

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM CICLO
A GÁS REGENERATIVO COM INJEÇÃO DE
ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR**

Autora: Joselyn Helena Cárdenas Martinez

Itajubá, Julho 2016.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Joselyn Helena Cárdenas Martinez

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM CICLO
A GÁS REGENERATIVO COM INJEÇÃO DE
ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Christian J. R. Coronado

Co-orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo.

Itajubá, MG. Brasil.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Joselyn Helena Cárdenas Martínez

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM CICLO
A GÁS REGENERATIVO COM INJEÇÃO DE
ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 08 de
Julho de 2016, conferindo à autora o título de **Mestre
em Ciências em Engenharia Mecânica.**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Christian J. Coronado Rodríguez. (UNIFEI).

Prof. Dr. Fagner Goulart Dias. (UNIFEI).

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior. (FEG -
UNESP).

Itajubá, MG.

2016.

Dedicatória

A Deus,

“Obrigada por sempre ficar de meu lado”.

Agradecimentos

Particularmente quero agradecer a:

Minha família, especialmente a meu tio Franklin e minha avó Carmen.

A família Malaguera e Maldonado, especialmente a Angel Edecio Malaguera Mora por nunca desistir e sempre ficar de meu lado. Obrigada.

A meu namorado Rafael Mota pelo apoio, força e motivação, obrigada meu amor.

Meu orientador Prof. Christian Coronado, pela oportunidade, ajuda e sua paciência.

Ao CNPq pelo apoio financeiro que permitiu a realização deste trabalho.

Aos amigos (as), Tania Marie Arispe, Rudy Perez Herrera, Yina Faizully Quintero Gamboa, German Raul Chumpitaz Ayala, José Eduardo Loureiro da Costa, German Enrique Ninõ Del Rio, Victor José Tavares Dias, obrigada pelo apoio, confiança e motivação.

Resumo

CÁRDENAS MARTINEZ. J.H. (2016). Análise termoeconômica de um ciclo a gás regenerativo com injeção de etanol na entrada do compressor. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

Microturbinas a gás são máquinas utilizadas para gerar energia elétrica em sistemas de geração distribuída, sistemas de geração de emergência ou de suprimento adicional para horário pico. Entre as vantagens que apresentam estas máquinas, pode-se mencionar o fato de serem unidades compactas com dimensões reduzidas, flexibilidade em quanto ao uso de combustíveis, alta confiabilidade e pequena necessidade de manutenção, níveis aceitáveis de emissões de poluentes, etc. Na atualidade com o aumento da sua utilização, surge a necessidade de fazer estudos para melhorar tanto a eficiência como a potência útil do ciclo. A proposta desta dissertação é realizar uma análise termoeconômica de um ciclo Brayton com resfriamento por nebulização de etanol na entrada do compressor de uma microturbina a gás de 30 kW. A nebulização de etanol na entrada resfriará o ar de admissão no compressor e diminuirá o trabalho consumido por este componente. Para a nebulização e injeção do etanol na admissão, é utilizado um mecanismo qual o fluido de resfriamento é convertido em névoa através de bicos de alta pressão de operação. A evaporação da névoa gerada em contato com o ar quente diminui a temperatura do ar na entrada do ciclo. Portanto, a eficiência e potência do ciclo são incrementadas, além de diminuir o consumo do gás natural, poupando o custo da produção da eletricidade e retornando o investimento a amortizações menores em comparação ao ciclo convencional. A metodologia utilizada para a análise termoeconômica é o método de contabilidade de custos, também conhecida como a teoria de custos exergéticos, mediante a construção do diagrama funcional termoeconômico e determinação das expressões das funções exergéticas. Os resultados mostram que a maior irreversibilidade encontra-se na câmara de combustão sendo 90 kW e a análise de viabilidade econômica indica que o preço ótimo de venda da eletricidade seja de 0,391 U\$/kWh para obter um retorno do investimento aproximado de 2 anos.

Palavras-chave: Exergia, exergoeconomia, custo de eletricidade, custo de manufatura exergética, microturbina.

Abstract

CÁRDENAS. MARTINEZ. J.H. (2016). Thermoeconomic Analysis of a regenerative gas cycle with injection of ethanol into the Compressor Inlet. Itajubá, Dissertation of Masters in Mechanical Engineering – Mechanical Engineering Institute, Federal University of Itajubá.

Gas microturbines are machines used to generate electricity in distributed generation systems, emergency generation systems or additional supply for peak hours. Among the advantages that present these machines, there may be mentioned the fact that they are compact units with small dimensions, flexibility in the use of fuel, high reliability and little need to maintain acceptable levels of pollutant emissions, etc. Today with the increased use comes the need to make studies to improve both the efficiency and the useful power cycle. The purpose of this work is to thermoeconomic analysis of a Brayton cycle with cooling ethanol nebulization at inlet compressor of 30 kW gas microturbine. The ethanol nebulization at the entrance of compressor will cool the intake air and reduce the work consumed by this component. Nebulization and injection of ethanol at admission, a method is used in which the cooling fluid is converted into mist by operation of high pressure nozzles. Evaporation of mist generated in contact with hot concentration decreased the temperature of the air in the cycle entry. Therefore, efficiency and cycle power are increased, and reduce consumption of natural gas, saving the cost of electricity production and returning investment to lower amortization compared to conventional cycle. The methodology used for thermoeconomic analysis is the cost accounting method, also known as the theory of exergetic costs by construction of termoeconômico functional diagram and determining the expressions of exergetic functions. The results show that most irreversibility is in the combustion chamber with 90 kW and economic viability analysis indicates that the optimal selling price of electricity is of 0.391 U\$\$/ kWh for a return on investment of approximately 2 years.

Keywords: Energy, exergoeconomic, electricity cost, cost exergy manufacturing, microturbine.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	12
LISTA DE TABELAS	14
SIMBOLOGIA	15
CAPITULO 1	18
1 INTRODUÇÃO	18
1.1 Objetivos.....	19
1.2 Desenvolvimento do trabalho.....	19
CAPITULO 2	20
2 ESTADO DA ARTE DAS MICROTURBINAS A GÁS	20
2.1 Introdução.....	20
2.2 Retrospectiva histórica	20
2.3 Princípio básico de funcionamento.....	23
2.3.1 Tipos de turbinas a gás	24
2.3.2 Ciclo Brayton.....	25
2.4 Características técnicas dos componentes das microturbinas.....	28
2.4.1 Características típicas das microturbinas.....	28
2.4.2 Componentes da microturbina.....	29
2.5 Biocombustíveis para microturbina a gás.....	32
2.5.1 Biomassa.....	32
2.5.2 Biodiesel	33
2.5.3 Etanol.....	33
2.6 Regimes de operação das microturbinas a gás	34
2.6.1 Operação em paralelo com a rede elétrica.....	34
2.6.2 Operação isolada.....	34
2.6.3 Operação em modo duplo.....	34
2.6.4 Operação com múltiplas unidades e com vários combustíveis	35
2.6.5 Cogeração	35
2.7 Aspectos ecológicos das emissões.....	35
2.7.1 Emissões das microturbinas.....	36
2.7.2 Opções de controle de emissões	37

2.7.3	Degradação causada nas emissões do vapor d' água.....	38
CAPITULO 3		39
3	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	39
3.1	Introdução.....	39
3.2	Surgimento do conceito de exergia	40
3.3	Evolução histórica da análise exergética e suas respectivas técnicas.....	41
3.4	Conceitos da exergia para análise de um volume de controle.....	45
3.4.1	Exergia associada com transferência de trabalho	46
3.4.2	Exergia associada com transferência de calor	46
3.4.3	Exergia associada com a um fluxo de matéria	47
3.5	Componentes da exergia.....	47
3.5.1	Exergia cinética e potencial.....	48
3.5.2	Exergia física	48
3.5.3	Exergia química.....	49
3.6	Análise exergética de processos simples	50
3.6.1	Processo de expansão (turbina)	50
3.6.2	Processo de compressão (compressor e bomba).....	51
3.6.3	Processo de transferência de calor.....	52
3.6.4	Processo de combustão.....	53
CAPITULO 4		54
4	ANÁLISE EXERGOECONÔMICA E DESCRIÇÃO DA BANCADA DE PROJETO .	54
4.1	Introdução.....	54
4.2	Fundamentos de exergoeconomia	54
4.2.1	Contabilidade de custos exergéticos.....	55
4.3	Descrição da bancada	56
4.3.1	Microturbina e sistema de aquisição de dados	56
4.3.2	Nebulizador de etanol.....	56
4.4	Diagrama do processo	60
4.4.1	Nebulizador	61
4.4.2	Evaporador.....	61
4.4.3	Compressor.....	61
4.4.4	Câmara de combustão.....	61

	10
4.4.5 Turbina a gás	62
4.4.6 Chaminé.....	62
4.4.7 Sensores	63
CAPITULO 5	65
5 EXERGEOCONÔMIA NA MICROTURBINA A GÁS COM INJEÇÃO DE ETANOL NO COMPRESSOR.....	65
5.1 Diagrama físico.....	65
5.1.1 Linha 1	65
5.1.2 Linha 2.....	65
5.1.3 Linha 3.....	65
5.1.4 Linha 4a	66
5.1.5 Linha 4b.....	66
5.1.6 Linha 5.....	66
5.1.7 Linha 6.....	66
5.1.8 Linha 7.....	66
5.1.9 Linha 8.....	66
5.1.10 Linha 9.....	66
5.2 Balanço de energia aplicada no processo	68
5.2.1 Nebulizador	68
5.2.2 Evaporador.....	68
5.2.3 Compressor.....	69
5.2.4 Câmara de combustão.....	70
5.2.5 Turbina a gás	71
5.2.6 Regenerador.....	72
5.3 Balanço exergético aplicado no processo	73
5.3.1 Nebulizador	73
5.3.2 Evaporador.....	73
5.3.3 Compressor.....	74
5.3.4 Câmara de combustão.....	75
5.3.5 Turbina a gás	75
5.3.6 Regenerador.....	76
5.4 Cálculo das irreversibilidades.....	77
5.5 Diagrama funcional termoeconômico	78

