620		incidence=		0,00000 °
5	0,314	959,50	111,620	0,522	XM8	=	0,2077
6	0,314	959,50	111,620		A8	=	0,0050 m²
7	0,314	543,75	104,365				
8	0,314	543,75	104,365	0,420	P8/Ps8	=	1,03000
Bleed	0,000	451,89	349,570		WBld/W2	=	0,00000
-----							
Ps0-P2=	0,000	Ps8-Ps0=	0,000		P2/P1	=	1,00000
Efficiencias:	isent	polytr	RNI	P/P	Ps8	=	101,325 kPa
Compressor	0,7399	0,7800	1,000	3,450	W_NGV/W2	=	0,00000
Burner	0,9800			0,950	WCL/W2	=	0,00000
Turbine	0,8197	0,8000	0,591	2,782	Loading	=	100,00 %
Heat Exch.	0,8500				e45 th	=	0,81967
Generator	0,9900				PW_gen	=	26,2 kW
-----							
Spool mech Eff	0,9900	Nom Spd	96000	rpm	P6/P5	=	1,0000
-----							
hum [%]	war0	FHV	Fuel				
60,0	0,00637	49,736	Natural Gas				

Ao comparar os dados obtidos com os dados do fabricante apresentado na seção anterior, é possível observar algumas diferenças, estas são apresentadas na Tabela 6-2.

Tabela 6-2: Comparação entre os dados da simulação e do fabricante.

Parâmetro	Fabricante	GasTurb®	Diferença [%]
Potência de saída	28 (+0/-1) kW	26,4 kW	5,71%
Heat Rate	14400 kJ/kWh	15347 kJ/kWh	6,17%
Eficiência térmica	26(±2) %	23,46%	9,7%
Temperatura de exaustão	275 °C	270 °C	1,8%

Fonte: Autoria Própria.

A maior diferença encontrada é em relação à eficiência térmica, porém o fabricante especifica que pode haver uma variação de até dois pontos na eficiência térmica, tomando o limite inferior da

eficiência (24%), a diferença percentual passa a ser de 2,25%, tal variação pode ser explicada devido a fatores construtivos não disponibilizados, fatores para os quais o software atribui valores padrões, por exemplo, parâmetros como: eficiência do combustor, efetividade do regenerador, as perdas de pressão em cada componente assim como os mapas de turbina e compressor não são disponibilizados e, neste caso, são utilizados mapas genéricos do software. Uma variação significativa é vista também no valor de Heat Rate (HR), neste caso os dados da simulação mostram que é necessária mais energia térmica por kWh gerado do que é especificado pelo fabricante. Para encontrar os valores de eficiência isentrópica de compressor e turbina, para os quais obtém-se o valor especificado de HR, foi realizada uma retroalimentação, variando primeiro a eficiência do compressor de 1 em 1% até obter o valor especificado pelo fabricante, e na sequência, o mesmo processo foi feito para a eficiência isentrópica da turbina. Abagnale. (2017) apresenta os valores típicos das eficiências isentrópicas de turbina e compressor para a turbina Capstone C30, contudo, este estudo mostrou que, para alcançar os valores de HR especificados, a eficiência do compressor deve ser de aproximadamente 77%, ou seja, 2,5% a mais do que o valor apresentado, ou no caso da turbina, o valor da eficiência deveria ser de 84%, 2% a mais do valor especificado.

Como mencionado na seção anterior, o ponto de projeto é o ponto em que a máquina opera de forma mais otimizada possível. A partir dos dados obtidos do funcionamento no ponto de projeto, é possível estabelecer a posição de tais pontos nos mapas de turbina e compressor genéricos dados pelo software. O ponto de projeto de compressor e turbina são apresentados na Figura 6-2 e na Figura 6-3, respectivamente, e nota-se que estes pontos estão nas regiões de maior eficiência, tanto para o compressor quanto para a turbina.

Figura 6-2: Ponto de projeto no mapa genérico de compressor.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

