



ESCOLA DE MINAS



DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO E TÉCNICAS FUNDAMENTAIS

FREDERICO CERUTTI GUERRA

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA MICROTURBINA OPERANDO COM BIOGÁS

OURO PRETO - MG 2017

FREDERICO CERUTTI GUERRA

fredcguerra@gmail.com

ANÁLISE EXERGÉTICA DE UMA MICROTURBINA OPERANDO COM BIOGÁS

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia

OURO PRETO – MG 2017

G934a

Guerra, Frederico Cerutti. Análise exergética de uma microturbina a gás [manuscrito] / Frederico Cerutti Guerra. - 2017.

49f.: il.: color; grafs; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia de Controle e Automação e Técnicas Fundamentais.

1. Turbinas a gas. 2. Matemática - Modelagem de dados. 3. Turbinas. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Titulo.

CDU: 681.5

Catalogação: ficha@sisbin.ufop.br







UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO E TÉCNICAS FUNDAMENTAIS CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Aos três dias do mês de abril do ano de dois mil e dezessete às 19 horas, na sala 11, localizada na Escola de Minas - Campus Ouro Preto - UFOP, foi realizada a defesa de monografia da aluna **Frederico Cerutti Guerra** sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof^a. PhD. Elisângela Martins Leal, Prof. DSc. Milton Realino de Paula e Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. A candidata apresentou o trabalho intitulado: **"Análise exergética de uma microturbina operando com biogás"**, sob orientação do Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o aluno <u>aprevado</u> com a nota/conceito <u>9</u>₁0.

Ouro Preto, 03 de Abril de 2017.

Prof./DSc. Luis Antônio Bortolaia Professor Orientador

Prof^a. PhD.⁾ Elisângela Martins Leal **Professora Avaliadora**

Prof. DSc. Milton Realino de Paula Professor Avaliador

FridgioG sume Frederico Cerutti Guerra

Aluno

AGRADECIMENTO

Primeiramente, agradeço a Deus por guiar meus passos.

A minha mãe, Cléa, por ser minha fonte de paz.

Ao meu pai, Antônio, sempre estará presente.

Ao meu irmão, Luiz, amigo para toda a vida.

À Raíssa, pelo amor e apoio.

À República Reino de Baco, família que escolhi.

Ao meu orientador, o professor Luís Antônio Bortolaia, pelo aprendizado.

A Universidade Federal de Ouro Preto pelo ensino de qualidade.

"A genialidade é um por cento inspiração e noventa e nove por cento transpiração"

Thomas A. Edison

RESUMO

GUERRA, Frederico Cerutti. Análise exergética de uma microturbina operando com biogás. 2017. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Ouro Preto.

O presente estudo trata de uma microturbina operando com biogás oriundo de um aterro sanitário. O ciclo termodinâmico de operação da microturbina, o Ciclo Brayton, foi discutido, descrevendo seu modo de funcionamento, seus dispositivos e componentes. As principais diferenças entre a microturbina e uma turbina de médio ou grande porte foram descritas, apontando o regenerador como um importante elemento em seu conjunto. O objetivo desse estudo é identificar e quantificar as perdas exergéticas presentes nas microturbinas e, para isso, faz-se necessário um estudo sobre a exergia, apresentando suas definições e realizando uma análise exergética do ciclo e de seus componentes. A pesquisa tem caráter exploratório com uma abordagem quantitativa dos principais parâmetros que influenciam no ciclo termodinâmico. A metodologia utilizada consiste em realizar uma modelagem termodinâmica do ciclo, apresentando os equacionamentos da taxa de destruição de exergia em cada componente e em todo o ciclo. São simuladas diferentes situações executando a variação de parâmetros como as eficiências do regenerador, compressor e turbina, temperatura de entrada na turbina e razão de pressão, utilizando o software MATLAB e apresentando os resultados por meio de tabelas e gráficos, por meio do EXCEL. Os resultados obtidos indicam onde ocorrem as principais perdas, fornecendo uma quantificação das destruições de exergia em cada componente da microturbina. Assim, foi possível perceber que a câmara de combustão é responsável pela maior parcela de perdas exergéticas que acontecem no ciclo. Os gases de exaustão apresentam alta disponibilidade exergética e por isso devem ser aproveitados em um sistema de cogeração, por exemplo. O regenerador é de grande importância para que se alcance maiores eficiências energéticas, elevando a temperatura de entrada na câmara de combustão ao aproveitar a energia térmica dos gases de escape da turbina. Maiores temperaturas de entrada na turbina, associadas às maiores eficiências do regenerador, compressor e turbina propiciaram uma redução nas exergias destruídas, obtendo maiores eficiências exergéticas para a microturbina.

Palavras-chave: microturbinas a gás, modelagem matemática, análise exergética, perdas exergéticas, eficiência do ciclo, biogás.

ABSTRACT

The present study is about a microturbine operating with biogas from a landfill. The thermodynamic cycle of operation of the microturbine, the Brayton cycle, was discussed, describing it's mode of operation, it's devices and it's components. The main differences between the microturbine and a medium or large turbine were described, pointing the regeneration as an important element in the set. The aim of this study is to identify and quantify the energy losses in the microturbines and, for that, it is necessary a study on exergy, showing the definitions and performing an exergetic cycle analysis. The research is exploratory with a quantitative approach of the major parameters that influence the thermodynamic cycle. The methodology used consists in performing a thermodynamic cycle modeling, showing the equations for the rate of exergy destruction in each component and throughout the cycle. Different situations are simulated by performing the variation of parameters such as the efficiencies of the regenerator, compressor and turbine, the turbine inlet temperature and pressure ratio, using the MATLAB software and showing the results via charts and graphs, through EXCEL. The results obtained indicate where are the main losses of energy, providing a quantification of the exergy destruction in each component of the microturbine. Thus, it was possible to notice that the combustion chamber is responsible for the largest portion of exergetic losses that occur in the cycle. The exhaust gases present high exergetic availability and therefore must be used in a cogeneration system. The regenerator is of great importance to achieve greater energy efficiencies, raising the temperature in the combustion chamber by taking advantage of the thermal energy of the turbine exhaust gas. *Higher turbine inlet temperatures, associated with the highest efficiencies of the regenerator,* compressor and turbine led to a reduction in the exergies destroyed, obtaining greater energy efficiencies to the microturbine.

Keywords: gas microturbines, mathematical modelling, exergetic analysis, energy losses, efficiency of the cycle.

LISTA DE SIMBOLOS

- $\rho = massa específica (kg/m^3)$
- q = quantidade de calor específico (J/kg)
- h = entalpia específica (J/kg)
- V = velocidade do fluido (m/s)
- g = aceleração da gravidade (m/s²)
- Z = altura em determinado ponto do fluido (m)
- w = trabalho específico realizado (J/kg)
- m = vazão em massa (kg/s)
- c_{pm} = calor específico médio do fluido de trabalho (J/kg.k)
- rpc = razão de pressão do compressor
- T_{amb} = temperatura ambiente (K)
- T_1 = temperatura do ar entrada do compressor (K)
- T₂ = temperatura do ar na saída do compressor (K)
- T_{2s} = temperatura de ar na saída do compressor para o processo isentrópico (K)
- P_1 = pressão do ar na entrada do compressor (kPa)
- ΔP_e = perda de pressão devido ao uso de um filtro de ar e um duto de entrada (kPa)
- P_2 = pressão do ar na saída do compressor (kPa)
- P_{2s} = pressão do ar na saída do compressor para o processo isoentrópico (kPa)
- \dot{m}_{ar} = vazão em massa de ar (kg/s)
- $\eta_{comp} = eficiência isoentrópica do compressor$
- w_{comp} = trabalho por unidade de massa do compressor (kJ/kg)
- $W_{comp} = potência do compressor (kW)$
- C_{p,ar} = calor específico do ar (kJ/kmol.K)
- $\eta_{mec} = eficiência mecânica do ciclo$

- h_1 = entalpia do ar na entrada do compressor (kJ/kg)
- h_{2s} = entalpia do ar na saída do compressor para o processo isentrópico (kJ/kg)
- h_2 = entalpia do ar na saída do compressor (kJ/kg)
- s_1 = entropia do ar na entrada do compressor (kJ/kg.K)
- s_{2s} = entropia do ar na saída do compressor para o processo isentrópico (kJ/kg.K)
- s₂ = entropia do ar na saída do compressor kJ/kg.K)
- Mar = massa molecular do ar (kg/kmol)
- N_{ar} = número de mols do ar (kmol)
- R_{ar} = constante do ar (kJ/kg.K)
- T_{3 =} temperatura do ar na entrada da câmara (K)
- $P_3 =$ pressão do ar na entrada da câmara (kPa)
- \dot{m}_{comb} = vazão em massa de combustível (kg/s)
- \dot{m}_{gc} = vazão em massa dos gases de combustão (kg/s)
- PCI = poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
- T₄ = temperatura de saída da câmara de combustão/entrada na turbina (K)
- P₄ = pressão dos gases de exaustão na saída da câmara (kPa)
- \dot{m}_{qs} = vazão em massa do gás estequiométrico (kg/s)
- RGS = razão de gás estequiométrico
- Q_{est} = fração de ar estequiométrico
- \dot{m}_{exc} = vazão em massa do ar em excesso (kg/s)
- \dot{m}_{est} = vazão em massa do ar estequiométrico (kg/s)
- M_{CH4} = massa molecular do metano (kg/kmol)
- R_{CH4} = constante do gás metano (kJ/kg.K)
- M_{CO2} = massa molecular do gás carbônico (kg/kmol)
- R_{CO2} = constante do gás carbônico (kJ/kg.K)
- RAC_{est} = razão ar combustível estequiométrica
- RGC_{est} = razão gás combustível estequiométrica

N_{CH4} = número de mols do metano (kmol)

- N_{CO2} = número de mols do gás carbônico (kmol)
- $P_4 = pressão de entrada da turbinda (kPa)$
- T_4 = temperatura de entrada da turbina (K)
- T_5 = temperatura de saída da turbina (K)
- $P_5 = pressão de saída da turbina (kPa)$
- \dot{m}_{exa} = vazão em massa dos gases de exaustão (kg/s)
- η_{turb} = eficiência isentrópica da turbina
- W_{turb} = trabalho gerado pela turbina (J)
- T_5 = temperatura de entrada gases exaustão (K)
- T_3 = temperatura do ar na saída do regenerador (K)
- P₃ = pressão do ar na saída do regenerador (kPa)
- $\eta_{reg} = eficiência do regenerador$
- E = excesso de ar
- Fa = relação combustível-ar
- SFC = consumo específico de combustível (kg/kWh)
- x_{ec} = exergia devido a energia cinética (kJ/kg)
- x_{ep} = exergia devido a energia potencial (kJ/kg)
- x_{calor} = transferência de exergia por calor (kJ/kg)
- Q = transferência de calor (kJ)
- \dot{Q} = taxa de transferência de calor (kJ)
- x_{esc} = exergia devido ao escoamento de um fluido (kJ/kg)
- $\dot{X}_{destruída}$ = taxa de exergia destruída (kW)
- $X_{d,comp}$ = exergia destruída no compressor (kJ/kg)
- $\dot{X}_{d,comp}$ = taxa de exergia destruída no compressor (kW)
- $X_{d,reg}$ = exergia destruída no regenerador (kJ/kg)

 $\dot{X}_{d,reg}$ = taxa de exergia destruída no regenerador (kW)

- X_{cc} = exergia na câmara de combustão (kJ/kg)
- $\dot{X}_{d,cc}$ = taxa de exergia destruída na câmara de combustão (kW)

 X_{comb} = exergia do combustível (kJ/kg)

 $P_{0,comb}$ = pressão de entrada do combustível (kPa)