	11
5.5.1 Determinação das expressões para as funções exergéticas	78
5.6 Cálculo do custo de manufatura exergético. <i>CMEX</i>	82
5.6.1 Cálculo do custo de eletricidade. <i>Celec</i>	82
5.6.1.1. Custo do Combustível. <i>Ccom</i>	82
5.6.1.2. Custo do investimento. <i>CInv</i>	83
5.6.1.3. Custo de manutenção. <i>Cman</i>	83
5.6.1.4. Custo de operação. <i>Cop</i>	84
5.6.2 Análise de sensibilidade	88
5.7 Receita anual.....	93
CAPITULO	98
6 CONCLUSÃO	98
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	100
APÊNDICE A	105
APÊNDICE B.....	107
APÊNDICE C.....	109
APÊNDICE D	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Turbina a gás desenvolvido por John Barber. Fonte: Dias (2011).	21
Figura 2.2 - Turbina a gás de Frank Whittle. Fonte: Alencar (2007).	22
Figura 2.3 - Pratt & Whitney, JT3. Fonte: Giampaolo (2011).	22
Figura 2.4 - Microturbinas da Agência de Projetos de Pesquisa Avançada da Defesa por M-Dot Aerospace. Fonte: Soares (2011).	23
Figura 2.5 - Turbina a gás industrial General Electric Model Series (MS)5000. Fonte: Giampaolo (2011).	24
Figura 2.6 - Turbina a gás aeroderivativas. General Electric Company. Model CF6-80C2. ...	24
Figura 2.7 - Exemplo das turbinas a gás aeroderivativas. Fonte: Lora e Nascimento (2004). Adaptado.	25
Figura 2.8 - Turbina a gás. Ciclo aberto.	26
Figura 2.9 - Turbina a gás. Ciclo fechado.	26
Figura 2.10 - Turbina a gás. Ciclo regenerativo.	27
Figura 3.1 - Rendimento e destruição da exergia dos componentes do ciclo ABC.	43
Figura 3.2 - Comparação histograma das três configurações. Fonte: Casseti et al (2014). Adaptado.	44
Figura 3.3 - Eficiência exergética dos componentes da turbina a gás LM6000.	44
Figura 3.4 - Superfície de controle de uma turbina adiabática.	50
Figura 3.5 - Superfície de controle do compressor adiabático.	51
Figura 3.6 - Superfície de controle trocador de calor.	52
Figura 3.7 - Superfície de controle da câmara de combustão.	53
Figura 4.1 - Volume de controle de um sistema em regime permanente.	55
Figura 4.2 - Esquema do dispositivo de nebulização de etanol. Fonte: Perez (2015). Adaptada.	57
Figura 4.3 - Dispositivo de nebulização de etanol. Fonte: Perez (2015). Adaptada.	58
Figura 4.4 - Montagem do dispositivo de nebulização na microturbina. Fonte: Perez (2015). ..	59
Figura 4.5 - Filtro e posição do filtro na bancada.	59
Figura 4.6 - Distância do ponto de injeção até a entrada da microturbina. Fonte: (Perez, 2015). Adaptada.	60
Figura 4.7 - Diagrama da bancada.	60
Figura 4.8 - Injetores da câmara de combustão e bico ignitor da combustao.	62
Figura 4.9 - Chaminé e termopar de temperatura.	62

Figura 4.10 - Tubo de pitot (Sensor N° 1).	63
Figura 4.11 - Sensor N° 2. Temperatura de resfriamento.	64
Figura 4.12 - Sensor N° 3 e N° 4.	64
Figura 5.1 - Diagrama físico.....	67
Figura 5.2 - Volume de controle do nebulizador.....	68
Figura 5.3 - Volume de controle do evaporador.....	68
Figura 5.4 - Volume de controle no compressor.	69
Figura 5.5 - Volume de controle da câmara de combustão.	70
Figura 5.6 - Volume de controle da turbina a gás.	72
Figura 5.7 - Volume de controle do regenerador.....	72
Figura 5.8 - Balanço exergetico no nebulizador.....	73
Figura 5.9 - Balanço de exergia no evaporador.....	74
Figura 5.10 - Balanço exergetico do compressor.	74
Figura 5.11 - Balanço exergetico na câmara de combustão.	75
Figura 5.12 - Balanço exergetico da turbina a gás.	75
Figura 5.13 - Balanço exergetico do regenerador.....	76
Figura 5.14 - Diagrama funcional termoeconômico.....	79
Figura 5.15 - Diagrama de custo de manufatura exergetico.....	82
Figura 5.16 - Custo de eletricidade para 7800 h de operação. Sistema de resfriamento.	86
Figura 5.17 - Custo de eletricidade para 7800 h de operação. Ciclo convencional.....	87
Figura 5.18 - Custo de manufatura exergetico para 7800 h de operação. Sistema de resfriamento.	87
Figura 5.19 - Custo de manufatura exergetico para 7800 h de operação. Ciclo convencional.....	88
Figura 5.20 - Custo de eletricidade variando as horas de operação para $r = 8\%$. Sistema de resfriamento.	89
Figura 5.21 - Custo de eletricidade variando as horas de operação para $r = 8\%$. Ciclo convencional.....	89
Figura 5.22 - Custo de manufatura exergetica variando as horas de operação para $r = 8\%$	90
Figura 5.23 - Custo de manufatura exergetica variando as horas de operação para $r = 8\%$	90
Figura 5.24 - Custo de eletricidade variando investimento para $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Sistema de resfriamento.	91
Figura 5.25 - Custo de eletricidade variando investimento para $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Ciclo convencional.....	91
Figura 5.26 - Custo de manufatura exergetico variando investimento, $r = 8\%$ e $H = 7800$ h.	92

Figura 5.27 - Custo de Manufatura exergetico variando investimento, $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. .	92
Figura 5.28 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,326$ kW/h. Sistema de resfriamento.	93
Figura 5.29 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,326$ kW/h. Ciclo convencional.	94
Figura 5.30 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,336$ kW/h. Sistema de resfriamento.	94
Figura 5.31 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,336$ kW/h. Ciclo convencional.	95
Figura 5.32 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,342$ kW/h. Sistema de resfriamento.	95
Figura 5.33 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,342$ kW/h. Ciclo convencional.	96
Figura 5.34 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,391$ kW/h. Sistema de resfriamento.	96
Figura 5.35 - Receita anual. $P_{\text{velec}} = 0,391$ kW/h. Ciclo convencional.	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Vantagens e características de projeto das microturbinas (Perez, 2015). Adaptada.	29
Tabela 2.2 - Características dos compressores (Boyce, 2002).	30
Tabela 3.1 - Evolução histórica do termo exergia.	42
Tabela 4.1 - Partes do dispositivo de nebulização de etanol.	58
Tabela 5.1 - Resumo da exergia físicas e químicas das principais do processo.....	76
Tabela 5.2 - Cálculo de irreversibilidades do processo.	77
Tabela 5.3 - Cálculo das funções exergeticas.....	81
Tabela 5.4 - Custo de manufatura exergetico.US\$ 1 = R\$. 3,56.	84

SIMBOLOGIA

g	<i>Aceleração da gravidade [m/s²]</i>
Z_0	<i>Altitude [m]</i>
c_p	<i>Calor específico a pressão constante [kJ/kg-K]</i>
R_u	<i>Constante universal dos gases [kJ/kg K]</i>
R	<i>Constante universal do gás perfeitos [kJ/kmol K]</i>
C	<i>Custo específico [US\$/kWh]</i>
C	<i>Custo [US\$]</i>
C_{CI}	<i>Custo associado ao capital de investimento [US\$]</i>
C_{Op}	<i>Custo associado à operação [US\$/h]</i>
C_{Inv}	<i>Custo associado ao investimento [US\$/h]</i>
C_{comb}	<i>Custo de combustível [US\$/h]</i>
C_{elec}	<i>Custo de eletricidade na base exergética [US\$/kWh]</i>
$C_{C_2H_6O}$	<i>Custo de etanol [US\$/kWh]</i>
C_{GN}	<i>Custo do gás natural [US\$/kWh]</i>
CM_{EX}	<i>Custo de manufatura exergético [US\$/h]</i>
E	<i>Energia [J]</i>
h	<i>Entalpia específica [kJ/kg]</i>
S	<i>Entropia de saída [kW/K]</i>
e_f	<i>Exergia física específica [kJ/kg]</i>
e^o	<i>Exergia química padrão [kJ/kg]</i>
e_q	<i>Exergia química específica [kJ/kg]</i>
f	<i>Fator de anuidade [1/ano]</i>
y_i	<i>Fração molar da i-ésima substância</i>
x_i	<i>Fração mássica da i-ésima substância</i>
\dot{E}	<i>Fluxo de exergia [kW]</i>
Y	<i>Função exergética em base incremental [kW]</i>
$Y_{i,j}$	<i>j-ésima entrada à i-ésima unidade [kW]</i>
$Y_{i,k}$	<i>k-ésima saída da i-ésima unidade [kW]</i>
Y_{GN}	<i>Função exergética do gás natural [kW]</i>
$Y_{C_2H_6O}$	<i>Função exergética do etanol [kW]</i>
H	<i>Horas de funcionamento durante o ano [h/ano]</i>