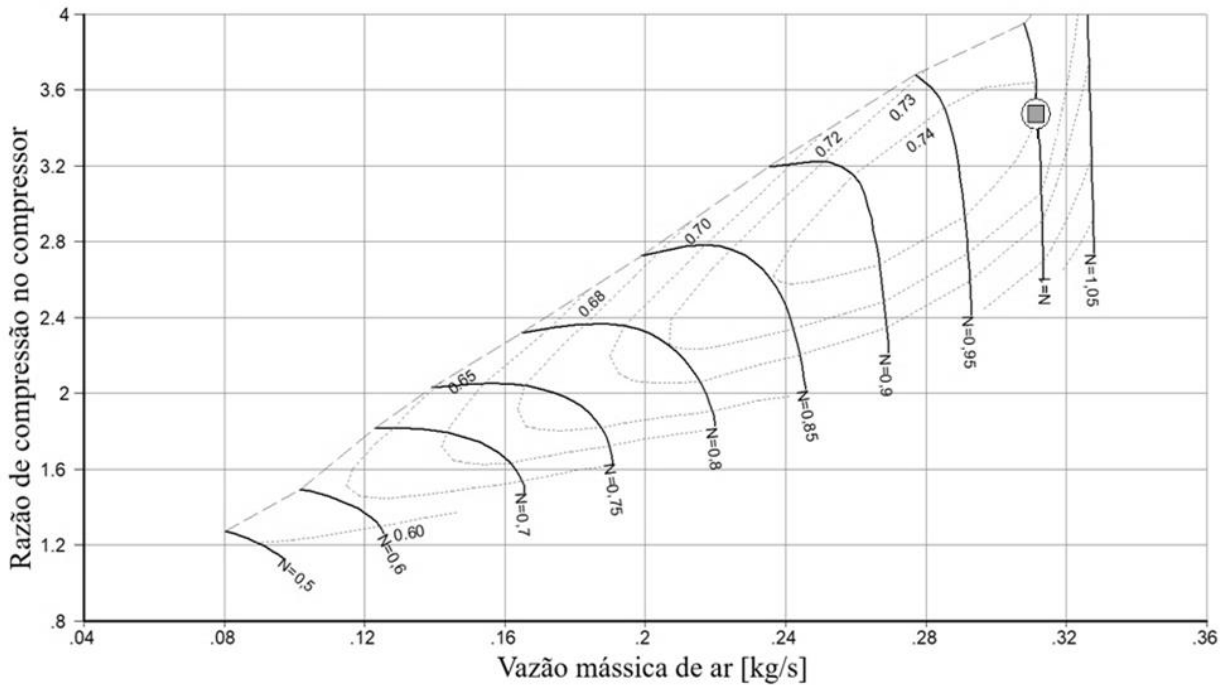
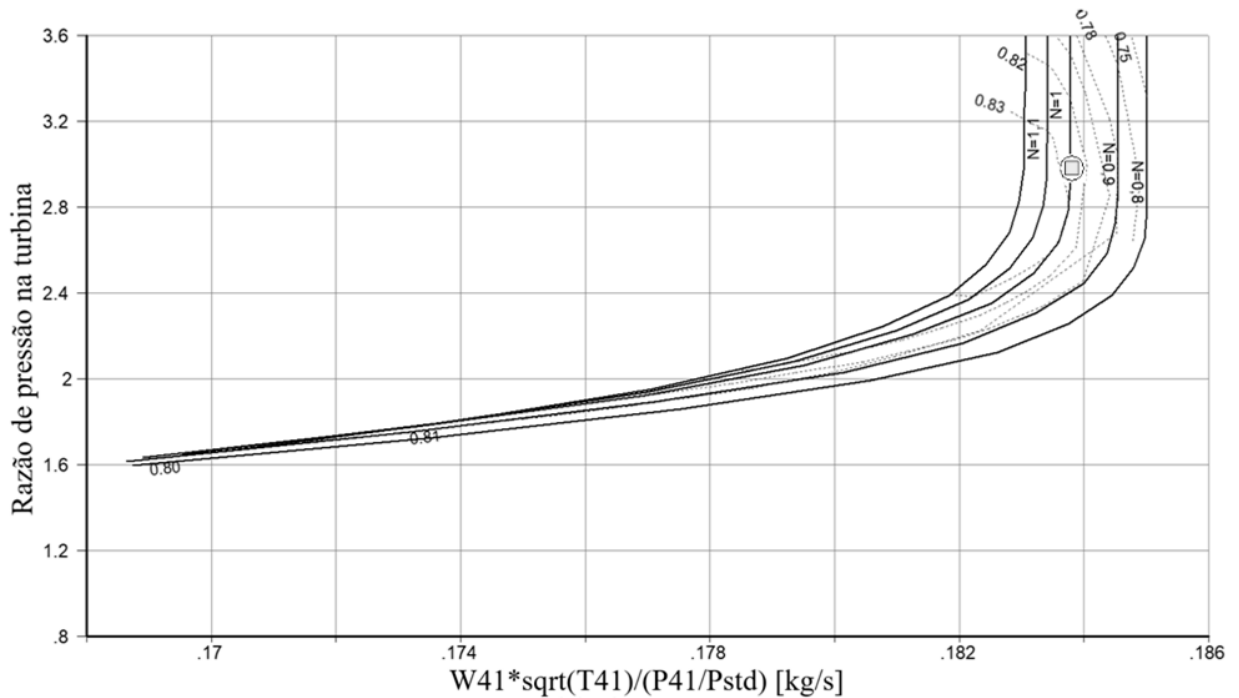


Figura 6-3: Ponto de projeto no mapa genérico da turbina.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