 $X_{d,turb}$ = exergia detruída na turbina (kJ/kg)

 $\dot{X}_{d,turb}$ = taxa de exergia destruída na turbina (kW)

 X_{gases} = exergia presente nos gases de exaustão (kJ/kg)

 \dot{X}_{gases} = taxa de exergia nos gases de exaustão (kW)

 $\eta_{exerg} = eficiência exergética da microturbina$

 $\eta_{exerg,simples} =$ eficiência exergética simples da microturbina

 W_{el} = potência elétrica produzida pela microturbina (kW)

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de funcionamento de uma microturbina a gás com recuperador de calor. 7
Figura 2 – Interior da Microturbina Capstone
Figura 3 – a) Esquema do Ciclo Brayton com recuperador; b) Diagrama T-s real com recuperador
Figura 4 – Diagrama esquemático de uma microturbina com recuperador de calor11
Figura 5 – Câmara de combustão14
Figura 6 – Esquema representativo do processo de combustão14
Figura 7 – Esquema representativo das entalpias referentes ao processo de combustão16
Figura 8 – Exergia em um volume de controle
Figura 9 – Volume de controle de um compressor
Figura 10 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79, respectivamente
Figura 11 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,76 e 0,80, respectivamente
Figura 12 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81, respectivamente
Figura 13 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79, respectivamente
Figura 14 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,76 e 0,80, respectivamente
Figura 15 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81, respectivamente
Figura 16 – Taxa de exergia destruída nos componentes e nos gases de exaustão para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79
Figura 17 – Taxa de exergia destruída nos componentes e nos gases de exaustão para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,8140

Figura 18 – Eficiências exergéticas do ciclo para o par de eficiências do con	npressor e turbina
de 0,75 e 0,79, respectivamente	43
Figura 19 – Eficiências exergéticas do ciclo para o par de eficiências do con	npressor e turbina
de 0,77 e 0,81, respectivamente	44
Figura 20 – Exergias presentes nos gases de exaustão e no combustível	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes para o cálculo do calor específico em função da temperatura	12
Tabela 2 – Composição volumétrica do biogás de aterro sanitário	15
Tabela 3 – Composição volumétrica do biogás de aterro sanitário	16
Tabela 4 – Base de dados para a análise do ciclo	29
Tabela 5 – Indicadores e variáveis	29
Tabela 6 – Situações de variação de parâmetros	31
Tabela 7 – Propriedades e parâmetros utilizados para a simulação	32
Tabela 8 – Taxa de exergia destruída nos componentes e gases de exaustão para	cada
combinação executada	41

SUMÁRIO

1	INT	TRODUÇÃO	1
	1.1	Formulação do Problema	1
	1.2	Justificativa	3
	1.3	Objetivos	3
	1.3.1	1 Geral	3
	1.3.2	2 Específicos	4
	1.4	Estrutura do Trabalho	4
2	REV	VISÃO BIBLIOGRÁFICA	
_	2.1	Microturbinas a Gás	5
	2.1.1	1 Configuração e Componentes	5
	2.2	Análise Energética	9
	2.2.1	1 Análise Energética no Compressor	11
	2.2.2	2 Análise Energética na Câmara de Combustão	13
	2.2.3	3 Análise Energética na Turbina	17
	2.2.4	4 Análise Energética no Recuperador de Calor	18
	2.3	Análise Exergética	18
	2.3.1	1 Fundamentos da Exergia	18
	2.3.2	2 Análise Exergética no Compressor	22
	2.3.3	3 Análise Exergética no Regenerador	23
	2.3.4	4 Análise Exergética na Câmara de Combustão	24
	2.3.5	5 Análise Exergética na Turbina	25
	2.3.6	6 Análise Exergética nos Gases de Exaustão	25
	2.3.7	7 Eficiência Exergética	26
3	ME	TODOLOGIA	27
	3.1	Tipo de Pesquisa	27
	3.2	Materiais e Métodos	27
	3.3	Variáveis e Indicadores	
	3.4	Instrumento de Coleta de Dados	
	3.5	Tabulação de Dados	
	3.6	Considerações Finais do Capítulo	

4 R	ESULTADOS E DISCUSSÕES	31
4.1	Introdução	31
4.2	Base de dados para o estudo de caso	31
4.3	Eficiência energética do ciclo	32
4.4	Taxa total de exergia destruída no ciclo	35
4.5	Taxa de exergia destruída nos componentes e gases de exaustão	
4.6	Eficiência exergética do ciclo	42
5 C	ONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	46
5.1	Conclusões	46
5.2	Recomendações	47
REFE	RÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

A produção de energia é um tema de grande importância global, sendo discutido e estudado extensivamente, na busca incessante por melhorias em suas diversas vertentes. O cenário mundial atual exige que essa produção energética seja feita de maneira eficiente, econômica e ambientalmente limpa.

Borelli (2005) afirma que devido ao crescimento industrial ao longo dos anos, a tendência mundial é de um aumento contínuo de demanda por energia, o que exige cada vez mais das matrizes energéticas de cada país. O Brasil, por exemplo, tem sua matriz centrada nas usinas hidrelétricas, o que o torna extremamente dependente e limitado, já que os investimentos tecnológicos nos setores elétricos não vêm acompanhando a taxa crescente de consumo energético. Segundo Borelli (2005), em meio a esse cenário, a descentralização da produção energética é uma alternativa que surge para otimizar a situação energética mundial, tornando diversos setores industriais independentes e capazes de se auto sustentar em termos de energia.

Entre as opções de geração de energia distribuída, as microturbinas a gás surgem como uma tecnologia relativamente nova, porém com grande potencial. Seus primeiros estudos datam de 1970, com experimentos nas indústrias automobilísticas e na geração de energia para ônibus e aeronaves. Entretanto, elas foram impulsionadas em 1990, quando surgem os primeiros veículos híbridos e ao se iniciar a demanda pela geração de energia distribuída (NASCIMENTO, *et al*, 2014).

Nos Estados Unidos, em 1978, o Power Utility Regulatory Police Act (PURPA) revolucionou o mercado energético, iniciando a expansão da geração de energia distribuída e abrindo espaço para as novas tecnologias serem aplicadas. (NASCIMENTO et al, 2014) Desde então, houve um aumento significante da proporção de geração independente no país e, de acordo com uma projeção realizada em 1999 pelo Gas Research Institute (GRI), essa produção 'in-house' deverá alcançar 35% no ano de 2015 (Nascimento et al, 2014). Assim, os estudos e pesquisas sobre as microturbinas foram alavancados, encorajando sua fabricação por diversas empresas e impulsionando seu uso no mercado industrial internacional.

As microturbinas a gás são equipamentos de menor porte, leves e compactos, podendo atender a menores demandas como prédios comerciais, restaurantes, hotéis e hospitais, mas também podem atender demandas de maior escala, sendo utilizadas em maior número. Elas são uma boa opção para lugares remotos, afastados das linhas de distribuição e também podem ser associadas a sistemas de cogeração, utilizando a energia térmica dos seus gases de escape. Outras vantagens das microturbinas são a sua longa vida útil, facilidade de manutenção, alta confiabilidade e baixos níveis de emissão quando comparadas a outras tecnologias (ISMAIL *et al*, 2012).

Apesar de sua expansão no mercado e do seu crescente ganho de visibilidade, as microturbinas a gás ainda esbarram em empecilhos para a sua larga utilização, podendo ser economicamente inviáveis frente a sua eficiência ou gerando um rendimento abaixo do esperado. Para sanar tais pontos, é necessário que sejam identificados os fatores que influenciam nas perdas energéticas e levantadas as medidas mitigatórias a serem tomadas. Para tal ação, uma ferramenta de grande utilidade é a analise exergética (CHEN *et al*, 2014).

A exergia pode ser entendida como o trabalho máximo que um sistema pode desenvolver para chegar ao equilíbrio térmico, mecânico e químico com o meio ambiente. Ou seja, é a parte da energia disponível para produzir trabalho útil. A viabilidade de um processo de produção se dá pela análise do trabalho obtido através de uma fonte de energia. Na termodinâmica, tem-se a presença de conceitos como a irreversibilidade e exergia, que traduzem a disponibilidade que um sistema tem de produzir trabalho. Segundo Gazikhani (2014) o maior objetivo da análise exergética é detectar e avaliar quantitativamente as irreversibilidades de um processo. Ao analisar sistemas térmicos complexos surge a necessidade de ferramentas analíticas quantitativas e tais ferramentas são fornecidas pela analise exergética (KHALIQ, 2009).

Já a análise energética é realizada através da primeira e segunda lei da termodinâmica, e indicam o balanço energético em um sistema, de forma que a energia sempre é conservada. Diferentemente e de forma auxiliar, a análise exergética indica onde ocorre a destruição exergética e, portanto, onde acontecem as perdas energéticas devido às irreversibilidades dos processos reais, fornecendo uma indicação de onde devemos atuar para melhorar o desempenho dos equipamentos.

Mediante o atual cenário energético mundial, onde a descentralização da produção de energia surge como principal solução para atender a crescente demanda energética, as microturbinas vêm se afirmando como uma opção de grande potencial. A fim de impulsionar essa tecnologia, surge a questão:

Como identificar e quantificar as perdas exergéticas que levam a queda de eficiência das microturbinas a gás?

1.2 Justificativa

Segundo Caresana (2014), as microturbinas são uma tecnologia relativamente nova e estão atraindo muito interesse no mercado de geração de energia distribuída, como, por exemplo, ao serem usadas como uma fonte auxiliar para a integração de painéis fotovoltaicos e/ou turbinas eólicas em sistemas híbridos. Caresana (2014) também diz que apesar das condições de desempenho das médias e grandes turbinas serem bem conhecidas e documentadas na literatura, ainda existem poucos estudos disponíveis quanto às microturbinas.

Para Kaikko (2007), as microturbinas possuem um alto potencial para futuros sistemas energéticos, apresentando um crescimento constante, principalmente na geração distribuída, sendo aplicadas em hospitais, supermercados e pequenas indústrias.

Ismail (2013) considera a cogeração como um dos principais investimentos economicamente atrativos para as microturbinas, além de estarem sendo impulsionadas pelos avanços tecnológicos e pelo aumento constante no preço da energia.

Assim, é perceptível o valor tecnológico que as microturbinas representam, o que a torna um assunto cada vez mais discutido e estudado, proporcionando o seu avanço e ampliando sua aplicabilidade no mercado. Percebe-se, também, que esta é uma tecnologia recente, e, portanto, possui um potencial de pesquisas e estudos que ainda estão em desenvolvimento.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Analisar exergeticamente uma microturbinas a gás, identificando e estudando as perdas exergéticas que levam a perda de eficiência, assim como identificar os principais pontos onde deve-se atuar para que se alcance os melhores rendimentos.

1.3.2 Específicos

- Realizar o estudo teórico das microturbinas a gás e de seus elementos componentes, assim como estudar seu sistema de funcionamento e seu ciclo termodinâmico; Realizar a revisão bibliográfica sobre a exergia e suas aplicações;
- Apresentar as metodologias e equacionamentos que serão utilizados nesse estudo;
- Realizar um estudo de caso demonstrando os cálculos exergéticos e identificando as possibilidades de ganhos de eficiência;
- Apresentar e discutir os resultados obtidos, conclusões e recomendações.

1.4 Estrutura do Trabalho

O presente estudo está estruturado em cinco capítulos.

O primeiro capítulo é uma introdução, onde se apresenta formulação do problema, a justificativa pela escolha do tema e os objetivos gerais e específicos definidos nesse trabalho.