\dot{I}	<i>Irreversibilidade [kW]</i>
I	<i>Investimento [US\$]</i>
P	<i>Pressão do sistema [kPa]</i>
P_o	<i>Pressão ambiente [kPa]</i>
PV_{elec}	<i>Preço de venda de eletricidade [US\$/kWh]</i>
\dot{W}	<i>Potência [kW]</i>
k	<i>Período de amortização [anos]</i>
RA	<i>Receita anual [US\$/ano]</i>
W	<i>Trabalho específico [kJ/kg]</i>
\dot{Q}	<i>Taxa de transferência de Calor [kW]</i>
r	<i>Taxa anual de Juros [%]</i>
T	<i>Temperatura [K]</i>
T_o	<i>Temperatura ambiente [K]</i>
T_b	<i>Temperatura na fronteira [K]</i>
t	<i>Tempo [s]</i>
V	<i>Volume [m³]</i>
\dot{m}	<i>Vazão de massa [kg/s]</i>

Siglas

ABC	Air bottoming cycle
ANP	Agencia nacional de petróleo
APU's	Unidade de potência auxiliar
VOC	Compostos orgânicos voláteis
DPC	Controlador de potência digital
CLP	Controlador lógico programável
SO ₂	Dióxido de enxofre
GRI	Instituto de pesquisa de gasificação
UHC	Hidrocarbonetos não queimados
HPC	High pressure compressor
HPT	High pressure turbine
LPC	Low pressure compressor
LPT	Low pressure turbine

CO	Monóxido de carbono
GTE	Motor de turbina a gás
NO _x	Óxidos de nitrogênio
PCI	Poder calorífico inferior
RPM	Revolução por minuto

Letras gregas

n	Eficiência exergética
σ	Entropia produzida pela irreversibilidade interna
α	Excesso de ar
Δ	Varição

CAPITULO 1

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos tempos, o nível de produção de energia está em mudanças significativas. A expressão geração distribuída é definida como uma tecnologia de geração de eletricidade, que está situada próxima ao local de consumo. Uma das tecnologias mais inovadoras atualmente previstas para a geração distribuída são as microturbinas, principalmente por causa de seu tamanho e flexibilidade (Gomes, 2002).

As microturbinas a gás são de pequeno porte e operam na faixa de 25 até 500 kW de potência, possuindo em geral um trocador de calor que recupera o calor e aumenta a eficiência do ciclo (Ramirez, 2008). Neste contexto, surge à necessidade de estudar o ciclo Brayton, o funcionamento das microturbinas a gás, bem como a diminuição da poluição dos combustíveis fósseis nos gases de exaustão. Logo, pretende-se aumentar a eficiência termodinâmica e minimizar o consumo de combustíveis para o processo de combustão.

Os biocombustíveis, gasosos ou líquidos criados a partir dos produtos orgânicos naturais de origem vegetal ou animal, começa a ser de interesse para pesquisas pelo fato de serem menos poluentes em comparação com os combustíveis fósseis. Assim, estes combustíveis orgânicos devem ser capazes de produzir o máximo ganho de energia e conservar as características de projeto da microturbina a gás.

Existem métodos que permitem o aumento da potência pelo resfriamento do ar que entra no compressor. Entre estes métodos está o método evaporativo de nebulização, denominado fogging, na qual a água é pulverizada e convertida em névoa através de bicos injetores de alta pressão. O resfriamento ocorre quando esta névoa é misturada com o ar quente e o etanol, principalmente pelas propriedades do etanol, como baixa pressão de vapor e elevadas entalpias de vaporização.

A necessidade de minimizar os custos para a produção de energia faz com os ciclos termodinâmicos precisem ser avaliados pela Segunda Lei da Termodinâmica. A exergia permite determinar nos processos reais as irreversibilidades e/ou perdas do sistema, relacionando-as diretamente com a Análise Termoeconômica, o método utilizado na análise desta pesquisa será o método de contabilidade de custos, também conhecida como a teoria de custos exergéticos, mediante a determinação das funções exergéticas do processo. Estas funções são definidas pelos incrementos exergéticos de cada unidade do processo, e permitem

calcular o custo de manufatura exergetica e custo da producao de energia eletrica, que contribuem para otimizar as unidades do processo.

1.1 Objetivos

O objetivo principal desta dissertação de mestrado é realizar uma análise termoeconômica na microturbina Capstone C30 com ciclo Brayton regenerativo, mediante a injeção de etanol na entrada do compressor.

Além disso, dois objetivos específicos foram traçados para atingir o objetivo principal deste trabalho.

I. Modificação e melhoria da eficiência do ciclo Brayton regenerativo, mediante o resfriamento dos gases que ingressam na câmara de combustão.

II. Análise exergetica do ciclo Brayton regenerativo com injeção de etanol na entrada do compressor.

1.2 Desenvolvimento do trabalho

Neste trabalho é apresentada no Capítulo 1 uma introdução do presente trabalho, abordando os objetivos e a estruturação do mesmo.

O Capítulo 2 mostra uma introdução do conceito de microturbina a gás, citando as principais etapas que levariam a criação da primeira microturbina.

No Capítulo 3, define-se o conceito da análise exergetica, surgimento da exergia, a evolução histórica e suas respectivas técnicas, aplicando os conceitos para analisar distintos volumes de controle, definindo as diferentes componentes da exergia e seus processos.

Posteriormente, o Capítulo 4 mostra os principais critérios da análise exergoeconômica aplicada a sistemas de geração de calor e potência, seguida dos fundamentos da exergoeconômica e da contabilidade de custos exergeticos, finalizando com a descrição da bancada experimental utilizada nos cálculos do projeto.

No Capítulo 5, são apresentados os resultados da análise termoeconômica do ciclo Brayton regenerativo com injeção do etanol na entrada do compressor, definindo o diagrama físico do sistema, balanço de energia e balanço de exergia aplicado aos componentes da microturbina Capstone C30, de modo a obter as irreversibilidades do sistema e sucessivamente as expressões das funções exergeticas junto aos custos de manufatura exergetica e produção de energia eletrica. Finalmente, no Capítulo 6 são apresentados os resultados e as conclusões da pesquisa.

CAPITULO 2

2 ESTADO DA ARTE DAS MICROTURBINAS A GÁS

Este capítulo 2 mostra uma introdução do conceito das microturbina a gás, mencionando as principais etapas para a criação da primeira microturbina a gás a partir da retrospectiva histórica realizada. Também, aborda-se o princípio básico de funcionamento das microturbinas, e suas características técnicas dos componentes, são mostrados os combustíveis utilizados nestas máquinas e os aspectos ecológicos desta turbomáquina.

2.1 Introdução

A geração distribuída não é um conceito novo, pois até o momento que a eletricidade foi introduzida como uma alternativa comercial, principalmente a energia era gerada próxima ao local de consumo. Desde o início de sua produção em grande escala, a eletricidade compete com o gás natural. A produção e o transporte do gás foram à primeira fonte de energia a ser centralizada na indústria moderna de energia (Gomes, 2002).

O interesse no mercado de energia estacionária se espalhou na década dos 80, e se acelerou nos anos 90 com sua reutilização no mercado automobilístico através dos veículos híbridos e para a geração distribuída.

As microturbinas são exemplos de uma tecnologia de geração distribuída em pequena escala, que fornece energia elétrica e térmica como fonte independente. As microturbinas são adequadas para uso nas áreas de difícil acesso, como nova estrutura de mercado, com a possibilidade de atrair os pequenos consumidores de energia, tornando-as alvo de intensas pesquisas (Ramírez, 2008).

2.2 Retrospectiva histórica

O desenvolvimento e evolução das turbinas a gás, sempre estiverem próximos dos avanços obtidos pelo sistema a vapor, seja pela proximidade cronológica ou pela grande semelhança entre seus principais componentes. Alguns exemplos destas máquinas podem ser notados na história da humanidade, basicamente utilizando os gases quentes como fluido de trabalho (Dias, 2011).

John Barber tinha várias patentes, cuja mais notável foi à turbina a gás, a qual foi patenteada em 1791, porem sem sucesso, ilustrada na Figura 2.1 (Alencar, 2007).

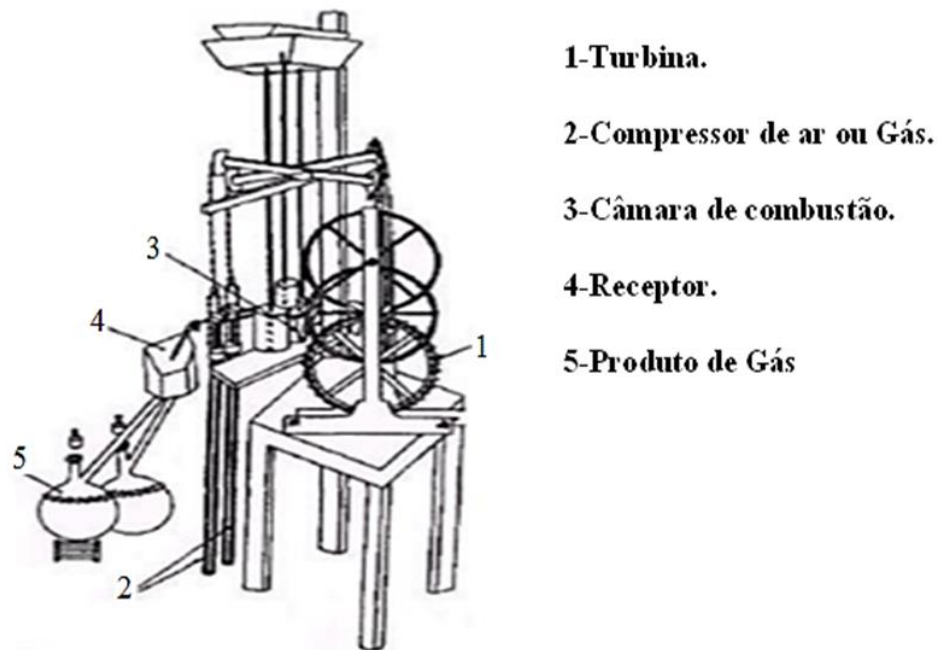


Figura 2.1 - Turbina a gás desenvolvido por John Barber. Fonte: Dias (2011).