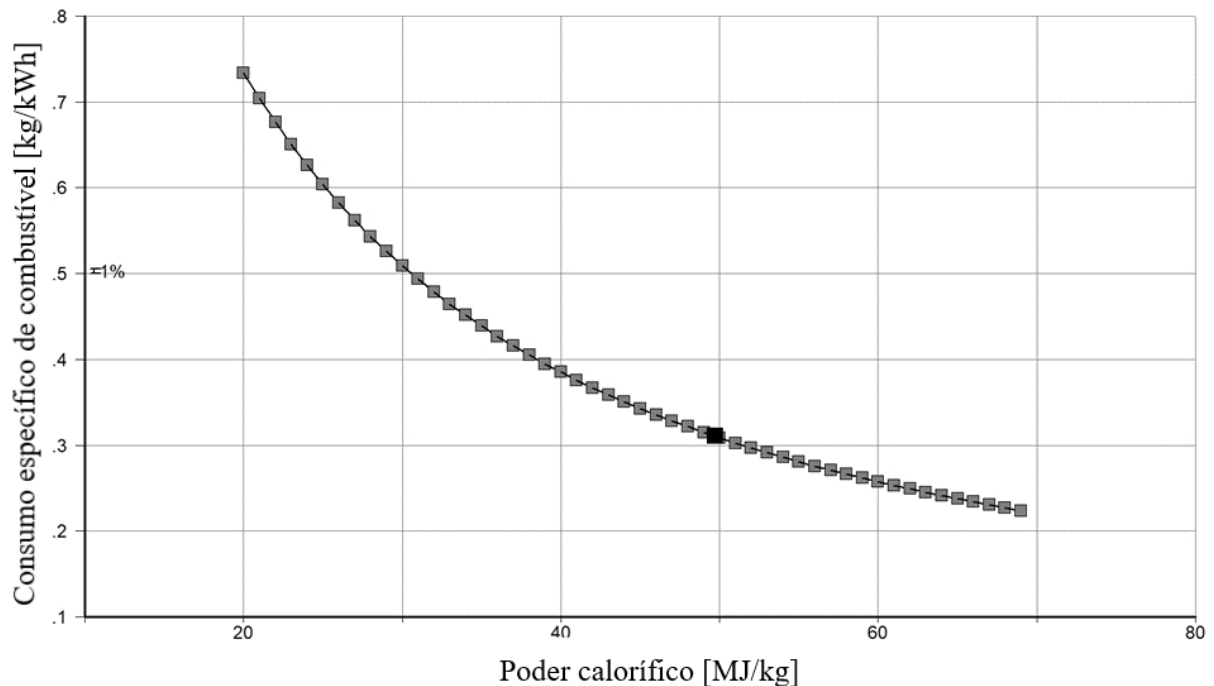


## 6.2 VARIAÇÃO DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO DO COMBUSTÍVEL

Para avaliar o impacto do poder calorífico no consumo específico de combustível da microturbina, foi utilizada a função de performance fora do ponto de projeto, com o recurso de análise paramétrica foi atribuído, como variável, o parâmetro de poder calorífico do combustível, que, para este caso, é genérico e seu poder calorífico varia entre 20 e 70 MJ/kg, não foram tomados valores inferiores a 20MJ/kg devido à dificuldade de se operar uma turbina para poderes caloríficos tão baixos. Vale lembrar que, no ponto de projeto, o consumo específico de combustível era de 0,31 kg/kWh, a Figura 6-4 apresenta os resultados obtidos nestas condições.

Figura 6-4: Variação do consumo específico de combustível.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

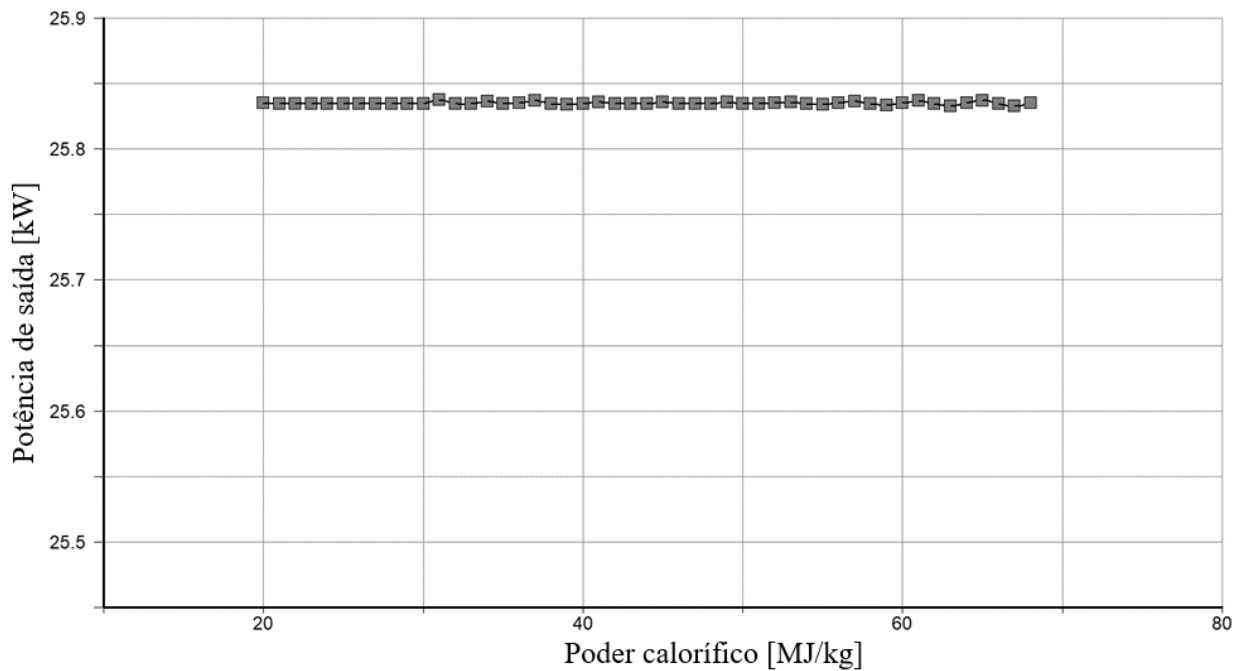


Os resultados se mostram condizentes visto que, quanto maior a energia do combustível, menor será a vazão mássica necessária para produzir uma unidade de energia elétrica. Na sequência, será avaliado o impacto do PCI do combustível na vazão de combustível da câmara de combustão.

Neste caso, a potência de saída da máquina irá permanecer aproximadamente constante, como é apresentado na Figura 6-5.

Figura 6-5: Variação da potência de saída.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.



É esperado que a potência de saída se mantenha aproximadamente constante, devido ao fato de a vazão de combustível estar variando em função do poder calorífico com a finalidade de manter constante a quantidade de energia que é adicionada ao ciclo. Uma variação na potência de saída seria observada apenas fixando um valor de vazão e variando o poder calorífico, neste caso, a quantidade de energia adicionada ao ciclo não seria constante e a potência seria afetada.