No segundo capítulo é realizado um estudo sobre a microturbina a gás, seus componentes, configurações e seus sistemas de funcionamento, estudando também o seu ciclo térmico e sua eficiência. Neste capítulo a exergia é também estudada, introduzindo seus conceitos e apresentando suas funções e equações que serão utilizadas para atingir os objetivos aqui propostos.

O terceiro capítulo detalha a metodologia utilizada nessa pesquisa, apresentando as ferramentas a serem trabalhadas, os equacionamentos a serem utilizados e os parâmetros e variáveis presentes, bem como as considerações finais do capítulo.

O quarto capítulo consiste dos resultados obtidos e da discussão de tais resultados. O quinto e último capítulo apresenta as conclusões e recomendações.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo é realizado um estudo teórico da microturbina a gás, apresentando seus componentes e sua forma de funcionamento. O seu ciclo termodinâmico, o Ciclo Brayton, é analisado e discutido, estudando as etapas do sistema de funcionamento da microturbina a gás e os parâmetros que influenciam na sua eficiência. Aqui também é estudada a exergia, apresentando seus conceitos e definições, assim como suas aplicações no estudo das microturbinas a gás.

2.1 Microturbinas a Gás

2.1.1 Configuração e Componentes

As microturbinas a gás possuem uma configuração similar às turbinas a gás de médio e grande porte, constituindo-se de um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina acoplada a um gerador, transformando a energia mecânica rotacional em energia elétrica (NASCIMENTO, 2011). Hamilton (2003) afirma que as baixas temperaturas de entrada na câmara de combustão afetam a eficiência elétrica da microturbina a gás, o que pode ser minimizado pelo uso de um recuperador de calor, atingindo uma eficiência de 28-30%. Assim, é comum ter o recuperador de calor como um quarto componente nas microturbinas a gás.

O recuperador de calor, também chamado de regenerador, é um dispositivo que aproveita o calor existente nos gases de escape da turbina para aquecer o ar comprimido que entra na câmara de combustão, aumentando a eficiência global da microturbina de 16% para 30%, aproximadamente, sendo muito utilizado apesar de caro (BONA, 2012). Esse ganho de eficiência acontece uma vez que parte da energia dos gases de exaustão, que normalmente é rejeitada para a vizinhança, agora é usada para pré-aquecer o ar que entra na câmara de combustão. Isso, por sua vez, diminui a quantidade de calor que deve ser fornecida para o trabalho líquido produzido, reduzindo também a quantidade de combustível necessária (ÇENGEL, 2007).

As microturbinas possuem o princípio de funcionamento baseado no Ciclo Brayton aberto, onde o ar é comprimido pelo compressor, passando pela câmara de combustão onde recebe energia térmica do combustível, elevando sua temperatura e finalmente chegando à turbina, onde será expandido, fornecendo energia para o compressor e para o gerador elétrico (NASCIMENTO et al, 2014). Boyce (2011) afirma que o ciclo Brayton ideal consiste em dois processos isobáricos e dois processos isoentrópicos. Os processos isobáricos são a combustão e a exaustão, enquanto os processos isoentrópicos são a compressão e a expansão. Saravanamuttoo (2001) faz as seguintes considerações para um ciclo ideal:

- a) Os processos de compressão e expansão são reversíveis, adiabáticos e isoentrópicos;
- b) A variação de energia cinética do fluido de trabalho entre a admissão e a saída de cada componente pode ser desconsiderada;
- c) Não ocorrem perdas de pressão nos componentes e nos dutos que os conectam;
- d) O fluido de trabalho tem a mesma composição em todo o ciclo e é um gás perfeito com calor específico constante;
- e) A vazão de gás combustível é constante em todo o ciclo;
- f) A transferência de calor em um trocador de calor é completa, de tal forma que o aumento de temperatura no lado frio é o máximo possível e exatamente igual a queda de temperatura no lado quente.

Na Figura 1 está esquematizado o funcionamento de uma turbina a gás de ciclo aberto. É importante ressaltar que para as microturbinas, é frequente o uso do recuperador antes da câmara de combustão, já que, segundo Nascimento (2014), a média da eficiência de microturbinas sem recuperação de calor é de apenas 17%, podendo chegar a 30% com o uso do recuperador. Neste esquema está presente também a cogeração, onde os gases de escape da turbina, além de serem utilizados no recuperador, também têm sua energia térmica aproveitada num refrigerador de absorção e para outras aplicações, como aquecimento de água, por exemplo.



Figura 1 – Esquema de funcionamento de uma microturbina a gás com recuperador de calor. Fonte: ENEDIS, 2002.

Na Figura 2 pode-se ver o interior de uma microturbina a gás fabricada pela *Capstone*, identificando os seus principais componentes.



Figura 2 – Interior da Microturbina Capstone. Fonte: ENEDIS, (2002).

O diagrama T-s é um importante meio de se descrever o ciclo Brayton. Na Figura 3, é apresentado o diagrama T-s e o esquema básico do ciclo Brayton ao se utilizar um recuperador de calor.



Figura 3 – a) Esquema do Ciclo Brayton com recuperador; b) Diagrama T-s real com recuperador Fonte: OPEX Energy.

As microturbinas apresentam diversos benefícios, listados por Nikpey et al. (2013):

- Baixos níveis de ruídos e vibrações;
- Baixo custo e pequena necessidade de manutenção;
- Emissões atmosféricas baixas devido à combustão contínua (a microturbina da *Capstone* apresenta emissões atmosféricas com NOx < 9% quando operando em plena carga com gás natural);
- Capacidade para operar um gás utilizando baixo conteúdo de metano: CH₄ < 35% sem afetar na sua eficiência;
- Modularidade (as conexões da microturbina com a rede/carga são feitas de modo *"plug-and-play"*, podendo se conectar diretamente em paralelo até 20 microturbinas da *Capstone* sem necessidade de equipamentos adicionais);
- Flexibilidade de combustível, dentre eles o biogás;
- Bom comportamento a temperaturas entre -10°C a 45°C;
- Boa eficiência: entre 30 a 33% (baseado no PCI);

• Dimensões reduzidas e simplicidade de instalação, podendo ser instaladas em locais cobertos ou ao ar livre.

Dentre as suas desvantagens, são listadas:

- Equipamentos importados: investimento inicial elevado. As potências hoje disponíveis no mercado variam de 30 kW a 1,0 MW;
- Alto custo de operação e manutenção, quando comparada a outras tecnologias existentes;
- Necessidade de um rígido sistema de limpeza do biogás e remodelação da microturbina para sua queima, já que é um gás de baixo poder calorífico;
- A eficiência a cargas parciais é baixa;
- Limitada experiência de utilização;
- O uso de rolamentos a ar reduz os custos de manutenção, mas é imprescindível o uso de filtros de ar.

2.2 Análise Energética

Para se efetuar a análise energética, é necessário um estudo termodinâmico da microturbina a gás e de seus componentes. Segundo Çengel (2007), a primeira Lei da Termodinâmica, também conhecida como princípio de conservação da energia, oferece uma base sólida para o estudo das relações entre as diversas formas de energia e interações de energia. Çengel (2007) anuncia, através da primeira lei da termodinâmica, que a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma.

Definindo um volume de controle, de acordo com Van Wylen (2003), a primeira lei da termodinâmica em regime permanente é expressa como:

$$q + h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + gZ_e = h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + gZ_s + w$$
(1)

Sendo:

- q a quantidade de calor por unidade de massa(J/kg);
- h a entalpia específica (J/kg);
- V a velocidade do fluido (m/s);
- g a aceleração da gravidade (m/s^2) ;

Z a altura em determinado ponto do fluido (m);

w o trabalho realizado por unidade de massa (J/kg).

Considerando-se a variação da energia potencial $g(Z_s - Z_e)$ igual a zero, a 1^a Lei da Termodinâmica passa a ser:

$$q + h_e + \frac{1}{2}V_e^2 = h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + w$$
(2)

Para a análise energética em cada componente, é importante a definição da entalpia e entropia, que Çengel (2007) apresenta nas equações a seguir:

A variação de entalpia é calculada através da equação:

$$\Delta h(T_i, T_j) = \int_{T_i}^{T_j} c_p(T) dT$$
⁽³⁾

A variação de entropia é calculada através da equação:

$$\Delta s(T_i, T_j, rpc) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{c_p(T)}{T} dT - Rln(rpc)$$
⁽⁴⁾

Sendo:

$$rpc = \frac{p_j}{p_i} \tag{5}$$

Para a análise energética e exergética da microturbina em questão, levaremos em consideração a figura 4, que ilustra o diagrama esquemático de uma microturbina com recuperador de calor. Onde C – compressor, R – recuperador de calor, CC – câmara de combustão, T- turbina, GE – gerador elétrico, E – outros equipamentos eletrônicos.



Figura 4 – Diagrama esquemático de uma microturbina com recuperador de calor. Fonte: MALINOWSKI, (2013).

2.2.1 Análise Energética no Compressor

O compressor é o componente responsável pelo aumento da pressão do ar, elevando sua energia para entrar em combustão após se misturar com o combustível na câmara de combustão. O ar entra a uma temperatura ambiente e pressão atmosférica, passando por um filtro e um duto, ocorrendo uma perda de pressão, permanecendo a temperatura ambiente. Assim, tem-se:

$$P_1 = P_{amb} - \Delta P_e \tag{6}$$

$$T_1 = T_{amb} \tag{7}$$

Sabendo que a razão de pressão do compressor possui um valor *rpc*, a pressão de saída do compressor, após o processo isoentrópico é conhecida:

$$p_{2s} = p_1 r p c \tag{8}$$

Çengel (2007), ao considerar que ocorre apenas variação de temperatura, apresenta o calor específico como:

$$C_n(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$
(9)

Para o ciclo Brayton ideal, este é um processo de compressão isoentrópica, onde, além das energias cinética e potencial serem desprezíveis, as trocas de calor também são desconsideradas, não havendo variação entrópica.

Portanto, rearranjando, tem-se a Equação (4) como:

$$0 = \int_{T_i}^{T_j} \frac{C_p(T)}{T} dT - Rln(rpc)$$
⁽¹⁰⁾

$$Rln(rpc) = \int_{T_i}^{T_j} \frac{C_p(T)}{T} dT$$
(11)

Faz-se importante a listagem das variáveis:

- T_2 Temperatura de saída do compressor em um processo real (K);
- T_{2s} Temperatura de saída do compressor em um processo ideal (isoentrópico) (K);

 C_p – Calor específico (kJ/kmol.K);

 c_p – Calor específico médio (J/kg.K);

M – Massa molar (kg/mol).

Sabe-se que:

$$C_p = \frac{c_p}{M} \tag{12}$$

Portanto, tem-se:

$$Rln(rpc) = \frac{1}{M} \left[a \ln(T_i - T_j) + b(T_i - T_j) + \frac{c}{2}(T_i^2 - T_j^2) + \frac{d}{3}(T_i^3 - T_j^3) \right]$$
(13)

Onde T_j representa a temperatura após o processo de compressão isoentrópica, T_{2s} , e T_i representa a temperatura de entrada no compressor, T_1 .

Utilizando a Tabela 1, têm-se os valores de a, b, c, d e M.

Componente	Símbolo	a [kJ/kmol.K]	b [kJ/kmol.K]	c [kJ/kmol.K]	d [kJ/kmol.K]	M[kJ/kmol.K]	R [kJ/kg.K]
Ar	-	28,11	0,1967 x 10 ⁻²	0,4802 x 10 ⁻⁵	-1,966 x 10 ⁻⁹	28,97	0,287
Gás carbônico	CO ₂	22,26	5,981 x 10 ⁻²	-3,501 x 10 ⁻⁵	7,469 x 10 ⁻⁹	44,01	0,1889
Metano	CH_4	19,89	5,024 x 10 ⁻²	1,269 x 10 ⁻⁵	11,01 x 10 ⁻⁹	16,043	0,5182
Água	H_2O	32,24	0,1923 x 10 ⁻²	1,055 x 10 ⁻⁵	-3,595 x 10 ⁻⁹	18,015	0,4615
Nitrogênio	N_2	28,9	0,1571 x 10 ⁻²	0,8081 x 10 ⁻⁵	-2,873 x 10 ⁻⁹	28,013	0,2968

Tabela 1 – Coeficientes para o cálculo do calor específico em função da temperatura.