Em 1791, John Barber empregaria os gases quentes como fonte de energia. Estes gases eram produzidos a partir do aquecimento do carvão que era queimado e misturado com o ar comprimido, produzindo um jato de alta velocidade que impulsionava as lâminas radiais da turbina (Giampaolo, 2011).

Em 1892, Stolze desenvolveu uma turbina de ar quente, a qual foi fabricada nos anos 1900, mas não produzia potência. Em 1903, René Armengaud e Charles Le Mal, constroem uma turbina a gás capaz de produzir potência equivalente a 8 kW, de acordo com o conhecimento atual dos componentes aerodinâmicos. Os primeiros turbos compressores axiais foram construídos no ano 1926. Griffith estabeleceu os princípios básicos da teoria do projeto aerodinâmico para compressores e turbinas (Giampaolo, 2011).

Todas estas patentes não eram relevante até 1930, quando na Grã-Bretanha Frank Whittle desenvolveu e patenteou, o uso do reator como um meio de propulsão. Em 1937, ele adota o conceito da turbina a gás de Jens William/Egidius Elling e apresenta o modelo para turbo jato, que é mostrado na Figura 2.2 (Alencar, 2007).

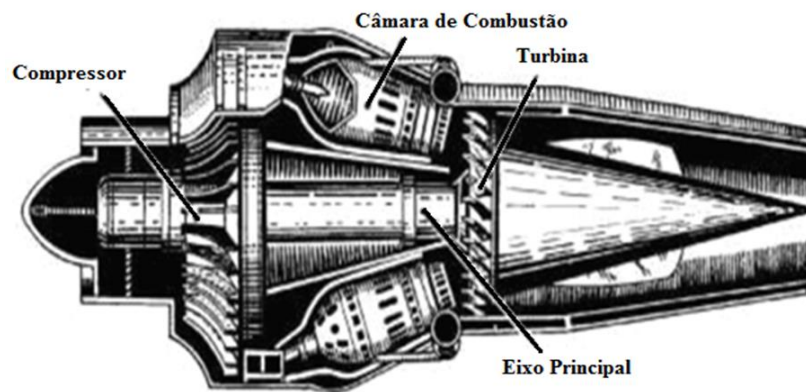


Figura 2.2 - Turbina a gás de Frank Whittle. Fonte: Alencar (2007).

Em 1939, Heinkel construiu o primeiro avião com motor a jato utilizando gás. No entanto, a maior velocidade contribuiu para o surgimento de novos problemas aerodinâmicos. Após a Guerra da Coreia, a Pratt & Whitney projetou o motor de avião JT3, citado na Figura 2.3 (Giampaolo, 2011).

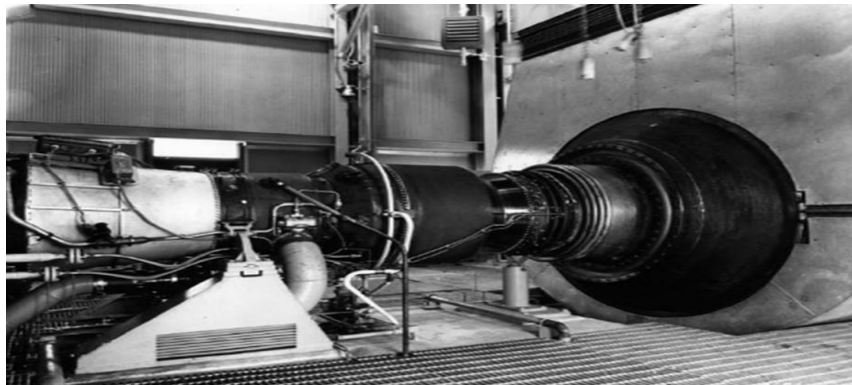


Figura 2.3 - Pratt & Whitney, JT3. Fonte: Giampaolo (2011).

Em 1950, o projetista FR Bell e o engenheiro Maurice Wilks, apresentam o primeiro carro movimentado por turbina a gás, tendo o motor colocado atrás das poltronas, à entrada do ar para o motor pelos lados do carro e o escapamento dos gases de exaustão pela parte superior do portamala. Durante os testes, o carro atingiu o topo da velocidade para a época com 140 km/h e a turbina quanto a 50.000 RPM. Ainda, utilizando como combustível o óleo diesel, sua fabricação foi insustentável por causa do elevado consumo de combustível, este carro permanece atualmente em exibição no Museu de Ciência de Londres (Soares, 2011).

Em 1967, Kurt Schreckling iniciou a fabricação pela DARPA das microturbinas a gás, de potência inferior a 5 kW, para acionamento de aeromodelos, ilustrado pela Figura 2.4.

Na mesma época, a microturbina a gás era utilizada como unidades auxiliares de potência em aviões, sendo conhecidas como APU's: Auxilary Power Unity (Soares, 2011).



Figura 2.4 - Microturbinas da Agência de Projetos de Pesquisa Avançada da Defesa por M-Dot Aerospace.
Fonte: Soares (2011).

O nascimento das microturbinas atribui-se aos engenheiros Robin MacKay e Jim Noe, que criaram uma empresa chamada NOMAC, para a produção de pequenas turbinas, a qual se estabelece no ano 1988. Como pequena empresa, NOMAC decidiu solicitar apoio financeiro a Gás Research Institute (GRI), empresa conhecida pelo nome de Capstone Turbine. Capstone é justamente considerado o criador da microturbina. Em dezembro de 1998, começa a comercialização das unidades disponíveis e confiáveis. A revista Fortune Magazine, publica um artigo em abril de 1996, e prematuramente elogia o começo das microturbinas citando-as como: casa de máquinas em miniatura (Kolanowski, 2004).

A grande maioria das turbinas a gás está presentes nos motores a jato, turbo hélices e motores de turbina. Reconhecida pela alta relação potência/peso, extrema confiabilidade e baixa manutenção, estes motores dominam a indústria aeronáutica (Kolanowski, 2004).

2.3 Princípio básico de funcionamento

A turbina a gás é um motor de combustão interna, que utiliza os gases de exaustão provenientes da queima na câmara de combustão e que depois são expandidos na própria turbina. O ciclo termodinâmico que representa a turbina a gás simples é o ciclo Brayton (Brunetti, 2012).

2.3.1 Tipos de turbinas a gás

Existem dois tipos de turbinas a gás, as aeroderivativas e as industriais. Embora, elas compartilhem muitas semelhanças, há características na qual suas diferenças fazem delas mais adequada para determinadas aplicações. A diferença mais ressaltante entre elas é o tamanho da construção da turbina de gás industrial como mostra na Figura 2.5 em comparação com o tamanho das aeroderivativas da Figura 2.6 (Giampaolo, 2011).

As turbinas aeroderivativas, são constituídas de um gerador de gás e uma turbina livre, ou de potência, cujo gerador de gás é modificado para a queima do combustível. Estas turbinas caracterizam-se por ser mais eficientes, possuir maior confiabilidade, ocupar pouco espaço, utilizar câmara de combustão tipo anular, menor relação peso/potência e flexibilidade na manutenção (Giampaolo, 2011).

As turbinas tipo industrial foram projetadas para aplicação estacionária e são conhecidas pela sua robustez, flexibilidade no uso de combustível, alta confiabilidade e baixo custo (Maldonado, 2005).

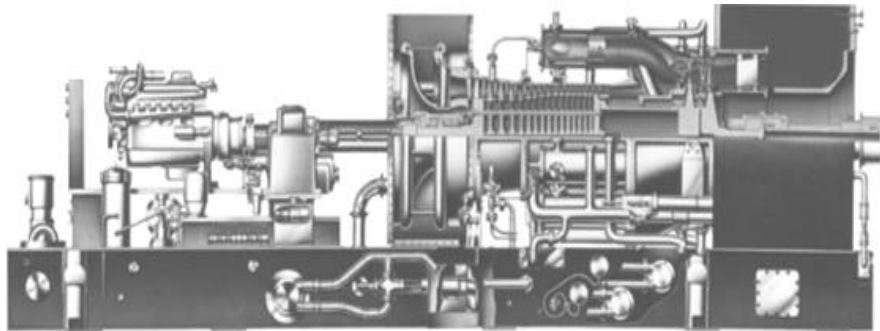


Figura 2.5 - Turbina a gás industrial General Electric Model Series (MS)5000. Fonte: Giampaolo (2011).