### 6.3 VARIAÇÃO DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO DO COMBUSTÍVEL

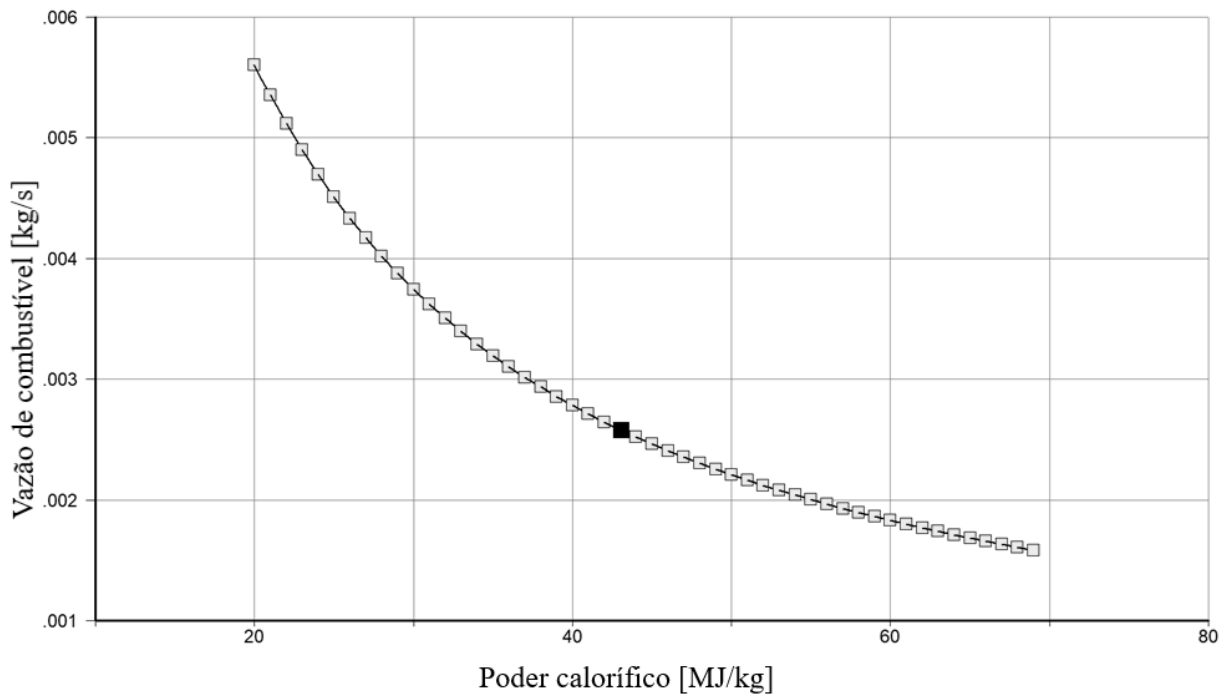
Um dos gastos de operação mais relevantes é o do combustível, quanto menor o consumo de combustível, mantendo os parâmetros de operação, mais atrativo se torna o empreendimento. Para avaliar o impacto do poder calorífico na vazão de combustível da câmara de combustão da microturbina foi utilizada novamente a função de performance fora do ponto de projeto, com o recurso de análise paramétrica foi atribuído, como variável, o parâmetro de poder calorífico do



combustível analogamente ao caso anterior. No ponto de projeto, a vazão mássica de combustível era de 0,0023 kg/s, o resultado nestas condições é apresentado na Figura 6-6.

Figura 6-6: Variação da vazão de combustível.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

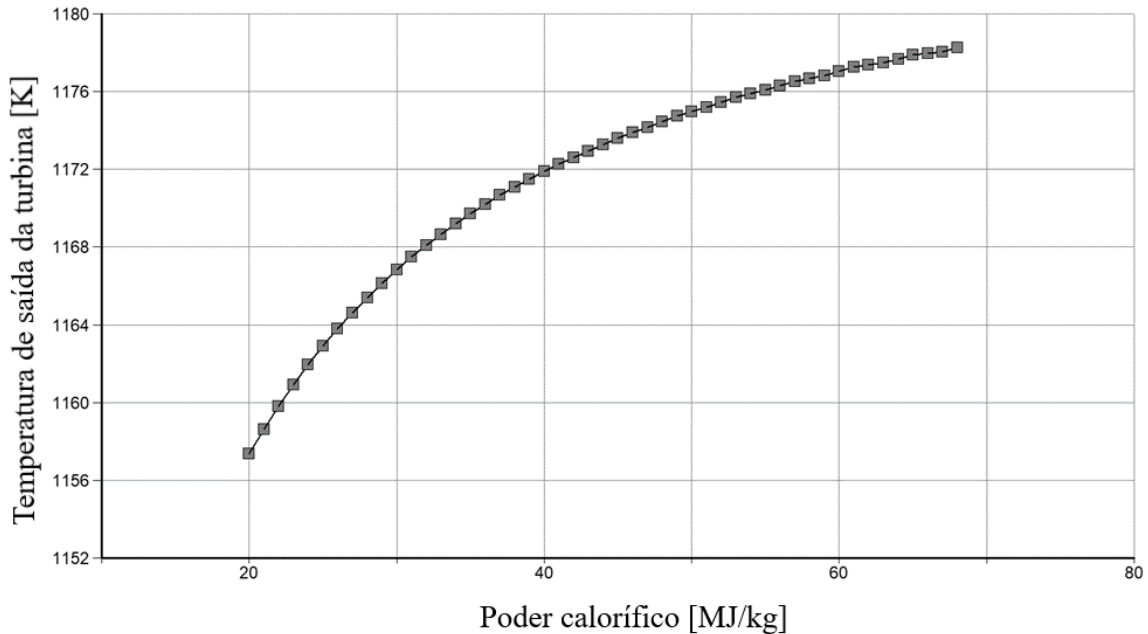


É esperado que, para manter o mesmo nível de energia na câmara de combustão, combustíveis de menor PCI necessitem de maior vazão, os resultados mostram que uma variação de 1% no PCI ocasiona uma variação de aproximadamente 0,85% na vazão de combustível.