Fonte: Çengel (2007)

(

(

Dessa forma, é possível calcular o valor de T_{2s} .

Da equação (3), tem-se:

$$h_{2s} - h_1 = \int_{T_i}^{T_j} c_p(T) dT$$
⁽¹⁴⁾

$$h_{2s} - h_1 = a(T_{2s} - T_1) + \frac{b}{2}(T_{2s} - T_1)^2 + \frac{c}{3}(T_{2s} - T_1)^3 + \frac{d}{4}(T_{2s} - T_1)^4$$
(15)

Dessa forma, é possível, encontrar o valor de Δh_s , ou seja, a variação de entalpia para o processo ideal.

Van Wylen (2003) define a eficiência do compressor, η_{comp} , como:

$$\eta_{comp} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} \tag{16}$$

Çengel (2007) apresenta o trabalho consumido pelo compressor de duas maneiras:

$$w_{comp} = (h_2 - h_1)$$
 (17)

$$w_{comp} = c_p (T_2 - T_1) \tag{18}$$

Assim, sabendo a eficiência do compressor, pode-se encontrar a temperatura real de saída do compressor, T_2 , fazendo:

$$\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{c_p(T_2 - T_1)}$$
(19)

Sendo:

 h_1 a entalpia de entrada no compressor;

 h_{2s} a entalpia de saída no compressor.

2.2.2 Análise Energética na Câmara de Combustão

No ciclo Brayton aberto, a combustão é um processo contínuo, em que o combustível ao se misturar com o ar comprimido é inicialmente queimado através de uma centelha elétrica, iniciando o processo de combustão, que se autossustentará enquanto a turbina estiver funcionando (SARAVANAMUTTOO, 2001).

Turns (2013) caracteriza a combustão como uma reação exotérmica muito rápida entre o combustível e o oxidante (comburente), acompanhada pela liberação de calor. Em geral, os elementos químicos, que fornecem energia, presentes no combustível são o carbono, hidrogênio e enxofre e o comburente é o oxigênio. A quantidade estequiométrica de oxidante é a quantidade necessária para queimar completamente certa quantidade de combustível.

A câmara de combustão é representada na Figura 4.



Figura 5 – Câmara de combustão Fonte: De Oliveira, 2015.

Observa-se na Figura 4 que a câmara de combustão opera com as seguintes vazões em massa: entrada de ar comprimido (proveniente do compressor) e de combustível, e saída de gases de combustão.

O tratamento da câmara de combustão (processo de combustão) será realizado conforme sugerido por Borglin (1991) *appud* Pedroni(2015). O esquema representativo da câmara de combustão é ilustrado na Figura 5.



Figura 6 – Esquema representativo do processo de combustão Fonte: De Oliveira, 2015.

Sendo:

 \dot{m}_{ar} a vazão em massa de ar (kg/s);

 \dot{m}_{comb} a vazão em massa de combustível (kg/s);

 \dot{m}_{gc} a vazão em massa dos gases de combustão (kg/s);

 \dot{m}_{as} a vazão em massa do estequiométrico (kg/s);

 \dot{m}_{exc} a vazão em massa do ar em excesso (kg/s);

 \dot{m}_{est} a vazão em massa do ar estequiométrico (kg/s).

A caracterização da composição do gás de combustão é realizada pela definição da razão de gás estequiométrico (RGS):

$$RGS = \frac{\dot{m}_{gs}}{\dot{m}_{gc}} \tag{20}$$

Fernandes (2009) diz que o biogás de aterro sanitário de resíduos sólidos urbanos é composto por vários gases, sendo o gás metano (CH4) e o dióxido de carbono (CO2) seus principais constituintes. Na Tabela 2 estão listadas as composições médias dos constituintes.

Composição	Porcentagem (base seca)
Metano	45 - 60
Dióxido de Carbono	40 - 60
Nitrogênio	2 - 5
Oxigênio	0,1 - 1,0
Enxofre, Mercaptanas	0 - 1,0
Amônia	0,1 - 1,0
Hidrogênio	0 - 0,2
Monóxido de Carbono	0 - 0,2
Gases em menor concentração	0,01 - 0,6

Tabela 2 - Composição volumétrica do biogás de aterro sanitário.

Fonte: Fernandes, 2009.

Para um biogás gerado em um aterro sanitário, composto basicamente de metano, gás carbônico, nitrogênio e água, foi utilizada a mostrada na Tabela 3.

Componente	Simbolo	Fração Molar Volumétrica
Metano	CH_4	47,96%
Água	H ₂ O	6,39%
Nitrogênio	N ₂	7,49%
Dióxido de Carbono	CO ₂	38,16%
TOTAL		100%

Tabela 3 - Composição volumétrica do biogás de aterro sanitário.

Fonte: Pesquisa direta, 2017.

A equação da combustão estequiométrica é escrita como:

a.CH₄ + b.CO₂ + c. N₂ + d. H₂O + Q_{est}. (O₂ +3,76N₂)
$$\rightarrow$$
 x. CO₂ + y. H₂O + z. N₂

Para a combustão estequiométrica a razão ar-combustível (RAC) é definida como:

$$RAC = \frac{m_{ar}}{m_{comb}}$$
(21)

A razão gás – combustível estequiométrica (RGCest) é definida como:

$$RGC_{est} = 1 + RAC_{est} = \frac{m_g}{m_{comb}}$$
(22)

A equação para a razão combustível - ar pode ser obtida através da aplicação do balanço de energia na câmara de combustão, conforme indicado na Figura 7.



Figura 7 – Esquema representativo das entalpias referentes ao processo de combustão Fonte: De Oliveira, 2015.

Sendo:
$$\Delta hi(T_4) = RGC_{est} \cdot h(T_4, 1) - RAC_{est} \cdot h(T_4, 0)$$

 $h(T_{4},0)$ a entalpia referente ao excesso de ar na saída da câmara de combustão; $h(T_{4},1)$ a entalpia referente ao gás estequiométrico na saída da câmara de combustão; $h(T_{3},0)$ a referente ao ar de entrada (ou excesso) na entrada da câmara de combustão; Δh_{comb} a calor sensível do combustível (desprezado);

PCI o poder calorífico inferior do combustível;

Assim,

$$FAR = \frac{m_F}{m_a} = \frac{h(T4,0) - h(T3,0)}{PCI + \Delta h_{comb} - \Delta hi(T4)}$$
(23)

A equação para a razão combustível - ar (FAR) pode ser escrita da seguinte forma:

$$FAR = \frac{m_F}{m_a} = \frac{h(T4,0) - h(T2,0)}{PCI + \Delta hf - [RGCest.h(T4,1) - RACest.h(T4,0)]}$$
(24)

A taxa de energia fornecida pelo processo de combustão pode ser determinada de:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb}.PCI_{comb} \tag{25}$$

2.2.3 Análise Energética na Turbina

Na turbina, o fluido irá expandir, transformando energia térmica em energia mecânica rotacional que por sua vez irá acionar o gerador, obtendo energia elétrica como produto final.

O trabalho total fornecido pela turbina é:

$$w_{turb} = h(T_4, x_4) - h(T_5, x_4)$$
 (26)

Sendo que a eficiência da turbina é determinada de:

$$\eta_{turb} = \frac{h(T4,x4) - h(T5,x4)}{h(T4,x4) - h(T5s,x4)}$$
(27)

Finalmente, o trabalho líquido é representado pela diferença entre o trabalho total fornecido pela turbina e o trabalho consumido pelo compressor:

$$w_l = w_t - w_c \tag{28}$$

2.2.4 Análise Energética no Recuperador de Calor

O recuperador de calor economiza uma quantidade de combustível, uma vez que ele pré-aquece o ar que entra na câmara de combustão (ÇENGEL, 2007).

Cohen (2006) fornece a equação para determinar a temperatura de saída do regenerador, ou seja, a temperatura de entrada na câmara de combustão:

$$\eta_{\rm reg} = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}$$
(29)

Segundo Çengel (2007), a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração é:

$$\eta_{turb,reg} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (rpc)^{(k-1)/k}$$
(30)

2.3 Análise Exergética

2.3.1 Fundamentos da Exergia

A exergia representa o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado e em um ambiente especificado, e por isso, é muitas vezes chamada de disponibilidade, ou energia disponível (ÇENGEL, 2007). Çengel (2007) também afirma que o potencial máximo de trabalho que um sistema pode fornecer acontece quando o máximo trabalho é obtido ao passar por um processo reversível, do estado inicial especificado ao estado final. Portando, a exergia representa o limite superior da quantidade de trabalho que um dispositivo pode produzir sem violar nenhuma das leis da termodinâmica.

Pode-se dizer que a primeira lei da termodinâmica indica a quantidade de energia transferida, enquanto a segunda lei da termodinâmica indica a eficiência com que essa energia

é transferida (NIKHIL DEV, 2013). Segundo Çengel (2007), a primeira lei serve como ferramenta necessária para a contabilização da energia durante um processo, a exergia, por outro lado, representa a qualidade da energia, tratando da degradação energética, da geração de entropia e as oportunidades perdidas de se realizar trabalho.

Khaliq (2009) diz que a análise do balanço energético por si só é incapaz de localizar as fontes de perdas energéticas. Para isso, a segunda lei da termodinâmica fornece avaliações muito mais significativas, indicando as irreversibilidades e destruições exergéticas, apontando onde se deve atuar para aumentar a eficiência dos equipamentos de potência térmica e sistemas de refrigeração. Sobre a segunda lei da termodinâmica, Çengel (2007) afirma que os processos ocorrem em uma determinada direção, e não em qualquer direção.

O enunciado de Kelvin-Planck da segunda lei da termodinâmica está associado às máquinas térmicas: "É impossível para qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho". Já o enunciado de Clausius, remete a refrigeradores e bombas de calor, e diz que: "É impossível construir um dispositivo que funcione em um ciclo e não produza qualquer outro efeito que não seja a transferência de calor de um corpo com temperatura mais baixa para um corpo com temperatura mais baixa para um corpo com

Çengel (2007), explica que um sistema está no chamado estado morto ao final de um processo, alcançando equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente. No estado morto, o sistema tem exergia zero e não possui trabalho útil para ser realizado. Dessa forma, se a temperatura do estado final de um sistema for diferente da temperatura do ambiente na qual ele está, pode-se produzir trabalho adicional operando uma máquina térmica entre esses dois níveis de temperatura. De forma análoga, ao se obter condições finais onde a pressão e a velocidade, por exemplo, forem diferentes da do estado morto, é possível obter trabalho deixando o sistema expandir até a pressão ambiente, ou captando a energia cinética com uma turbina, respectivamente. É importante salientar que sempre haverá uma diferença, grande ou pequena, entre a exergia e o trabalho real produzido por um dispositivo. Essa diferença representa o espaço que os engenheiros têm para introduzir aperfeiçoamentos (ÇENGEL, 2007).

Neste item será realizada uma revisão acerca da exergia e das formas como ela é encontrada, para que então seja possível sua aplicação nos componentes da microturbina.

As energias cinética e potencial são formas de energia mecânica e, por isso, podem ser convertidas totalmente em trabalho, portanto, o potencial de trabalho, ou exergia da energia cinética e potencial são determinadas independente da temperatura e pressão do ambiente (ÇENGEL, 2007).