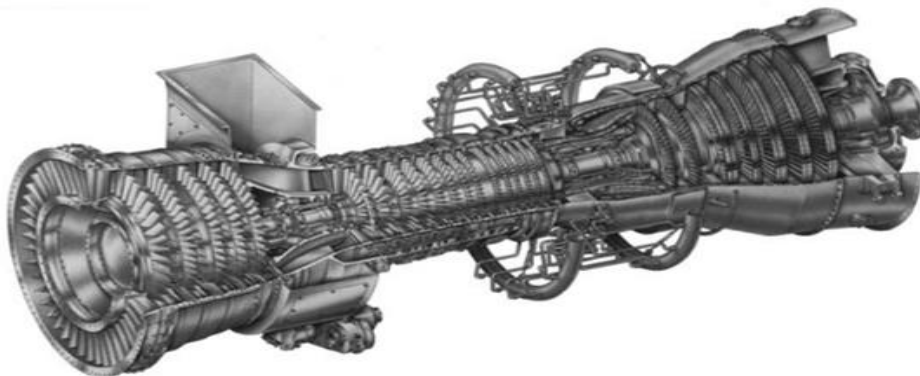


Figura 2.6 - Turbina a gás aeroderivativas. General Electric Company. Model CF6-80C2.

Fonte: Giampaolo, (2011).

As turbinas aeroderivativas são oriundas das turbinas aeronáuticas que são modificadas no projeto. É mais econômico modificar turbinas a gás aeronáuticas para fins industriais, que projetar e desenvolver uma totalmente nova (Lora e Nascimento, 2004).

Existem configurações da turbina a gás de um, dois e três eixos, com ou sem turbina livre. Na configuração sem turbina livre, parte da potência da turbina é fornecida ao compressor e o restante ao eixo. É muito utilizada em operação que exige velocidade e carregamento constante, como é o caso da geração elétrica.

A finalidade de ter mais de um eixo é aumentar a estabilidade da máquina, tentando impedir que ela entre na região do surge do compressor (Lora e Nascimento, 2004). Alguns exemplos das turbinas a gás aeroderivativas são mostrados na Figura 2.7.

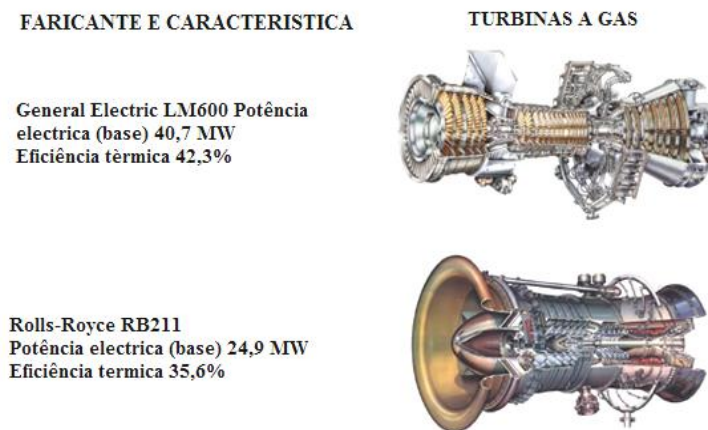


Figura 2.7 - Exemplo das turbinas a gás aeroderivativas. Fonte: Lora e Nascimento (2004). Adaptado.

2.3.2 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton foi proposto por George Brayton pela primeira vez para um motor alternativo que queimava óleo, desenvolvido no ano de 1870. As turbinas a gás geralmente operam em ciclo aberto (Çengel et al,2013), descrito com maiores detalhes a seguir.

- **Ciclo Aberto**

No ciclo aberto, entra ar em condições ambientes na direção do compressor, onde a temperatura e a pressão são incrementadas. O ar a alta pressão segue na direção da câmara de combustão, onde o combustível se queima a pressão constante. Os gases entram a turbina onde se expande até a pressão atmosférica, produzindo potência. Os gases de exaustão que saem da turbina são expulsos para o ambiente (não recircular), fazendo que o ciclo seja classificado como ciclo aberto (Çengel et al, 2013). O ciclo aberto utiliza um processo de combustão interna. Os ciclos reais das turbinas a gás são ciclos abertos, porque devem

continuamente introduzir ar novo para alimentar o compressor (Wark et al, 2001). O detalhe do ciclo aberto é mostrado na Figura 2.8.

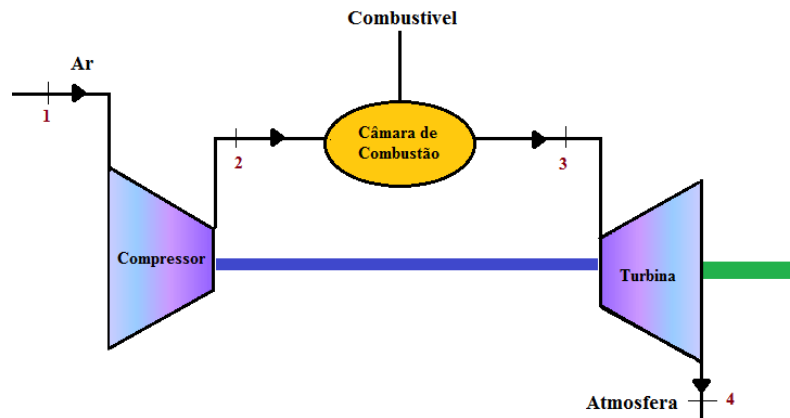


Figura 2.8 - Turbina a gás. Ciclo aberto.

- **Ciclo Fechado**

Em um ciclo fechado os processos de compressão e expansão permanecem iguais, mas o processo de combustão é substituído pela adição de calor à pressão constante a partir da fonte externa, e o processo de exaustão por um processo de rejeito de calor a pressão constante para o ambiente (Çengel et al, 2013).

O ciclo fechado utiliza dois processos de transferência de calor (Van Wylen et al, 2003). Este ciclo se compõe de quatro processos internamente reversíveis: compressão adiabática, transferência de calor a pressão constante, expansão adiabática, transferência de calor a pressão constante. Portanto, a compressão e a expansão são processos isentrópicos, e o processo real de combustão é substituído por um processo de transferência de calor (Wark et al, 2001). O detalhe do ciclo fechado é mostrado na Figura 2.9.

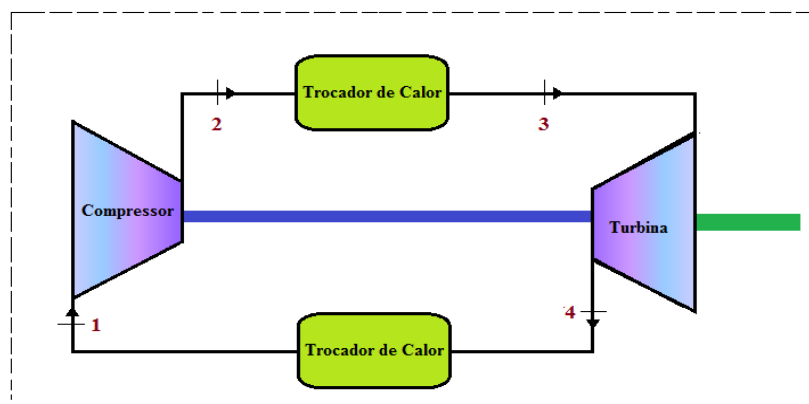


Figura 2.9 - Turbina a gás. Ciclo fechado.

- **Ciclo Regenerativo**

Nos motores das turbinas a gás, as temperaturas dos gases de saída da turbina, em geral, são consideravelmente maiores que a temperatura do ar que sai do compressor (Çengel et al, 2013). Uma maneira de modificar o ciclo básico da turbina a gás com a finalidade de acrescentar o rendimento térmico, se fundamenta no conceito de regeneração (Wark et al, 2001).

O ar é comprimido pelo compressor e passa na câmara de combustão, onde é misturado junto a combustível e queimado dentro dela. Saindo da câmara de combustão, o gás quente resultante é direcionado para o rotor da turbina, onde é expandido, fornecendo a potência de eixo para o acionamento do compressor, e potência útil para o acionamento do gerador elétrico ou outro equipamento (Alencar, 2007).

A eficiência térmica do ciclo Brayton aumenta como resultado da regeneração, devido a uma pequena parte da energia dos gases exaustão, que é utilizada para pré-aquecer o ar que entra na câmara de combustão (Çengel et al, 2013). O detalhe do ciclo regenerativo é mostrado na Figura 2.10.

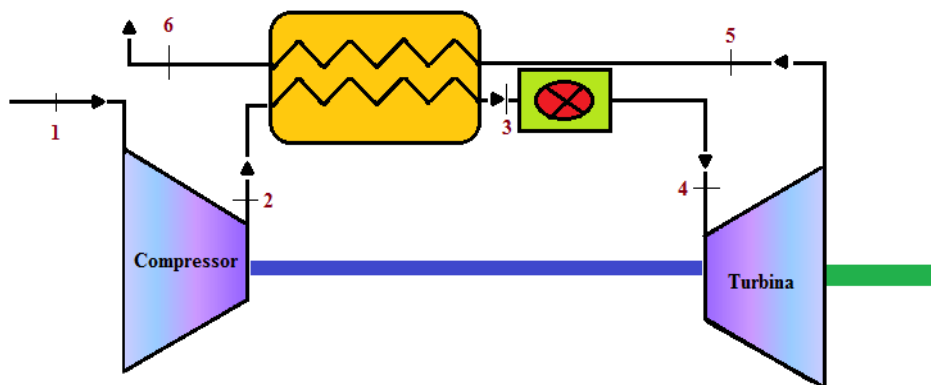


Figura 2.10 - Turbina a gás.Ciclo regenerativo.