#### 6.4 VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE ENTRADA DA TURBINA EM FUNÇÃO DO PODER CALORÍFICO

Para avaliar o impacto do poder calorífico na temperatura de entrada da turbina foi utilizada também a função de performance do software fora do ponto de projeto, com o recurso de análise paramétrica foi atribuído, como variável, o parâmetro de poder calorífico do combustível, variando de 20 a 70 MJ/kg e os resultados são apresentados na Figura 6-7. No ponto de projeto, a temperatura de entrada da turbina é de 1173K.

Figura 6-7: Variação da eficiência térmica  
Fonte: Captura de tela da janela de resultados.



Nota-se que existe uma variação na temperatura de entrada da turbina em função do poder calorífico. Esta variação acontece porque o calor desprendido do processo de combustão de combustíveis com menor poder calorífico é menor e, portanto, a temperatura dos gases de combustão também é menor. Neste caso, a variação apresentada foi relativamente pequena, em processos reais, essa variação tende a ser maior.

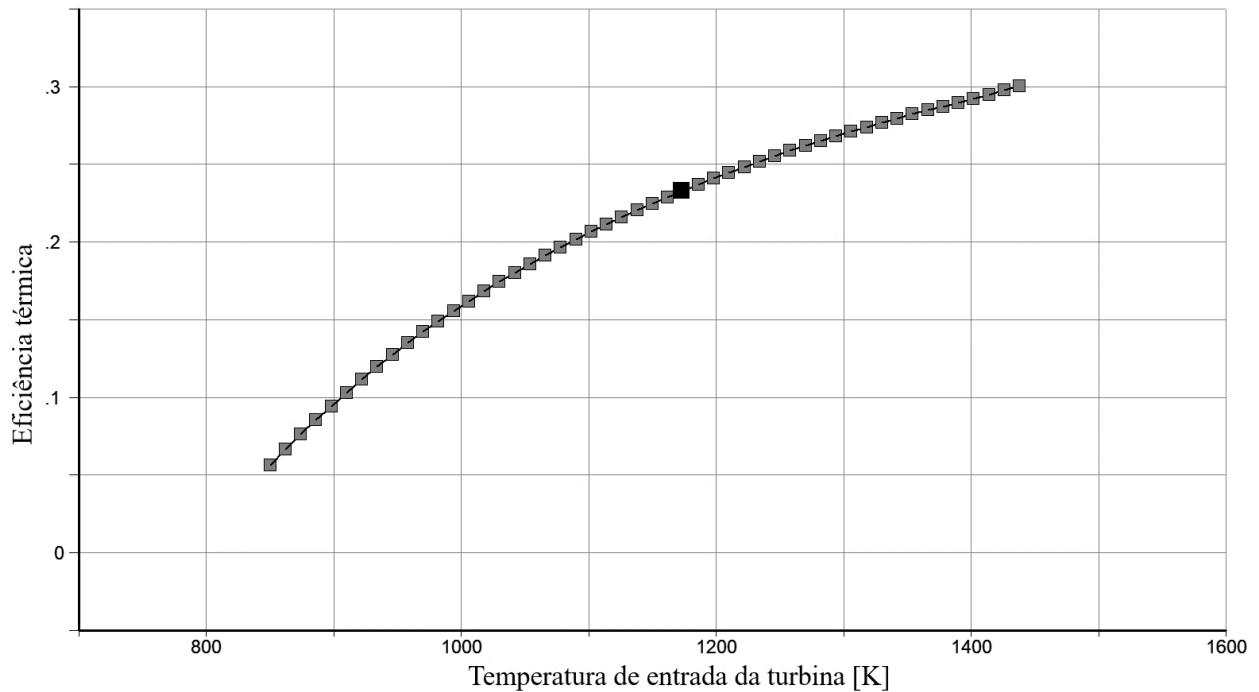
Como já havia sido mencionado em capítulos anteriores, a temperatura de entrada da turbina afeta significativamente a eficiência da máquina, porém existem limites construtivos para esta temperatura, principalmente a capacidade dos materiais de suportar o estresse térmico e tecnologias de refrigeração de pás. É possível operar a turbina a temperaturas maiores que a temperatura de projeto, porém é possível apenas em curtos espaços de tempo, dado que operar a máquina nessas condições diminui, consideravelmente, sua vida útil devido ao desgaste e às mudanças de propriedades causadas pela alta temperatura nos materiais.

Para verificar esta variação, foi utilizada a função de performance do software fora do ponto de projeto, com o recurso de análise paramétrica foi atribuído, como variável, o parâmetro de temperatura de entrada da turbina, variando de 850 a 1450K. No ponto de projeto, a temperatura

de entrada da turbina é de 1173K e a eficiência térmica é de aproximadamente 24%. O resultado desta análise é apresentado na Figura 6-8.