Assim, a exergia para a energia cinética é expressa por:

$$\mathbf{x}_{ec} = \frac{V^2}{2} \tag{31}$$

E a exergia para a energia potencial:

$$x_{ep} = gz \tag{32}$$

Já o calor é uma forma de energia desorganizada e apenas uma parte dela pode ser convertida em trabalho que, por sua vez, é uma forma de energia organizada (ÇENGEL 2007). A transferência de calor (Q) em um local à temperatura termodinâmica (T) sempre é acompanhada pela transferência de exergia por calor, sendo expressa por:

$$\mathbf{x}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q\tag{33}$$

Outra forma importante de exergia é a exergia devido ao escoamento de fluido, fato que ocorre constantemente nos equipamentos que compõem uma microturbina. Çengel (2007) diz que a energia de escoamento é a energia necessária para manter o escoamento em um tubo ou duto. A exergia de escoamento é equivalente a exergia associada ao trabalho de fronteira, assim ela pode ser expressa por:

$$\mathbf{x}_{esc} = \varphi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$
(34)

Segundo Çengel (2007) a exergia é o potencial de trabalho útil, e a transferência de exergia por trabalho pode ser simplesmente expressa como:

Transferência de exergia para o trabalho de fronteira.

$$X_{trabalho} = W - W_{viz} \tag{35}$$

Transferência de exergia para outras formas de trabalho:

$$X_{trabalho} = W \tag{36}$$

Ao analisar um volume controle, percebe-se que a exergia é transferida para dentro ou para fora pelo fluxo de massa, pela transferência de calor e pela realização de trabalho, portanto tem-se (ÇENGEL, 2007):

$$X_{calor} - X_{trabalho} + X_{massa,e} - X_{massa,s} - X_{destruída} = (X_2 - X_1)_{VC}$$
(37)

A Equação (37) acima também pode ser escrita como:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_e m\varphi - \sum_s m\varphi - X_{destruída} = (X_2 - X_1)_{VC}$$
(38)

Sendo que o termo $P_0(V_2-V_1)$ indica o trabalho de vizinhança, como o que ocorre em um pistão, por exemplo (ÇENGEL, 2007).

A Figura 8 ilustra um volume de controle com suas entradas e saídas de exergia.



Figura 8 – Exergia em um volume de controle. Fonte: Çengel, (2007)

Çengel (2007) afirma que a maioria dos volumes de controle encontrados na prática, como turbinas, compressores, bocais, difusores, trocadores de calor, tubos e dutos opera em regime permanente e, portanto, eles não sofrem variações nas quantidades de massa, energia, entropia e exergia, assim como seus volumes. Desta forma, a quantidade de exergia que entra

em um sistema sob todas as formas (calor, trabalho, fluxo de massa) deve ser igual à quantidade de exergia que sai mais a exergia destruída. Assim, a forma de taxa do balanço de exergia geral para um processo com regime permanente fica reduzida a:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}\varphi - \sum_s \dot{m}\varphi - \dot{X}_{destruída} = 0$$
⁽³⁹⁾

2.3.2 Análise Exergética no Compressor

Considerações acerca do compressor:

- Operação em regime permanente;
- Energias cinética e potencial são desprezíveis;
- Processo adiabático;
- Ar é considerado um gás perfeito.

Na Figura 9 está a representação do volume de controle de um compressor.



Figura 9 – Volume de controle de um compressor. Fonte: KOTAS, 1985

Ao analisar o volume de controle apresentado por Kotas (1985), tem-se o seguinte balanço de exergia:

$$\varepsilon_1 + w_c = \varepsilon_2 + \varepsilon_c^q + i \tag{40}$$

Onde:

• $\varepsilon_1 = \text{exergia de entrada, } (X_1);$

- $\varepsilon_2 = \text{exergia de saída, } (X_2);$
- ε_c^Q = exergia devido à transferência de calor, (X_c^Q) ;
- w_c = trabalho consumido pelo compressor;
- i =irreversibilidade, ou exergia destruída, $(X_{d,comp})$.

Para um compressor adiabático, tem-se $X_C^Q = 0$.

Por fim, pela relação Gouy-Stodola, a irreversibilidade do processo, ou exergia destruída, pode ser descrita como (ÇENGEL, 2007):

$$X_{d,comp} = T_0(s_2 - s_1)$$
(41)

A taxa de exergia destruída no compressor é:

$$\dot{X}_{d,comp} = \dot{m}_{ar} T_0 (s_2 - s_1) \tag{42}$$

Considerando o ar como um gás perfeito, tem-se:

$$(s_2 - s_1) = c_{p,a,T_1} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_a \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$
(43)

2.3.3 Análise Exergética no Regenerador

Malinowski (2013) determina a exergia destruída no regenerador através da equação do balanço de exergia, chegando a:

$$X_{d,reg} = X_2 - X_4 - X_{2r} - X_{4r} \tag{44}$$

$$X_{d,reg} = (h_2 - h_4) - T_0(s_2 - s_4) - (h_{2r} - h_{4r}) - T_0(s_{2r} - s_{4r})$$
(45)

Realizando o balanço de energia para o regenerador percebe-se que:

$$(h_2 - h_4) = (h_{2r} - h_{4r}) \tag{46}$$

A exergia destruída fica então:

$$X_{d,reg} = T_0(s_2 - s_4) - T_0(s_{2r} - s_{4r})$$
(47)

E a taxa de exergia destruída no regenerador:

$$\dot{X}_{d,reg} = \dot{m}_{ar} T_0 (s_2 - s_{2r}) - \dot{m}_{gc} T_0 (s_4 - s_{4r})$$
(48)

2.3.4 Análise Exergética na Câmara de Combustão

Segundo Kotas (1985), os processos de combustão são geralmente acompanhados de transferência de calor, fricção e misturas de fluidos, gerando mais de uma forma de irreversibilidade, o que torna quase impossível de avaliar as destruições exergéticas totais. Entretanto, o processo de combustão pode ser analisado admitindo que o mesmo ocorre em condições adiabáticas e que as irreversibilidades devido a fricção e mistura de fluídos podem ser desconsideradas.

Conforme Malinowski (2013) a destruição de exergia na câmara de combustão pode ser descrita como:

$$X_{cc} = X_{comb} + X_{2r} - X_3 (49)$$

Monteiro (2010) afirma que a exergia específica do combustível é dada por:

$$X_{comb} = \varphi.PCI + R_{comb}.T_0.\ln\left(\frac{P_{0,comb}}{P_0}\right)$$
⁽⁵⁰⁾

Sendo $P_{0,comb}$ a pressão de entrada do combustível e P_0 a pressão ambiente.

Kotas (1985) informa que a composição dos gases combustíveis comuns varia entre limites estreitos, e por isso, uma vez calculado o valor de φ para um combustível de composição típica, este valor pode ser usado com razoável precisão em outros casos. Desta forma, será usado o valor para o gás natural, $\varphi = 1,04$.

As exergias envolvidas no fluxo de entrada do ar comprimido que passou pelo regenerador e no fluxo de saída dos gases de combustão, podem ser descritas como:

$$X_{2r} - X_3 = (h_{2r} - h_3) - T_0(s_{2r} - s_3)$$
(51)

Dessa forma, pode-se descrever a exergia destruída específica na câmara de combustão como:

$$X_{cc} = \varphi.PCI + R_{comb}.T_0.ln\left(\frac{P_{0,comb}}{P_0}\right) + (h_{2r} - h_3) - T_0(s_{2r} - s_3)$$
(52)

Assim, a taxa de exergia destruída na câmara de combustão:

$$\dot{X}_{cc} = \dot{m}_{comb} \left[\varphi.PCI + R_{comb}.T_0.ln\left(\frac{P_{0,comb}}{P_0}\right) \right] + \dot{m}_{ar} (h_{2r} - T_0 s_{2r}) - \dot{m}_{gc} (h_3 - T_0 s_3)$$
(53)

2.3.5 Análise Exergética na Turbina

De forma análoga ao compressor, podemos realizar a análise exergética da turbina, mantendo as considerações vistas para o compressor.

Assim, tem-se:

$$X_{d,turb} = T_0(s_4 - s_3)$$
(54)

A taxa de exergia destruída na turbina é:

$$\dot{X}_{d,turb} = \dot{m}_{gc} T_0 (s_4 - s_3) \tag{55}$$

2.3.6 Análise Exergética nos Gases de Exaustão

Os gases de exaustão possuem um potencial de trabalho devido a energia térmica que carregam, podendo ser aproveitado em um sistema de cogeração.

Sua exergia pode ser definida como:

$$X_{gases} = (h_{4r} - h_0) - T_0(s_{4r} - s_0)$$
(56)

Sua taxa de exergia pode ser definida como:

$$\dot{X}_{gases} = \dot{m}_{gc} [(h_{4r} - h_0) - T_0 (s_{4r} - s_0)]$$
(57)

2.3.7 Eficiência Exergética

A eficiência exergética global da microturbina pode ser definida como (MALINOWSKI, 2013):

$$\eta_{exerg} = \frac{(W_{el} + X_{4r})}{X_{comb}}$$
(58)

3 METODOLOGIA

Nesse capítulo o trabalho será caracterizado quanto a seu tipo de pesquisa, serão apresentados os materiais e métodos utilizados, assim como as variáveis e indicadores, os instrumentos de coleta de dados, a tabulação dos dados e, por fim, as considerações finais do capítulo.

3.1 Tipo de Pesquisa

Uma pesquisa pode ser classificada como qualitativa, ou quantitativa. O método qualitativo se baseia na interpretação, ocupando lugar central na história e utilizando de técnicas variadas para a construção da realidade (MINAYO, 2003).

Segundo Lakatos e Marconi (2006), o método quantitativo é aquele que utiliza quantificações nas coletas de dados e informações e também nas técnicas de tratamentos de dados, através de ferramentas estatísticas, por exemplo. No presente estudo, percebe-se seu caráter quantitativo, já que serão coletados dados quantificáveis para serem tratados a fim de se obter valores que serão utilizados nas discussões e conclusão.

A pesquisa exploratória visa estudar um determinado fenômeno ou situação, através de levantamentos bibliográficos, documentais, entrevistas com profissionais e estudos de casos, visando esclarecer, desenvolver e modificar ideias e conceitos, possibilitando o prosseguimento de estudos posteriores (GIL, 1991).

Assim, esse estudo se caracteriza como uma pesquisa exploratória de abordagem quantitativa, utilizando a análise energética e exergética para o estudo da eficiência de uma microturbina a gás e dos parâmetros que a influenciam.

3.2 Materiais e Métodos

Inicialmente, foi realizado um levantamento bibliográfico sobre a microturbina a gás, seus componentes e funcionamento, utilizando a literatura disponível, a fim de se obter as informações necessárias para o embasamento teórico do estudo.

A seguir, foram apresentados os conceitos da análise energética e exergética, utilizando definições termodinâmicas e equacionamentos para descrever matematicamente cada

componente da microturbina a gás, possibilitando as simulações do seu desempenho referente à potência produzida, eficiência global e consumo específico de combustível, e a determinação da taxa de destruição de exergia em cada componente para verificação da possibilidade de melhoria do ciclo térmico da microturbina.

Para a obtenção do desempenho da microturbina foi desenvolvido um programa computacional utilizando as equações da modelagem energética e exergética de cada componente da microturbina, utilizando uma base de dados de valores para os parâmetros da microturbina que serão variados, permitindo a comparação dos resultados e obtenção de melhorias do ciclo.