Deve-se mencionar que é possível alcançar rendimentos maiores utilizando regeneradores com áreas maiores de transferência de calor. Entretanto, isso também aumenta a perda da carga no escoamento, o que representa uma perda no ciclo. Assim, tanto a perda da carga como a eficiência do regenerador devem ser consideradas na determinação do regenerador que fornece rendimento térmico máximo para o ciclo, (Van Wylen et al, 2003).

Um regenerador com uma eficiência maior consome uma menor quantidade de combustível, porque pré-aquece o ar a uma temperatura mais elevada antes da combustão.

Para obter-se uma maior eficiência, torna-se necessário o uso de um regenerador maior, o que implica um custo superior e maior caída de pressão (Çengel et al, 2013).

A máxima potência útil fornecida pela turbina a gás está limitada pela temperatura que suporta o material da turbina, associada às tecnologias de resfriamento e pela vida útil requerida (Lora e Nascimento, 2004).

- **Microturbina**

Microturbinas são turbinas a gás de pequeno porte, concebidas para operar na faixa de 25 - 500 kW de potência e que geralmente possuem um trocador de calor interno para a recuperação de calor (regenerador) para melhorar a eficiência termodinâmica (Perez, 2015).

As microturbinas possuem o mesmo princípio de funcionamento das turbinas a gás (ciclo Brayton). É composta pelos seguintes processos: ar que entra é comprimido num compressor radial (centrífugo) e pré-aquecido no recuperador de calor com os gases de exaustão da turbina. O ar aquecido a partir do recuperador é misturado com o combustível na câmara de combustão e queimado (Soares, 2011).

2.4 Características técnicas dos componentes das microturbinas

Os componentes básicos de uma microturbina são: compressor, turbina, regenerador, e câmara de combustão. As peças mais importantes da microturbina são o compressor e a turbina, que é normalmente incorporada sobre um único eixo com o gerador elétrico. O eixo é suportado por dois (ou mais) rolamentos de alta velocidade. As turbinas de único eixo tem só um movimento de eixo, que possui potência aos mais baixos custos de manutenção e maior viabilidade, do que as turbinas com dois ou mais eixos (Soares, 2011).

Existem também versões de microturbina de dois eixos, a turbina no primeiro eixo apenas aciona o compressor, enquanto a segunda turbina tem um segundo eixo que movimenta a caixa das velocidades e o gerador elétrico convencional produzindo 50 ou 60 Hz (Soares, 2011).

2.4.1 Características típicas das microturbinas

As microturbinas apresentam geralmente as seguintes características: compressor, turbina radial de simples estágio, baixa razão da pressão (tipicamente razão de 3 até 5), velocidade de rotação muito alta (25.000 a 120.000 rpm), uso mínimo de sistemas de esfriamento das pás ou do rotor, recuperação de calor do exaustor para pré-aquecimento do ar

o uso de materiais de baixo custo de produção (Maldonado, 2005). A Tabela 2.1, mostra as vantagens e características de projeto das microturbinas.

Tabela 2.1 - Vantagens e características de projeto das microturbinas (Perez, 2015). Adaptada.

<i>Características de Projeto</i>	<i>Vantagens</i>
<i>Vida útil e confiabilidade:</i>	A vida útil das microturbinas é estimada em um intervalo de 4.0000 a 8.0000 horas. Unidades instaladas têm demonstrado confiabilidade em serviço comercial.
<i>Modularidade:</i>	As unidades podem ser ligadas em paralelo a cargas maiores para fornecer energia confiabilidade
<i>Operação em cargas parciais:</i>	Microturbinas podem trabalhar a cargas parciais quando a potência de saída é reduzida, isto se consegue abaixando o fluxo de massa e temperatura de combustão, embora a eficiência em carga parcial seja baixa do que a eficiência em plena carga.
<i>Produção de energia térmica utilizável:</i>	As microturbinas produzem calor residual nos gases de escape em um rango de temperaturas entre 200 e 350°C, o qual é adequado para o abastecimento de energia térmica a uma variedade de indústrias.

2.4.2 Componentes da microturbina

- **Compressor**

A função do compressor é elevar a pressão do ar utilizando parte da potência entregue pela turbina. Os tipos de compressores comumente empregados pelas microturbinas são do tipo axial e centrífugo ou radial. Seus componentes básicos são o rotor, o difusor e a carcaça.

O rotor contém inúmeras pás, que a partir do movimento de rotação transferem energia mecânica para o ar ou fluido de trabalho. Quanto ao difusor, possui um sistema de aletas que reproduzem passagens divergentes que desaceleram o ar, aumentando a pressão. A

parte fixa, denominada carcaça, é responsável da estrutura física que envolve o conjunto (Boyce, 2002). As características dos compressores são apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Características dos compressores (Boyce, 2002).

<i>Tipos de compressores</i>	<i>Relação de Pressão</i>			<i>Eficiência</i>	<i>Intervalo de operação</i>
	Industrial	Aeroespacial	Projeto		
Centrifugo	1,2-1,9	2,0-7,0	13	75-87%	Extensão 25%
Axial	1,05-1,3	1,1-1,45	2,1	80-91%	Limite 3-10%

- **Compressor axial**

O compressor axial é o mais utilizado pelas microturbinas (potência de 30 e 500 kW). Trabalha com pequenas e médias vazões de ar, além de uma razão de pressão típica de 3:1, podendo atingir 12:1 em modelos experimentais. Consiste em um rotor e uma carcaça que contém um difusor. O ar aspirado é impulsionado ao longo do rotor devido à sua alta rotação. A velocidade do fluido é convertida em pressão no mesmo roto. Na saída do compressor, o difusor converte outra parte dessa energia cinética em pressão (Maldonado, 2005).

- **Compressor centrifugo**

Em geral, os compressores centrífugos se empregam para maiores relações de compressão e menores vazões. O compressor centrífugo consiste basicamente em rotor, que está no interior de uma carcaça que contém outro componente fundamental, que é o difusor. (Boyce, 2002).

O ar é aspirado e impulsionado ao longo do rotor, devido a sua elevada rotação. A velocidade do fluido é convertida parcialmente em pressão no mesmo rotor. Em seguida, na saída do compressor, o ar passa pelo difusor, onde outra parte da velocidade é convertida em pressão. Geralmente, projeta-se o compressor de maneira que a metade da pressão final seja produzida no rotor, e a outra metade no difusor (Boyce, 2002).

- **Turbina**

A turbina fornece potência para acionar o compressor e o gerador elétrico que está acoplado ao conjunto compressor-turbina, cuja finalidade é extrair a energia dos gases quentes que deixam a câmara de combustão, expendendo-os para uma pressão e temperatura mais baixa. A turbina pode ser radial ou axial com vários estágios; cada um desses estágios possui um estator e um rotor. O número de estágios depende da relação entre a potência necessária, a rotação e o diâmetro (Soares, 2011).

A principal característica das microturbinas é o uso de compressor e a turbina de fluxo radial. Com o compressor radial é possível atingir-se razões de pressão entre 3 e 4:1 em um único estágio, enquanto que em um compressor axial seria necessários cerca de quatro estágios. Para razões de pressão mais altas, deve-se usar mais de um estágio, o que aumenta a complexidade do projeto. Entre tanto, a maioria das turbinas a gás com potência nominal abaixo de 100 kW usa turbinas radiais e todas as turbinas a gás dessa classe usam compressores radiais (Gomes, 2006).

- **Câmara de combustão**

A câmara de combustão tem a finalidade de queimar uma quantidade de combustível fornecida pelo injetor, com uma grande quantidade de ar proveniente do compressor e liberar o calor, de tal maneira que o ar é expandido e acelerado para dar uma corrente suave e uniforme do gás quente para a turbina, isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência (Corrêa, 2006).

Para alimentar a câmara de combustão são utilizados diversos tipos de combustível líquido e gasoso, e diversos sistemas de injeção. Alguns utilizam água em forma de partículas para manter a temperatura da combustão num nível inferior, onde se produzem gases poluentes. A combustão produz uma elevação da temperatura do gás mantendo a pressão aproximadamente constante. A temperatura máxima é limitada pelo material das pás da turbina. A câmara de combustão deve ser capaz de realizar uma combustão estável e eficiente em toda a faixa de operação (Maldonado, 2005).

- **Gerador**

O gerador está acoplado ao eixo da turbina e é tipicamente um gerador síncrono de polos lisos de 2 ou 4 polos. A velocidade de rotação para turbinas de grande porte é de 1.800 ou 3.600 rpm. Já as microturbinas giram a uma velocidade muito maior, chegando a 120.000

RPM. A microturbina produz energia elétrica, através de um gerador de alta velocidade diretamente impulsionado pelo eixo único (Soares, 2011).

Os geradores das microturbinas a gás, além de trabalharem em altas rotações, também trabalham com rotação variável; sempre que for necessário aumenta a potência gerada, a turbina aumenta sua rotação. As microturbinas não possuem reguladores de velocidade precisos como os utilizados nas turbinas em geral; o gerador da microturbina também opera como motor de partida, consumindo energia da bateria. O gerador leva a turbina até a rotação de operação, eliminando a necessidade de um motor de partida separado e simplificando o projeto (Gomes, 2002).

- **Regenerador (trocador de calor)**

Regeneradores são trocadores de calor de ar/gás que utilizam os gases de exaustão da turbina quente para pré-aquecer o ar proveniente do compressor, antes que o ar comprimido entre na câmara de combustão; reduzindo deste modo a quantidade de combustível necessário para atingir a temperatura de entrada da turbina (Perez, 2015).