Figura 6-8: Variação da eficiência térmica.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.

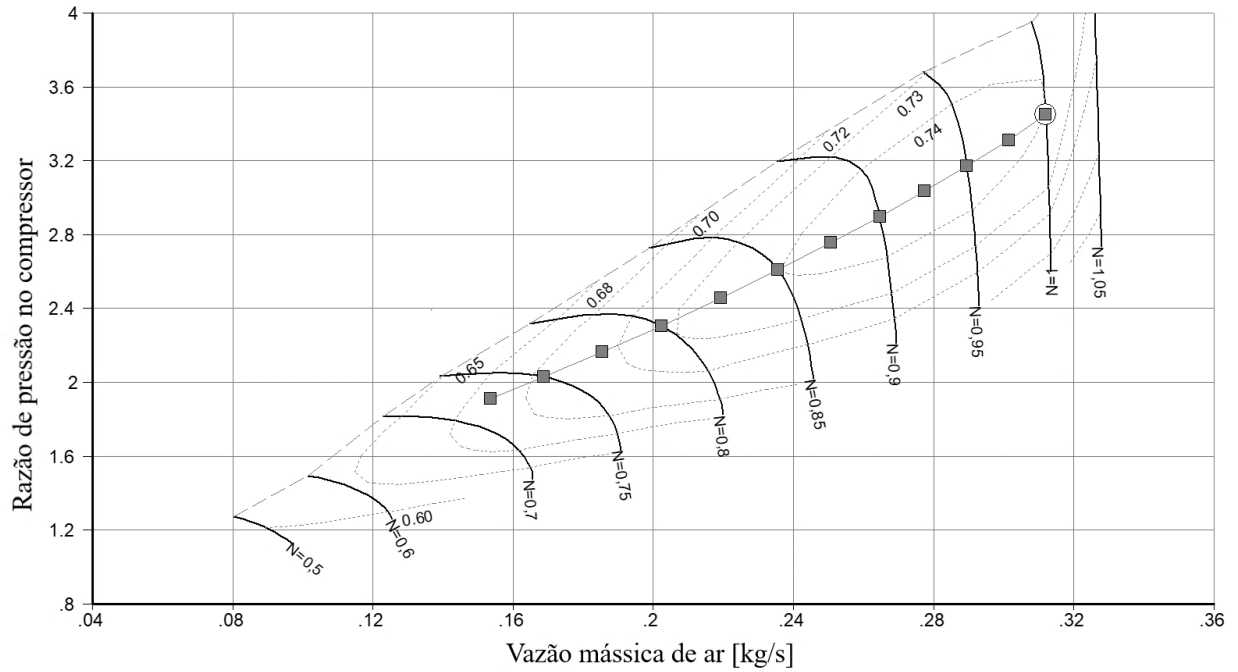


## 6.5 LINHAS DE OPERAÇÃO DE COMPRESSOR E TURBINA

Novamente, o procedimento de obtenção das linhas de operação de compressor e turbina requerem componentes dos mapas de ambos. Esses mapas contêm informações sobre o comportamento do componente quando operando fora do ponto de projeto, neste caso foram utilizados os mapas genéricos dados pelo software. Selecionando a opção de performance fora do ponto de projeto, as linhas de operação do compressor e da turbina podem ser obtidas e são apresentadas na Figura 6-9 e na Figura 6-10 respectivamente. Estas linhas foram obtidas usando 20 pontos de operação (limite máximo). O primeiro ponto, da esquerda para a direita, é o ponto de projeto da microturbina. Os outros são encontrados reduzindo, constantemente, a velocidade de rotação, em intervalos de 0,025 até o valor de 50% da velocidade nominal.

Figura 6-9: Linha de operação do compressor.

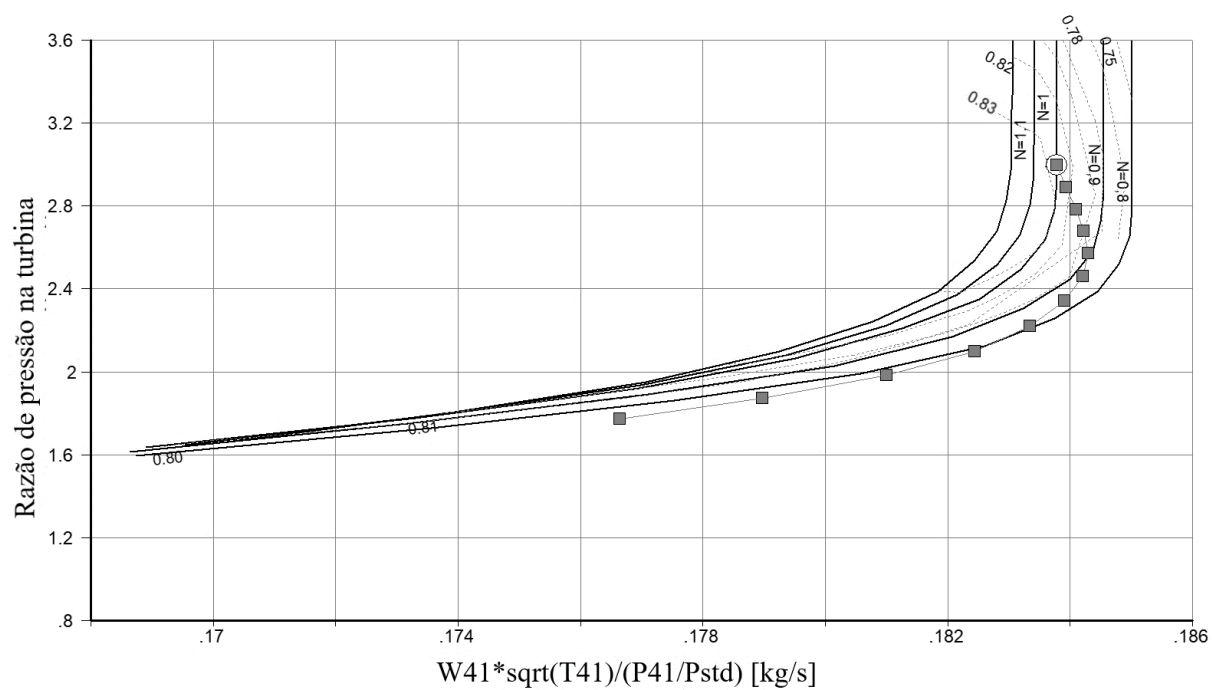
Fonte: Captura de tela da janela de resultados.