3.3 Variáveis e Indicadores

O presente estudo é centrado nas microturbinas a gás operando com biogás de aterro sanitário, utilizando a análise energética e exergética como principais ferramentas para a análise da variação de parâmetros que influenciam no desempenho da microturbina e de seus componentes, sendo eles os parâmetros da condição ambiente, do combustível (biogás), e dos próprios componentes.

As variáveis do biogás são a sua composição química, seu poder calorífico inferior (PCI) e seu calor específico.

As condições ambientes possuem parâmetros importantes para o funcionamento da turbina, que são a temperatura ambiente, pressão atmosférica, umidade relativa do ar e altitude.

As microturbinas e seus componentes possuem diversos parâmetros que serão variados e analisados, como a razão de pressão do compressor, temperatura do ar comprimido que entra na câmara de combustão, temperatura dos gases de combustão que entram na turbina e as eficiências isoentrópicas dos componentes.

A Tabela 4 seguir indica os dados coletados para realizar as análises do ciclo.

	1
Condições Ambientais	Altitude local
	Temperatura ambiente
	Pressão atmosférica
Diagós	Composição em volume
Diogas	Poder calorifico inferior do metano
	Razão de pressão
Compressor	Perda de pressão na entrada
	Eficiência isentrópica
Câmara da Cambustão	Eficiência
Camara de Combustão	Temperatura de saida
Degenerator	Eficiência
Regenerador	Perda de carga
Turbina	Temperatura de entrada
	Pressão de saida
	Eficiência isentrópica

Tabela 4 – Base de dados para a análise do ciclo.

Fonte: Pesquisa direta, 2017.

A Tabela 5 faz a listagem dos indicadores e variáveis relevantes nesse estudo.

Indicadores Fornecidos	Variável	Indicadores Obtidos
Temperatura ambiente Pressão ambiente Altitude Umidade relativa do ar	Condições ambientais	-
Temperatura de entrada no compressor Pressão de entrada no compressor Razão de pressão Perda de carga no compressor Vazão em massa do ar admitido Eficiência do compressor	Compressor	Temperatura de saída do compressor Pressão de saída do compressor Potência do compressor Taxa de exergia destruída no compressor
Eficiência do regenerador Perda de carga no regenerador Temperatura de entrada no regenerador	Regenerador	Temperatura de saída do regenerador Taxa de exergia destruída no regenerador
Vazão em massa de ar Vazão em massa de Combustível Temperatura de entrada na câmara de combustão	Câmara de Combustão	Calor obtido pela combustão Taxa de exergia destruída na câmara de combustão Consumo específico de combustível
Temperatura de entrada na turbina Pressão de entrada na turbina vazão em massa dos gases de combustão Eficiência da turbina	Turbina	Potência da turbina Temperatura de saída da turbina Taxa de destruíção de exergia na turbina
Composição química do biogás Poder Calorífico Inferior do biogás Calor específico do biogás	Combustível	Calor obtido pela combustão Taxa de exergia gerada pelo combustível
Eficiência dos componentes Consumo de combustível Potência elétrica	Microturbina	Eficiência energética Eficiência exergética Taxa total de exergia destruída

Tabela 5 - Indicadores e variáveis

Fonte: Pesquisa Direta, 2017

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

Os dados utilizados nesse estudo foram coletados através de pesquisas nos materiais da literatura, em artigos, relatórios e dissertações de mestrado e teses de doutorado, além do uso de catálogos de fabricantes. Para facilitar a visualização e a utilização dos dados coletados, foram apresentadas tabelas, gráficos e figuras.

3.5 Tabulação de Dados

Os softwares utilizados para o tratamento dos dados foram o Excel, para a formação de tabelas e gráficos e o MatLab, para as simulações termodinâmicas do modelo matemático.

3.6 Considerações Finais do Capítulo

Nesse capítulo foi explicitada a classificação e caracterização do presente estudo, bem como apresentados as variáveis e indicadores importantes, os instrumentos de coleta de dados utilizados e as ferramentas de tratamento dos dados obtidos para a realização da análise de desempenho da microturbina e de seus componentes em termos energéticos e exergéticos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Introdução

Neste capítulo, os resultados obtidos através da utilização do MatLab serão coletados e apresentados na forma de gráficos e tabelas por meio do Excel, permitindo uma melhor análise e comparação entre as situações propostas.

4.2 Base de dados para o estudo de caso

Para o estudo de caso serão analisadas as seguintes situações, conforme a Tabela 6:

Parâmetros	Situação I	Situação II	Situação III
Eficiência Isoentrópica do Compressor	0,75	0,76	0,77
Eficiência Isoentrópica da Turbina	0,79	0,80	0,81
Eficiência do Regenerador	0,75 - 0,80 - 0,85	0,75 - 0,80 - 0,85	0,75 - 0,80 - 0,85
Temperatura de Entrada na Turbina	1000 - 1100 - 1200	1000 - 1100 - 1200	1000 - 1100 - 1200
Temperatura de Entrada na Turbina	1000 - 1100 - 1200	1000 - 1100 - 1200	1000 - 1100 - 120

Tabela 6 - Situações de variação de parâmetros

Fonte: Pesquisa direta, 2017

Através das situações propostas na Tabela 5 serão analisados o comportamento dos seguintes parâmetros:

- Eficiência energética do ciclo;
- Temperatura de entrada do ar na câmara de combustão;
- Temperatura de saída dos gases de exaustão para o ambiente;
- Taxa de exergia destruída em cada um dos componentes (compressor, regenerador, câmara de combustão, turbina) e nos gases de escape;
- Taxa total de exergia destruída no ciclo;
- Eficiência exergética do ciclo.

As situações I, II e III, terão seus resultados analisados para cada uma das combinações entre os parâmetros variados. Para tal análise, foram fixadas as condições ambientais, as características e propriedades do biogás e outros fatores, como indica a Tabela 7:

Parâmetros Básicos	Valor ou faixa considerada
Altitude local	Nivel do mar
Temperatura ambiente	288 K
Pressão atmosférica	101 kPa (1 bar ISO)
Temperatura de referência	288 K
	CH ₄ =47,96%
Composição em vehimo do bio séc	CO ₂ =38,16%
Composição em volume do biogas	N ₂ =7,49%
	H ₂ O=6,39%
Poder calorífico inferior do biogás	13883,4 kJ/kg
Perda de pressão percentual na entrada do compressor	1% da pressão ambiente
Perda de pressão percentual no regenerador do lado do ar	3% da pressão de saida do compressor
Perda de pressão no regenerador do lado do gás	0,004 MPa
Perda de pressão percentual na câmara de combustão	2% da pressão de entrada na câmara de combustão
Eficiência mecânica compressor/turbina	0,98
Potência elétrica da microturbina	30 kW

Tabela 7 - Propriedades e parâmetros utilizados para a simulação.

Fonte: De Oliveira, 2015; Capstone Turbine Corporation, 2017; ENEDIS, 2002.

4.3 Eficiência energética do ciclo

A Figura 10 apresenta as eficiências energéticas ao variar a razão de pressão para diferentes temperaturas de entrada na turbina (T₄), fixando as eficiências do compressor e da turbina em 0,75 e 0,79, respectivamente, para eficiências do regenerador de 0,75, 0,80 e 0,85.

Através dos gráficos apresentados, é possível perceber que a eficiência energética do ciclo assume maiores valores para uma maior eficiência do regenerador e para maiores temperaturas de entrada na turbina (T₄). Para esse par de eficiências do compressor e regenerador, a maior eficiência do ciclo acontece para uma eficiência do regenerador de 0,85 e temperatura de entrada na turbina de 1200 K, e razão de pressão de 3, chegando a aproximadamente 28%.

Nota-se também que a razão de pressão possui maior influência no desempenho do ciclo para maiores eficiências do regenerador e para menores temperaturas de entrada na turbina, reduzindo a eficiência energética total do ciclo ao se elevar a razão de pressão. Para a temperatura de entrada na turbina de 1000 K e eficiência do regenerador de 0,85 a eficiência do ciclo cai de 23% com razão de pressão de 3, para pouco mais de 19% com razão de pressão de 4,5. Porém, para a mesma temperatura e eficiência do regenerador de 0,75, a eficiência cai de 20% para 18% na mesma faixa de razão de pressão.



Figura 10 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017.

A Figura 11 a seguir traz as eficiências energéticas para o par de eficiências do compressor de 0,76 e da turbina de 0,80. Percebe-se que a eficiência total do ciclo assume maiores valores para esse par, chegando ao valor máximo de aproximadamente 29%, para a eficiência do regenerador de 0,85, razão de pressão de 3 e temperatura de entrada da turbina de 1200 K.

Para esse par de eficiências (compressor e turbina), novamente a razão de pressão exerce maior influência para uma maior eficiência do regenerador e menor temperaturas de entrada na turbina, reduzindo a eficiência total do ciclo. Entretanto, para a eficiência do regenerador de 0,75 com temperatura de entrada na turbina de 1200 K, a eficiência do ciclo



apresenta um leve aumento para maiores valores de razão de pressão, e para 1100 K, ela se mantém quase constante, caindo significativamente apenas em razão de pressão de 4,5.

Figura 11 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,76 e 0,80, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

Enfim, ao estudar os resultados obtidos com o terceiro par de eficiências do compressor e da turbina, 0,77 e 0,81, respectivamente, notam-se comportamentos semelhantes aos pares analisados anteriormente. O maior valor de eficiência chega a quase 30% para uma eficiência do regenerador de 0,85, temperatura de entrada na turbina de 1200 K e razão de pressão de 3.

Os gráficos obtidos para esse par estão representados na Figura 12.



Figura 12 – Eficiência energética do ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

4.4 Taxa total de exergia destruída no ciclo

Nesse tópico serão apresentadas as taxas totais de exergia destruída no ciclo, indicando a soma das taxas de exergia destruída em cada componente (compressor, regenerador, câmara de combustão e turbina) e nos gases de exaustão. A taxa de exergia destruída representa a potência desperdiçada durante o processo devido às irreversibilidades.

A taxa total de exergia foi relacionada com a razão de pressão, variando a eficiência do regenerador, com diferentes temperaturas de entrada na turbina (1000 K, 1100 K e 1200 K), para cada par de eficiências do compressor e turbina (0,75 e 0,79; 0,76 e 0,80; 0,77 e 0,81).

A Figura 13 deixa claro que, para o primeiro par de eficiências do compressor e turbina, a maior taxa de exergia destruída no ciclo ocorre para a menor eficiência do regenerador, 0,75, menor temperatura, 1000K, e maior razão de pressão, 4,5, assumindo o valor de aproximadamente 110 kW.

De forma geral, pode-se dizer que altas razões de pressão afetam negativamente o ciclo, causando maiores destruições de exergia, porém isto é mais evidente para menores temperaturas.



Figura 13 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

Analisando-se o segundo par de eficiências do compressor e turbina, ilustrado na Figura 14, já é perceptível uma queda na exergia destruída total, assumindo o máximo valor de 100 kW, aproximadamente, para a eficiência do regenerador de 0,75, temperatura de entrada na turbina de 1000 K e razão de pressão de 4,5.

Como esperado, a menor taxa de exergia destruída acontece para a maior eficiência do regenerador, para a maior temperatura de entrada na turbina e menor razão de pressão, chegando ao valor de pouco menos que 55 kW.



Figura 14 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,76 e 0,80, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

A seguir é apresentada a Figura 15 onde estão os gráficos da taxa total de exergia destruída na microturbina para o terceiro par de eficiências do compressor e turbina.

O comportamento das curvas é similar aos pares anteriores, apresentando maiores valores de exergia destruída para menores temperaturas de entrada na turbina, menor eficiência do regenerador e maior razão de pressão. A maior taxa de destruição de exergia fica em torno de 92 kW, e a menor taxa foi de 52 kW, aproximadamente.