2.5 Biocombustíveis para microturbina a gás

Os biocombustíveis são combustíveis de origem biológicos, sendo produzidos a partir de plantas como milho, cana de açúcar, mamona, beterraba, óleo de palma, canola, óleo de babaçu, cânhamo entre outros. O lixo orgânico também pode ser usado para a produção de biocombustível (Lora et al, 2004). Os principais biocombustíveis são etanol, biogás (biomassa), biodiesel, bioetanol, e outros. Os biocombustíveis com maior potencial para ser utilizados nas microturbinas a gás são: o biodiesel e o etanol, devido a fatores, tais como disponibilidade e característica físico-química semelhante a combustíveis fósil: como diesel ou Jet fuel (Lora et al, 2004).

O crescente interesse na utilização de biocombustíveis tem levado os fabricantes a modificar os projetos das turbinas e microturbinas a gás, a fim de que aquelas possam operar com biocombustíveis e combustíveis fósil. (Lora e Venturini, 2012).

2.5.1 Biomassa

A biomassa engloba a matéria vegetal obtida através da fotossíntese e seus derivados, tais como: resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos industriais, domésticos, municipais, que pode ser utilizada na produção de energia, (Vilas, 2011).

A biomassa é composta por celulose, hemicelulose e lignina. A celulose é utilizada na produção de polpas celulósicas e na obtenção de fibras naturais como o algodão. A hidrólise da biomassa produz glicose a qual pode ser fermentada para produzir etanol que por sua vez pode fornecer etileno, buteno e outros produtos químicos.

Em geral, a biomassa libera energia por meio de um intercâmbio entre seus principais compostos mais simples, por meio de métodos biológicos ou químicos. De acordo com Soetaert et al (2011), 50% da biomassa a nível mundial para a produção de energia são de madeira os resíduos de madeira.

2.5.2 Biodiesel

O biodiesel é um combustível obtido das fontes renováveis como óleos vegetais, gorduras animais, óleos residuais de fritura e matérias graxas de esgoto. Para transformar óleos vegetais em biodiesel existem os processos químicos, chamados de transesterificação e craqueamento térmico ou pirólise. O processo mais utilizado para a produção de Biodiesel é o processo de transesterificação (Corrêa, 2006).

O biodiesel é completamente miscível com o diesel de origem mineral, e portanto, pode ser utilizado na sua forma pura quanto na forma de misturas. Mundialmente passou-se a adotar uma nomenclatura específica para identificar a concentração do biodiesel na mistura, sendo biodiesel BXX, onde XX é a porcentagem em volume do biodiesel à mistura, ou seja, o B2, B5, B20 e B100 são combustíveis com uma concentração de 2%, 5%, 20% e 100% de biodiesel, respectivamente.

2.5.3 Etanol

Caracteriza-se por ser um composto orgânico obtido através da fermentação de substâncias amiláceas ou açucaradas, como açúcares existente no caldo de cana e mediante dos processos sintéticos. O líquido é incolor, volátil, inflamável e solúvel em água; podem ser produzido a partir da biomassa (Corrêa, 2006).

O uso de etanol em forma pura como uma mistura requer a substituição de qualquer metal ou alumínio no sistema, assim como alguns elastômeros. O poder calorífico do etanol é maior que o do metanol, mas ainda assim corresponde a apenas 63% do diesel. As emissões de etanol são aproximadamente 48% das emissões do diesel, sendo a menor de todos os combustíveis. Suas características de queima limpa estendem a vida útil da turbina, possivelmente em até 100% (Balat et al, 2009).

Suas desvantagens são a evaporação rápida devido à baixa pressão de vapor e o fato de ser miscíveis na água, ambos fatores que causam problemas de manipulação do mesmo (Soetaert et al,2011).

2.6 Regimes de operação das microturbinas a gás

2.6.1 Operação em paralelo com a rede elétrica

Esta é uma das vantagens destes sistemas de geração distribuída, pois elimina a necessidade de equipamentos de sincronismo utilizados em sistemas convencionais de geração de eletricidade. Outra vantagem desta configuração é que é possível controlar a qualidade da eletricidade gerada, sem equipamentos externos. O sistema eletrônico de potência e controle pode controlar a energia reativa, regular a tensão e corrigir o fator de potência da microturbina. Entretanto, nem todas as características da rede podem ser conseguidas com estes sistemas, particularmente o suprimento de uma rápida demanda de potência (ativa ou reativa). Logo, a microturbina não deve ser vista como uma possível substituta da rede elétrica, mais sim como uma tecnologia que permite melhorar sua qualidade e confiabilidade (Ramirez, 2008).

2.6.2 Operação isolada

Neste caso, o sistema comporta-se como uma fonte de tensão independente e supre a corrente demandada pela carga, tanto em magnitude quanto em fase. O sistema eletrônico da microturbina é capaz de fornecer energia em tensão e frequência variáveis para a carga, funcionando como um controlador de rotação. Por exemplo, se uma microturbina estiver alimentando um motor de controle de processo, a microturbina é capaz de variar a rotação, (Gomes, 2002).

2.6.3 Operação em modo duplo

Os sistemas eletrônicos de potência e controle das microturbinas podem operar um modo que faz automaticamente a mudança de operação em paralelo com a rede para operação isolada. Esta característica tem uma grande variedade de aplicações e é chamada de operação em modo duplo (Gomes, 2002).

2.6.4 Operação com múltiplas unidades e com vários combustíveis

As microturbinas geralmente são configuradas para operar em paralelo com outros sistemas de geração distribuída, a fim de formar um sistema de geração de maior porte. Além disso, os projetos mais sofisticados de tecnologias de geração distribuída permitem que se opere com uma ampla faixa de combustíveis. O software de controle digital pode fazer estas alterações sem grandes modificações nos equipamentos (Ramirez, 2008).

2.6.5 Cogeração

Os sistemas de cogeração podem gerar calor e energia eletromecânicos próximos ao local de consumo. Com eficiências acima de 85%, a cogeração é uma forma de usar a energia de forma racional, além de reduzir o custo de operação. Três tipos diferentes de acionadores primários são usados em plantas de cogeração: motores alternativos turbinam a gás e turbinas a vapor, os quais são selecionados de acordo com a capacidade e aplicação. As plantas de cogeração com capacidade menor que 1 MW geralmente usam os motores alternativos, (Ramirez, 2008).

Entretanto, os primeiros modelos de microturbinas a gás têm sido uma nova opção para pequenos sistemas de cogeração. As microturbinas se adaptam bem a pequenos sistemas de cogeração no setor comercial (hotéis, pequenos hospitais, centros de esportes e centros residenciais), mas também em pequenas indústrias, especialmente onde o suprimento energético contínuo é necessário. Um exemplo de aplicação de microturbinas em plantas de cogeração pode ser encontrado na Inglaterra, onde uma microturbina Capstone foi instalada em uma estufa e os gases de escape foram usados diretamente para aquecer a estufa e para enriquecer o ar com dióxido de carbono, estimulando o crescimento da planta (Gomes, 2002).

2.7 Aspectos ecológicos das emissões

Na atualidade, tem-se dado uma maior atenção aos problemas ambientais relacionadas à produção energética, particularmente às questões do aquecimento global. O incremento da emissão de gás carbônico originado de combustíveis fósseis tem aumentado pela demanda da energia. No caso dos combustíveis de aviação, estes são comumente extraídos a partir da fração de querosene do óleo bruto, que é destilado entre a gasolina e a diesel, o petróleo bruto não é renovável.

As reservas de petróleo conhecidas correspondem a um recurso limite comprovada por vários estudos cuja data pico de produção do petróleo está nos anos 1996 e 2035. Por isso,

o principal desafio para o futuro é desenvolver mais, e melhores biocombustíveis, dado que o petróleo é mais influente no mercado. Algumas análises mostram que a indústria das companhias aéreas são as responsáveis, aproximadamente dos 2% dos gases emitidos pelo efeito do aquecimento global (Balat et al, 2009).

Em 2006, perto de 6,3% da produção dos combustíveis fósseis foi utilizado em combustível de aviação. Deste modo, existe uma necessidade para a indústria aeronáutica em reduzir a dependência de combustíveis fósseis, e em futuro não muito longe substituí-los por biocombustíveis. O rápido esgotamento dos combustíveis fósseis e as preocupações generalizadas sobre a segurança da energia têm motivado os cientistas e engenheiros a desenvolver novos combustíveis que são derivados a partir de fontes ambientais para apoiar as necessidades de energia atuais e futuras de maneira sustentável.

A vantagem do uso dos biocombustíveis é a redução significativa das emissões de gases do efeito estufa, além de ser vantajoso por que é uma fonte renovável de energia. Os biocombustíveis são importantes para substituir os combustíveis derivados do petróleo, bio-óleo, podendo ser utilizado como um substituto para os combustíveis fósseis, combustíveis para gerar calor, energia e ou produtos químicos (Cruz, 2006).

Existem benefícios para o meio ambiente, economia e os consumidores com o uso de biocombustíveis. Além dos benefícios energéticos, o desenvolvimento de biocombustíveis promove economias rurais que prestam cultivos utilizados para biocombustíveis. Combustíveis de transporte como os combustíveis de metanol, podem ser derivados de bio-óleo por meio de processos de gás, havendo ainda uma grande variedade de produtos químicos que pode ser extraído ou derivado do bio-óleo (Cruz, 2006).

As principais emissões de turbinas a gás consideradas poluentes são: óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e os hidrocarbonetos não queimados (UHC), além de particulados e compostos orgânicos voláteis (VOC). Porém, com a utilização de gás natural como combustível, se tornam insignificantes (Balat et al, 2009).