Nesta simulação, a linha de operação se aproxima da linha de surge para baixos valores de rotação. Nas turbinas reais não há grandes problemas ao reduzir a velocidade de rotação, portanto para baixos valores de rotação, pontos de operação não representam um comportamento real.

Figura 6-10: Linha de funcionamento da turbina.

Fonte: Captura de tela da janela de resultados.



## 7 CONCLUSÕES

Foi criado um modelo teórico no software para calcular os parâmetros da microturbina no ponto de projeto e fora do ponto, as análises no ponto de projeto foram comparadas aos dados do fabricante para verificar o funcionamento do modelo, o modelo mostrou algumas diferenças em relação aos dados proporcionados pelo fabricante, houve diferenças na ordem de 2,5% no valor da eficiência térmica e 6,2 % no valor do HR, essas diferenças são justificáveis devido a dados não disponibilizados pelo fabricante como: efetividade do regenerador, perda de topo de turbina e compressor, perdas de pressão nos componentes, eficiência da câmara de combustão entre outros, os quais foram encontrados em outra literatura ou assumidos valores padrões do software. Outra fonte de erro são os mapas de compressor e turbina, não disponibilizados pelo fabricante, neste caso, foram utilizados mapas genéricos disponibilizados pelo software, um resultado mais exato seria obtido utilizando os mapas reais da microturbina.

A partir da análise paramétrica, foram obtidas as curvas de consumo específico de combustível, vazão de combustível na câmara de combustão e a variação da temperatura de entrada da turbina em função do poder calorífico do combustível. Conclui-se que os dados obtidos destas análises mostraram concordância e o software apresentou boa precisão quando comparado aos dados do fabricante. Para a análise da temperatura de entrada da turbina, a faixa de variação não representa precisamente os casos reais, nos quais a temperatura de entrada da turbina varia de forma mais sensível em relação ao poder calorífico, porém o comportamento da curva tende a permanecer o mesmo. Foram também obtidas as curvas de operação do compressor e da turbina para a operação no ponto e fora dele, tais curvas se mostraram coerentes com as curvas características de microturbinas de outros estudos, diminuindo a rotação de 100 a 50% da nominal. Para valores de rotação abaixo de 50% do valor nominal, os resultados não descrevem o comportamento real e recomenda-se, para estudos nessa faixa, utilizar os mapas próprios de compressor e turbina da máquina.

Para aumentar a exatidão dos resultados, futuros estudos podem incluir os mapas originais de compressor e turbina na simulação, como também estudar as emissões das microturbinas operando com combustíveis alternativos e o levantamento experimental dos parâmetros são sugestões para futuros trabalhos.

## 8 REFERÊNCIAS

ABAGNALE, et al., “**Thermal Cycle and Combustion Analysis of a Solar-Assisted Micro Turbine**”, Departamento de Engenharia Industrial, Journal Energies, 2017.

ANEEL, “**Matriz de energia elétrica**”, Agência Nacional de Energia Elétrica, disponível em:< <http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>

BARBOSA, J. R., BRINGHENTI, C., “**Effects of turbine tip clearance on gas turbine performance**”, *Journal Power for Land, Sea and Air*”, Berlim, 2008.

BASIMECH, “**Gas Turbine Power Plant With Regeneration, Reheating and Intercooling.**” Mechanical Engineering, 2016, disponível em:< <https://basicmechanicalengineering.com/gas-turbine-power-plant-with-regeneration-reheat-intercooling/>

BUFFI, M., et al., “**Emissions and Combustion Performance of a Micro Gas Turbine Powered with Liquefied Wood and its Blends**”, *Journal Energy Procedia*, 2017.

CAPSTONE, “**Capstone, Turbine Corporation**”, 2019, disponível em:<<https://www.capstoneturbine.com/products/c30>>

CAPSTONE., “**Technical Reference: Capstone Model C30 Performance**”, Capstone Turbine Corporation, 2006.

ÇENGEL, A. YUNUS; BOLES, A. MICHAEL. “**Termodinâmica**”. 7ª edição, Porto Alegre: AMGH, 2013.

CHIONG, M. C., et al., “**Liquid biofuels production and emissions performance in gas turbines: A review**” *Journal Energy Conversion and Management*, 2018.

COSTA, M. D. “**Aspectos técnicos e operacionais do uso de microturbinas conectadas aos sistemas elétricos para a geração distribuída de energia elétrica**”, Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria. Brasil. 2010.