Percebe-se também que o aumento na exergia destruída do ciclo, ao se elevar a razão de pressão, é mais significativo para a maior eficiência do regenerador e para a menor temperatura de entrada na turbina. A taxa total de exergia destruída para eficiência do regenerador de 0,85 e temperatura de entrada na turbina de 1000 K aumenta 19,7% ao se elevar a razão de pressão de 3,0 para 4,5. De forma análoga, porém utilizando a eficiência do regenerador de 0,75, tem-se um aumento na taxa total de exergia destruída de 12% aproximadamente.



Figura 15 – Taxa total de exergia destruída no ciclo para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

4.5 Taxa de exergia destruída nos componentes e gases de exaustão

Para que seja possível uma análise mais criteriosa sobre os pontos de maior perda de potencial de trabalho (ou de potência) é necessário que seja apresentada a taxa de exergia destruída em cada componente da turbina, identificando quais equipamentos são mais críticos para a eficiência da microturbina.

A primeira situação está ilustrada na Figura 16, onde ela é analisada para o primeiro par de eficiências do compressor e turbina, 075 e 0,79, respectivamente. A temperatura de entrada na turbina será de 1000 K, e o regenerador terá sua eficiência variada em 0,75, 0,80 e 0,85.

A câmara de combustão se sobressai aos outros componentes, possuindo a maior taxa de exergia destruída, seguida pelos gases de exaustão. Os demais componentes apresentam taxas de destruição de exergia em faixas de valores próximas, com o compressor superando a turbina.

É perceptível que maiores valores de razão de pressão levam a maiores taxas de exergias destruídas nos componentes e nos gases de exaustão, porém esse comportamento é inverso para o regenerador.



Figura 16 – Taxa de exergia destruída nos componentes e nos gases de exaustão para eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79. Fonte: Pesquisa direta, 2017

A situação analisada a seguir, representada na Figura 17, será para os maiores valores de eficiência do compressor e turbina, 0,77 e 0,81, respectivamente, e para a maior temperatura de entrada na turbina, 1200 K.

O principal componente afetado nessa situação é a câmara de combustão, caindo para valores próximos a 35 kW, muito abaixo dos valores obtidos na situação analisada anteriormente. Já os gases de exaustão apresentam uma queda menos acentuada.

Percebe-se também que a razão de pressão tem sua influência reduzida na taxa de exergia destruída na câmara de combustão, que se mantém praticamente constante para a eficiência do regenerador de 0,85.



Figura 17 – Taxa de exergia destruída nos componentes e nos gases de exaustão para eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81. Fonte: Pesquisa direta, 2017

Na Tabela 8, estão relacionados todos os valores obtidos para as taxas de exergia destruída nos componentes e nos gases de exaustão para cada uma das combinações executadas.

Situação I							Situação II ncomp=0,76; nturb=0,80					Situação III ncomp=0,77; nturb=0,81						
ηcomp=0,75; ηturb=0,79																		
ηreg	T4	RPC	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	
		3,0	5,5917	6,4467	55,1544	3,0965	23,4767	4,8209	6,1143	52,5727	2,5924	21,8845	4,1412	5,8175	50,2829	2,1402	20,4744	
	1000 K	3,5	6,7286	4,7237	56,0127	4,6121	25,2981	5,8190	4,4513	53,0928	3,9574	23,4040	5,0260	4,2108	50,5347	3,3779	21,7469	
	1000 K	4,0	7,7679	3,5764	57,6663	6,0057	27,5025	6,7108	3,3468	54,3382	5,1884	25,2536	5,8000	3,1466	51,4586	4,4743	23,3102	
		4,5	8,7768	2,7767	59,9118	7,3606	30,0428	7,5581	2,5788	56,0988	6,3627	27,3771	6,5208	2,4084	52,8421	5,5025	25,1031	
	1100 K	3,0	4,3449	6,3294	46,0846	2,6362	21,5048	3,7826	6,0612	44,3338	2,2579	20,2670	3,2777	5,8170	42,7516	1,9123	19,1501	
0,75		3,5	5,1110	4,6478	45,7523	3,7358	22,4059	4,4732	4,4323	43,8631	3,2675	21,0030	3,9047	4,2375	42,1697	2,8433	19,7473	
	1100 11	4,0	5,7668	3,5184	46,0435	4,6942	23,5927	5,0543	3,3406	43,9882	4,1352	22,0041	4,4237	3,1811	42,1606	3,6331	20,5934	
		4,5	6,3640	2,7186	46,7346	5,5766	24,9815	5,5750	2,5692	44,4883	4,9238	23,1862	4,8820	2,4362	42,5066	4,3422	21,6045	
	1200 K	3,0	3,5755	6,3057	40,4855	2,4786	20,6429	3,1319	6,0753	39,1683	2,1712	19,5954	2,7289	5,8630	37,9636	1,8872	18,6387	
		3,5	4,1429	4,6512	39,5870	3,3320	20,9911	3,6524	4,4679	38,2105	2,9637	19,8424	3,2091	4,2998	36,9590	2,6254	18,7997	
		4,0	4,6070	3,5364	39,2668	4,0514	21,6178	4,0722	3,3867	37,8140	3,6244	20,3569	3,5914	3,2499	36,5008	3,2345	19,2187	
		4,5	5,0119	2,7418	39,2972	4,6925	22,4198	4,4338	2,6172	37,7555	4,2071	21,0367	3,9167	2,5040	36,3696	3,7665	19,7950	
		Situação I							Situação II					Situação III				
				ηcom	p=0,75; ntu	rb=0,79			ηcom	p=0,76; ntu	rb=0,80			ηcom	p=0,77; ntu	rb=0,81		
0,8		RPC	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	Comp.	Reg.	C. Comb.	Turb.	Exaus.	
		3,0	5,5578	5,1658	51,2695	2,8380	19,8957	4,7928	4,8962	48,9060	2,3498	18,5249	4,1181	4,6552	46,8095	1,9116	17,3112	
	1000 K	3,5	6,7020	3,7350	52,6662	4,3910	22,0839	5,7971	3,5157	49,9525	3,7513	20,4083	5,0079	3,3221	47,5748	3,1848	18,9427	
		4,0	7,7483	2,7892	54,7128	5,8144	24,5657	6,6948	2,6059	51,5828	5,0111	22,5343	5,7868	2,4460	48,8747	4,3091	20,7794	
		4,5	8,7636	2,1379	57,2681	7,1941	27,3336	7,5474	1,9810	53,6473	6,2093	24,8854	6,5120	1,8459	50,5550	5,3601	22,7976	
	1100 K	3,0	4,3100	5,0098	42,5398	2,3587	17,8414	3,7532	4,7944	40,9559	1,9946	16,7946	3,2530	4,5982	39,5241	1,6617	15,8502	
		3,5	5,0829	3,6146	42,/113	3,4982	19,1420	4,4495	3,4434	40,9758	3,0430	17,9230	5,8846	3,2885	39,4201	2,6306	16,8322	
		4,0	5,7448	2,6823	43,3653	4,48/6	20,6252	5,0358	2,5428	41,4545	3,9409	19,2157	4,4082	2,41/5	39,7554	3,4496	17,9646	
		4,5	0,34/5	2,02/1	44,5504	0,3903	16,8020	2,1001	1,9116	42,2275	4,/538	20,6305	4,8/04	1,8086	40,3673	4,1821	19,2040	
	1200 K	3,0	3,3383	4,9385	37,1293	2,1745	10,8020	3,1001	4,7551	35,9510	1,8807	15,9300	2,7020	4,5800	24,8/31	1,0089	15,1550	
		3,5	4,1125	3,3093	26 7420	3,0712	10,58/2	5,0202	3,4252	25,4000	2,/155	10,0054	3,180/	3,2928	24,5294	2,3883	15,/145	
		4,0	4,5825	2,0502	30,7429	5,8239	18,5555	4,0511	2,5542	35,4067	3,4085	17,4527	3,5/33	2,4281	34,1990	3,0287	10,4395	
		4,5	4,9924	1,9987	37,0362	4,4915	19,3845	4,41/2	1,9039	35,0041	4,0168	18,5500	3,9024	1,81/0	54,5109	3,2857	17,2048	
		Situação I						Situação II					Situação III					
		ncomp=0,75; nturb=0,79				~	ncomp=0,/0; nturb=0,00					ncomp=0,//; nturb=0,01						
		2.0	Comp.	Reg.	C. Comb.	1 urb.	Exaus.	<u>Comp.</u>	Reg.	C. Comb.	1 urb.	Exaus.	<u>Comp.</u>	Keg.	C. Comb.	1 coop	Exaus.	
0,85	1000 K	3,0	5,5249	3,/150	47,5501	4,2857	10,0000	4,/05/	3,313/	45,5754	2,1129	15,4391	4,0950	2,22/4	45,4057	1,0882	14,4000	
		3,5	7,7202	2,0145	49,4255 51,9404	4,1740	21 7002	5,1758	2,4551	40,9080	3,5490	10.0652	4,9903	2,5141	44,7050	4 1464	10,5240	
		4,0	0.7500	1,8995	51,8404	7,0200	21,7905	7,5270	1,7081	48,9020	4,8307	19,9055	5,7740	1,0550	40,5008	4,1404	18,3894	
	1100 K	4,5	8,/508	1,41//	20,1492	2.0299	24,7497	2 7240	1,30/1	27,7226	0,0579	12 6427	2,2022	1,2117	48,5227	5,2197	12 9560	
		2,0	4,2703	3,5201	20 7024	2,0895	14,5102	5,7249	2,2020	20 1051	1,/390	15,0457	2,2292	3,2207	26 7712	1,4184	14,1445	
		3,5	5,0557	2,4475	39,7834 40 7747	3,2004	17 9524	4,4205	2,5258	30,0030	2,8240	15,0821	3,8033	2,2150	30,7713	2,4229	14,1445	
		4,0	6 2216	1,7380	40,7747	4,2854	10,6746	5,0179	1,0421	40.0226	3,/300	10,0121	4,3931	1,000	28 2001	3,2098	15,5107	
	1200 K	4,5	2 5029	2,4021	42,0065	1 0014	12 2570	2,0609	2 2707	40,0520	4,2008	10,4411	4,0392	2 1402	21 0225	1,0249	11.00#1	
		3,0	4.0829	23520	33 0725	2 8184	14 4851	3,0098	2,210/	32,0921	2 4746	12,0455	2,0702	2 1580	31 8127	2 1584	12 00/0	
		4.0	4,0628	2,3320	33,7123	2,0103	15 6950	4 0307	1,2014	32,0413	2,4740	14 7330	3,1032	2,1369	31,012/	2,1304	12,9048	
		4,0	4,00736	1 1632	34,5134	4 2052	16 0300	4,0507	1,5742	33,5265	3,8300	15 8577	3 8884	1,0455	37 3342	2,0203	14 8871	
to· I	Decou	ري د اد ما	ireta	(201')	7)	4,4733	10,9399	4,4011	1,101/	2020,220	5,0509	13,0377	3,0000	1,0400	2+00,200	5,4070	14,00/1	
w. 1	usyu	isa u	meia,	(201	')													

Tabela 8 – Taxa de exergia destruída nos componentes e gases de exaustão para cada combinação executada. Taxa de Exergia Destruída nos Componentes e Gases de Exaustão (kW)

A Tabela 8 fornece o relacionamento de todos os resultados obtidos para as exergias estruídas nos componentes. Através dela nota-se que os valores das taxas de exergias

destruídas nos componentes. Através dela nota-se que os valores das taxas de exergias destruídas diminuem conforme se aumenta a temperatura de entrada na turbina, as eficiências dos componentes e a razão de pressão. O único componente que se comporta de forma diferente é o regenerador, que tem sua taxa de destruição de exergia aumentando com a razão de pressão.

A câmara de combustão teve valor máximo de taxa de destruição exergética de 59,91 kW, os gases de exaustão de 30,04 kW, o compressor de 8,77 kW e a turbina de 7,36 kW. Tais valores aconteceram para eficiência do regenerador, compressor e turbina de 0,75, 0,75 e 0,79, respectivamente, com a temperatura de entrada na turbina de 1000 K e razão de pressão de 4,5. Já o regenerador teve sua máxima taxa de exergia destruída no valor de 6,45 kW, para as mesmas condições, porém com a razão de pressão de 3,0.

Já os valores mínimos de taxas de destruição exergética foram de 31,93 kW para a câmara de combustão, 11,99 kW para os gases de exaustão, 2,67 kW para o compressor e 1,34 kW para a turbina. Tais valores aconteceram para eficiências do regenerador, compressor e turbina de 0,85, 0,77 e 0,81, respectivamente, a uma temperatura de entrada na turbina de 1200 K e para uma razão de pressão de 3,0. O regenerador teve sua taxa de destruição exergética mínima no valor de 1,05 kW, para as mesmas condições, porém com razão de pressão de 4,5.

4.6 Eficiência exergética do ciclo

A próxima discussão será acerca das eficiências exergéticas obtidas para as situações simuladas, onde um gráfico foi gerado para cada um dos três pares de eficiências do compressor e turbina, possibilitando uma comparação mais detalhada da influência da eficiência do regenerador, da temperatura de entrada na turbina e da razão de pressão no ciclo.

Na Figura 15, fica nítido que as eficiências exergéticas do ciclo aumentam com a razão de pressão. No capítulo 2, a eficiência exergética foi definida na equação (46) como:

$$\eta_{exerg} = \frac{(W_{el} + X_{4r})}{X_{comb}}$$

No presente estudo, a potência elétrica produzida pela microturbina é fixada em 30 kW, portanto percebe-se que a eficiência exergética do ciclo é um resultado da relação entre a exergia presente nos gases de exaustão e a exergia fornecida pelo combustível.

Ao analisar-se a Figura 18, percebe-se também que as temperaturas de entrada na turbina refletem nas curvas de eficiência exergética formando um padrão, assumindo valores muito próximos quando a temperatura é de 1200 K e 1100 K.



Figura 18 – Eficiências exergéticas do ciclo para o par de eficiências do compressor e turbina de 0,75 e 0,79, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

Na Figura 19, é apresentado o gráfico das eficiências exergéticas obtidas para o terceiro par de eficiências do compressor e turbina, 0,77 e 0,81. Os comportamentos das curvas são similares à situação discutida anteriormente, com as temperaturas de entrada na turbina formando um padrão entre as diferentes eficiências do regenerador.

Constata-se um aumento da eficiência exergética do ciclo para esse novo par de eficiências do compressor e turbina, alcançado valor máximo de aproximadamente 44,8%, contra um valor máximo de 43,5% para o primeiro par de eficiências do compressor e regenerador.



Figura 19 – Eficiências exergéticas do ciclo para o par de eficiências do compressor e turbina de 0,77 e 0,81, respectivamente. Fonte: Pesquisa direta, 2017

A influência da taxa de exergia presente nos gases de exaustão e no combustível pode ser visualizada na Figura 20.



Figura 20 – Exergias presentes nos gases de exaustão e no combustível Fonte: Pesquisa Direta, 2017.

Observa-se, na Figura 20, o crescimento das exergias presentes nos gases de exaustão e no combustível, mas em ordens de grandeza diferentes. Enquanto a taxa de exergia fornecida pelo combustível cresce de aprox. 1%, no intervalo de razão de pressão de 3,0 a 4,5, a taxa de destruição de exergia dos gases de exaustão cresce em torno de 15% ao longo da mesma faixa de razão de pressão. Isso impacta num aumento da eficiência exergética no ciclo com a razão de pressão, o que indica que a disponibilidade para a realização de trabalho está aumentando, conforme a definição de eficiência exergética adotada.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões alcançadas nesse estudo, através dos resultados obtidos em cada situação simulada e das comparações entre tais resultados. Também serão indicadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

5.1 Conclusões

Neste estudo procurou-se caracterizar uma microturbina a gás operando com biogás proveniente de um aterro sanitário, para em seguida realizar uma modelagem e equacionamento de seus principais parâmetros, afim de obter resultados em diferentes situações ao variar tais parâmetros. Para isso, foi realizado um estudo sobre a exergia e suas definições, sendo possível uma análise mais criteriosa a respeito das perdas que acontecem na microturbina.

Ao analisar os resultados obtidos para a eficiência energética da turbina, pode-se perceber que os melhores resultados acontecem para a maior temperatura de entrada da turbina, 1200 K e para maiores eficiências do compressor, regenerador e turbina. Entretanto, o aumento da razão de pressão trouxe ganhos de eficiências apenas para a temperatura de 1200 K, enquanto para 1100 K e 1000 K a eficiência se manteve constante ou caiu. Assim, é importante definir qual a temperatura de entrada na turbina, para que se atue com a correta razão de pressão.

Os resultados obtidos ao analisar a taxa total de exergia destruída no ciclo confirmam a análise anterior, indicando que as maiores taxas de exergia destruída acontecem para menores temperaturas, maiores razões de pressão e menores eficiências dos componentes. A maior taxa total de destruição de exergia aconteceu para a temperatura de 1000 K, razão de pressão de 4,5, eficiência do compressor de 0,75, eficiência da turbina de 0,79 e eficiência do regenerador de 0,75, atingindo aproximadamente 109 kW. Em comparação, a melhor situação ocorreu para a temperatura de 1200 K, razão de pressão de 4, eficiência do compressor de 0,77, eficiência da turbina de 0,81 e eficiência do regenerador de 0,85, para a qual a taxa de exergia destruída total foi de 51 kW, menos da metade da situação anterior.

Para identificar onde acontecem as principais perdas de eficiência, foram obtidas as taxas de exergia destruída em cada componente, revelando que a câmara de combustão apresenta os maiores valores, superando o segundo colocado, os gases de exaustão, em mais

que o dobro. O compressor, turbina e regenerador apresentam taxas de exergia destruída próximas, porém com valores baixos quando comparados a câmara de combustão e gases de exaustão, exercendo menor influência da taxa total de exergia destruída. Tomando como exemplo a situação onde acontece a maior destruição exergética, comentada anteriormente, a câmara de combustão chega a 59,9 kW, e os gases de exaustão chegam a aproximadamente 25 kW. Esses dois componentes somados representam 77,8% da exergia total destruída.

Como discutido anteriormente, a exergia de um equipamento representa a disponibilidade ou potencial de trabalho útil em uma determinada situação e a destruição de exergia o potencial de trabalho não aproveitado (desperdiçado). Quando analisa-se os resultados obtidos para as eficiências exergéticas da microturbina, pode-se perceber que esta alcança maiores valores para as maiores eficiências dos componentes, compressor, turbina e regenerador, e para as maiores temperaturas de entrada na turbina, como era esperado. Entretanto, as maiores eficiências exergéticas acontecem também para as maiores razões de pressão, o que não acontece quando se analisa a eficiência energéticas estão ligados a maiores disponibilidades energéticas. Porém a disponibilidade pode ou não ser aproveitada.

Dessa forma, é interessante entender como a análise exergética da microturbina permitiu um melhor entendimento a respeito das perdas energéticas que acontecem nesse equipamento, identificando os principais responsáveis pela queda de eficiência total do ciclo. Foi possível quantificar as taxas de exergia destruída em cada equipamento em diferentes situações, percebendo quais parâmetros possuem maior influência na microturbina e assim identificar onde deve-se atuar para se obter a melhor resposta do equipamento.

5.2 Recomendações

Com base no estudo realizado, recomendam-se os seguintes trabalhos futuros:

- Realizar estudo, modelagem matemática e dimensionamento das turbomáquinas do ciclo (compressor e turbina) visando o estudo fora do ponto de projeto;
- Realizar estudo e dimensionamento do recuperador de calor, visando o seu acoplamento ao ciclo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BONA, Felipe Samuel. AS MICROTURBINAS E A GERAÇÃO DISTRIBUÍDA. Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação da Unicamp (FEEC/UNICAMP). São Paulo, 2012.

BORELLI, Samuel Jose Sarraf. Método para análise da composição do custo da eletricidade gerada por usinas termelétricas em ciclo combinado a gás natural. Dissertação de Mestrado. USP, São Paulo, 2005.

BOYCE, M.C. Gas Turbine Engineering Handbook. 2011

CARESANA, F., PELAGALLI, L.; COMODI, G.; RENZI, M. Microturbogas cogeneration systems for distributed generation: Effects of ambient temperature on global performance and component's behavior. Applied Engineer, 2014.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES Michael A. Termodinâmica. 5ª Ed. 2007.

CHEN, Qiang. The exergy and energy level analysis of a combined cooling, heating and power system driven by a small scale gas turbine at off design condition. 2014.

DE OLIVEIRA, Guilherme Pedroni. Estudo Do Desempenho De Microturbinas A Gás Utilizando Biogás Oriundo De Resíduos Sólidos Urbanos Para Geração De Energia Elétrica. Monografia. Universidade Federal de Ouro Preto. 2015

ENEDIS, energia distribuída, 2002.

FERNANDES, Juliana Gonçalves. Estudo da Emissão de Biogás em um Aterro Sanitário Experimental. Dissertação de Pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais. 2009

GHAZIKHANI, M; KHAZAEE, I; ABDEKHODAIE, I. Exergy analysis of gas turbine with air bottoming cycle. 2014

HAMILTON, S. L. Microturbine Generator Handbook. PennWell Corporation, 2003.

HAMILTON, Stephanie L. The Handbook of Micrturbine Generators. PennWell Corporation, 2003.

ISMAIL, M. S; MOGHAVVEMI, M.; MAHLIA, T.M.I. Current utilization of microturbines as a part of a hybrid system distributed generation technology. 2013.

KAIKKO, J.; BACKMAN, J.; L. KOSKELAINEN, LARJOLA, J. Technical and economic performance comparison between recuperated and non-recuperated variable-speed microturbines in combined heat and power generation. Applied Thermal Engineering, 2007.

KHALIQ, A. CHOUDHARY, K. Exergy analysis of the regenerative gas turbine cycle using absorption inlet cooling and evaporative aftercooling. 2009.

KOTAS, T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Department of Mechanical Engineering, Queen Mary College, University of London. 1985.

MALINOWSKI, Leszek; LEWANDOWSKA, Monika. Analytical model-based energy and exergy analysis of a gas. 2013.

MONTEIRO, Ulisses Admar Barbosa Vicente. Simulação termodinâmica de turbinas a gás para diagnóstico de falhas. Tese de doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. 2010.

NASCIMENTO, Marco Antônio Rosa; RODRIGUES, Lucilene de Oliveira; DOS SANTOS, Eraldo Cruz. Micro Gas Turbine: A Review. 2014.

NIKHIL DEV. Exergy analysis and simulation of a cogeneration cycle. 2013

NIKPEY, H.; ASSADI, M.; BREAUHAUS, P.; MORKVED, P. T. Experimental evaluation and modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas. Applied Energy, v. 117, p. 30-41, 2014.

OPEX ENERGY. http://opex-energy.com/ciclos/ciclo_brayton.html

SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; COHEN, H; ROGERS, G. F. C. Gas Turbine Theory. 2001.

TURNS, Stephen. An Introduction to Combustion: Concepts and Applications. 3^a Ed, 2013.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E. BORGNAKKE, C. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 6ª Ed. Edgard Blücher LTDA, São Paulo, 2003