CRUZ, T. “**Identificação experimental de um modelo dinâmico de uma microturbina a gás com câmara de combustão com baixa emissão de NO<sub>x</sub>**,” Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília, Brasília, 2006.

EPE. “**Projeção de demanda de energia elétrica**”, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, 2017.

FOSHEIM, J. R., et al. “**Enhancing the Undergraduate Educational Experience: Development of a Micro-Gas Turbine Laboratory**” International Journal of Mechanical Engineering Education, 2014.

GASTURB., “**Gas Turb 13 Manual**”, disponível em: < <http://www.gasturb.de/manual.html>>

GIMENEZ, A.R. “**Projeto de Câmara de Combustão de uma Microturbina a Gás**”. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação). Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos. Brasil. 2003.

GUPTA K. K., REHMAN A., SARVIYA R. M., “**Bio-fuels for the gas turbine: a review**”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, 2010.

HAMILTON, S. L., “**Microturbines, Distributed Generation: A nontechnical guide**”, PennWell Corporation, USA, 2001.

HAUQWITZ, S. “**Modelling of Microturbine Systems**,” Dissertação de Mestrado , Lund Institute of Technology, 2002.



HIRSCH, C., DENTON, J. D. “**Through flow calculations in axial turbomachines**”. Advisory Group for Aerospace Research and Development (AGARD), 1981.

HOURMOUZIADIS J., ALBRECHT G., “**An Integrated Aero/Mechanical Performance Approach to High Technology Turbine Design**”, Advanced Technology for Aero Gas Turbine Components, September 1987.

HUDA, Z. *et al.* “**Enhancing power output and profitability through energy-efficiency techniques and advanced materials in today’s industrial gas turbines**”, International Journal of Mechanical and Materials Engineering, 2014.

JOHNZACTRUBA. 2009, 11 15. “**What is ISO rating of Gas Turbines?**”, 2012, disponível em: <<http://www.brighthub.com/engineering/mechanical/articles/25425.aspx>>

LAKSHMINARAYANA, B. “**Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery**”. John Wiley & Sons, 1996.

LIEBLEIN, A., “**Aerodynamic design of axial-flow compressor**”, Agência Espacial Americana, USA, 1965.

MALDONADO, M. R. A. “**Modelagem e simulação do sistema de controle de uma microturbina a gás**,” Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2005.

MARTINELLI, L. C., “**Máquinas Térmicas II**”, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. Rio Grande do Sul, 2002.

MARTINS, V. A. C., “**Projeto preliminar de uma turbina axial para uso em turbina a gás de pequena potência**”, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2011.

ME-MECHANICAL, “**Differences between centrifugal and axial compressors**”, disponível em: <https://me-mechanicalengineering.com/differences-between-centrifugal-and-axial-flow-compressors>

MISHRA, P., “**Difference between Closed Cycle Gas Turbine and Open Cycle Gas Turbine**”, Mechanical Booster, 2016.

MOTA, F. P.E.D., “**Aspectos fundamentais da cogeração a ciclo combinado gás/vapor**”, Universidade Federal do Ceará, UFC, 2012.

NFL. “**Aerodynamics: Angle of Attack**”. The NFL Squadrons. Air Warrior HomePage. 1998. Disponível em: <http://airwarrior.afkamm.co.uk/Aerodynamics/aero3.shtml> .

PATHIRATHNA, K.A.B. “**Gas turbine thermodynamic and performance analysis methods using available catalog data**”. Tese de mestrado, Universidade de Gavle. 2013.

PETCHERS, N. “**Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications**”. Georgia: The Fairmont Press, 2002.

PETEK, J., & HAMILTON, P. P. “**Performance Monitoring for Gas turbines**”. In ORBIT. GE Energy.2005.

RAHMAN, M. M., IBRAHIM, T. K., & ABDALLA, A. N. “**Thermodynamic performance analysis of gas-turbine power-plant**”. Journal: International journal of physical sciences. 2011.

RAMOS, R. A. V., SILVA, J. B. C., “**Máquinas hidráulicas e térmicas**”, Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, 2009.

ROLLS-ROYCE, “**The jet engine**”, 5<sup>th</sup> edition, 1986.

SA, A. D., ZUBAIDY, S. A. “**Gas turbine performance at varying ambient temperature**”. Applied Thermal Engineering, 2011.

SARAVANAMUTTOO, H.I.H., et al., **“Gas Turbine Theory”**, 6th Edition, Prentice Hall, 2009.

SCHABOWSKY, Z., HODSON H. **“The Reduction of Over Tip Leakage Loss in Unshrouded Axial Turbines Using Winglets and Squealers”**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Canada, 2007.

SCOTT, G. W. **“Microturbine generators for distribution system”** Journal: Industry applications magazine, 1998.

STRAND, T. **“On the development of a Dry Low NOx combustion system for SGT800”**, Combustion theory lecture note, 2005.

SUNDARARAJ., R. H., et al., **“Combustion and emission characteristics from biojet fuel blends in a gas turbine combustor”**. Journal Energy, 2019.

UDEH, G. T., UDEH, P. O., **“Comparative thermo-economic analysis of multi-fuel fired gas turbine power plant”** Journal Renewable Energy, 2019.

XAVIER, M. D. **“Geração distribuída no Brasil: Oportunidades e Barreiras”** Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2005.

XIAO, G. *et al.* **“Recuperators for micro gas turbines: A review”**. Journal Applied Energy. Elsevier. 2016

ZHENG, L., et al., **“Experimental investigation on alternative fuel combustion performance using a gas turbine combustor”**, Journal Applied Energy, 2019