2.7.1 Emissões das microturbinas

As microturbinas têm o potencial de emissões extremamente baixas. Os poluentes primários das microturbinas são os óxidos do nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e os hidrocarbonetos não queimados (UHC), emitindo ainda uma insignificante quantidade do dióxido de enxofre (SO_2), dependendo da quantidade de enxofre no combustível. (Soares, 2011).

Lora e Venturini, 2012, falam que a eficiência e emissões de uma microturbina que trabalha com biodiesel de óleo alimentício residual regenerado revela que operando em modo de cogeração, o sistema apresenta uma eficiência térmica de 64%. Observaram-se emissões de 6 ppm de CO, 23 ppm de NO_x e 1 ppm de SO_x.

2.7.2 Opções de controle de emissões

Na procura da diminuição das emissões de poluentes, certos métodos não são desenvolvidos nos últimos anos. Estes métodos são denominados como opções de controle de emissões e aplicados conseguem diminuir notavelmente as emissões de poluentes. Alguns dos mais importantes controles de emissões são mencionados a continuação.

- **Apoio na combustão pré-misturada**

O foco da melhoria da combustão nos últimos anos foi para diminuir a temperatura na chama adiabática, usando a relação da mistura pobre do ar/combustível. Neste caso, as zonas locais da alta temperatura de combustão não serão criadas. Assim, a combustão pré-misturada, diminui a formação de NO_x nas zonas onde é produzida a maior parte dela. Menos de 9 partes por milhão por volume (ppmv) das emissões a 15% de O₂, foi conseguida com a combustão pobre pré-misturada nas microturbinas. A maioria das microturbinas apresentam sistemas de combustão pré-misturada (Soares, 2011).

- **Catalisador da combustão**

Na combustão catalítica, o combustível é oxidado a temperaturas baixas (tipicamente abaixo de 1427 ° C, onde a formação de NO_x é muito baixa), na presença de um catalisador. O catalisador é aplicado uma gram área superficial, e causa uma mistura ar/combustível para reagir e libertar a energia térmica inicial. Esta energia inicial (de calor) estabiliza a fase gasosa da combustão na temperatura moderada da chama (tão baixo como 1927 °C) (Soares, 2011).

Adicionando ar ou combustível, induz o catalisador para completar a combustão e / ou para alcançar a temperatura de saída da câmara de combustão pretendida do projeto. Ao permitir essa baixa temperatura de combustão estável, o catalisador da combustão emite menos de 3 ppm NO_x, com baixas emissões de CO e UHC, e com baixos níveis de vibração e ruído acústico (Soares, 2011).

2.7.3 Degradação causada nas emissões do vapor d' água

Um problema recorrente é a degradação ambiental causada por vapor d' água. O vapor d' água é encontrado como um componente menor no ar e em maiores concentrações como um subproduto dos processos de combustão. Quando existem na atmosfera oxigênio ou oxidante primário, aparece o vapor d' água para acelerar o início da rápida oxidação do Fe-Cr e Fe-Ni-Cr, em ligas de temperaturas elevadas. A presença do vapor d' água acelera a relação de oxidação, levando a escalas de formação de camadas e aumento da quantidade do cromo necessário para formar uma película protetora de óxido (Soares, 2011).

Devido a grande biodiversidade, ao clima e a geografia da América do Norte, América Central e América do Sul, estes são os mais importantes produtores e fornecedores de biocombustíveis no mundo, tendo os Estados Unidos, Brasil e Argentina como principais intervenientes no mercado e um potencial muito maior para a produção e desenvolvimento de biocombustíveis não convencionais que muitos outros países. Em 2007, Brasil produziu mais de 4,5 bilhões litros de bioetanol a base de açúcar, e os Estados Unidos mais 6,5 bilhões de litros de bioetanol a partir do milho, e para o ano 2008 produzem 250 milhões de litros de biodiesel, paralelamente Europa produziu 1,5 bilhões de litros de biodiesel (Cruz, 2006).

CAPITULO 3

3 ANÁLISE EXERGÉTICA

Neste capítulo 3 é abordado o estudo da exergia, iniciando com uma introdução, surgimento deste conceito e respectivas técnicas. Além disso, são definidos os conceitos da exergia para análise de um volume de controle, como também os componentes da exergia, finalizando com a análise exergética de processos simples.

3.1 Introdução

Diante do fato de que a análise da Primeira Lei da Termodinâmica não aceita avaliação e quantificação da qualidade de energia que é perdida no processo, como também não permitem a localização das irreversibilidades, é preciso à introdução de outro conceito denominado exergia.

Quando se define a exergia, pode-se dizer que ela é a medida de quão útil pode ser a energia dentro de um sistema, ou ainda referir à quantidade de energia dentro de um sistema que está disponível para a realização do trabalho útil. Portanto, é uma medida da qualidade da energia presente dentro de um sistema (Balmer, 2011).

Mendes (2009) indica que a exergia pode ser definida como a quantidade de energia, que quando dois sistemas em estados diferentes colocados em contato alcançam o equilíbrio. O valor da exergia energia útil obtida é no mínimo zero e não pode ser negativo.

Kotas (1985) afirma que a exergia é o padrão de qualidade da energia, igual ao máximo trabalho útil que pode ser obtido de uma dada forma de energia, utilizando os parâmetros do ambiente, P_0, T_0 como referência.

Este conceito é utilizado como um padrão de qualidade termodinâmica aplicado não só para cálculos de eficiência e desempenho de equipamentos, mas estendido para volumes de controle mais abrangentes levando em consideração os insumos e rejeitos inerentes aos processos de conversão de energia. Isto decorre fundamentalmente das duas maiores preocupações dos séculos XX e XXI: economia e meio ambiente (Baceller, 2010).

Kotas (1985) estabelece que o método da análise exergética é uma técnica relativamente nova, onde a base da avaliação das perdas termodinâmicas decorre a Segunda Lei da Termodinâmica, em vez da Primeira Lei da Termodinâmica. Assim, ele pertence a essa categoria de análises conhecida como análise da Segunda Lei. Outro nome que foi utilizado, principalmente pelos americanos, é análise de disponibilidade.

A análise exérgica proporciona informação detalhada sobre o rendimento dos sistemas de conversão de energia e destaca as possíveis melhoras. O objetivo principal desta análise é a determinação da localização e quantidade de irreversibilidade de um sistema, que normalmente prediz o desempenho termodinâmico da energia do sistema e a eficiência dos componentes, quantificando com precisão a geração de entropia (Onder et al, 2014).

Na análise exérgica, são consideradas pelas comunidades científicas como ferramentas adequadas para a concepção de projeto, avaliação de desempenho e melhoras de sistemas de energia (Cassetti et al, 2014).

Outro conceito importante na análise de exergia é a destruição de exergia. Destruição da exergia é definida como a quantidade de perda de um sistema em um processo. Esta perda ocorre devido aos efeitos de dissipação: tais como a atrito, resistência elétrica, e ausência de elasticidade (Ghazikhani et al, 2014).

3.2 Surgimento do conceito de exergia

O começo do conceito de exergia inicia há dois séculos, quando o Francês Sadi Carnot (1796-1832) introduziu a ideia de quantificar o trabalho máximo. Carnot foi fundador da termodinâmica e abriu seus estudos termodinâmicos com a intenção de obter máquinas a vapor mais eficientes, como promulga em seu manuscrito *Réflexions* (1824) (Palma, 2007).

As publicações de Carnot estiveram na obscuridade por vários anos, até que em 1824, depois de sua morte, quando o Frances Benoit-Pierre-Émile Clapeyron (1799-1864), engenheiro civil, publicou uma reformulação analítica de *Reflexions*, a interpretação de Clapeyron contribuiu para que o trabalho de Carnot fosse conhecido pela comunidade científica da época, deixando ainda mais claro o ponto de vista de Carnot (Takaki, 2006).

Gibbs e Maxwell, na segunda metade do século XIX, continuando com o trabalho de Carnot, deram forma ao conceito de *available energy* que definiram como a propriedade pela qual se mede a capacidade de causar mudanças, devido ao desequilíbrio com o meio ambiente da respectiva substância em análise. J. Keenan começou a publicar trabalhos referentes ao conceito de exergia adaptando o conceito de Gibbs de *Available Energy of the Body and Medium*, aplicado aos processos de engenharia; ele usou o conceito de exergia para distribuir os custos de eletricidade e de vapor que se produzia numa planta de cogeração, sendo que o valor econômico do vapor de água estava na sua exergia e não na energia (Coronado, 2010 e Palma, 2007).

Entretanto, os documentos publicados por Bosnjakovic em 1938 e 1939, marcam uma nova era no desenvolvimento da análise da Segunda Lei. Estes documentos geraram a formulação de novos critérios de desempenho e técnicas da avaliação de processos termodinâmicos. O progresso foi interrompido pela Segunda Guerra Mundial, mas reviveu na década de 1950 com renovado vigor (Kotas, 1985).

3.3 Evolução histórica da análise exerética e suas respectivas técnicas

Uma data exata do início do conceito da exergia é considerada em 1824, quando Nicolas Leonard Sadi Carnot propõe as primeiras relações entre calor e trabalho, que resultam na formulação do conceito de entropia por Rudolf Clausius, em meados do século XIX (Strapasson, 2004).

Gibbs, em 1873 avalia a quantidade máxima de trabalho mecânico que é conseguida por um corpo, sem transferência de calor ou troca de volume definindo available energy (energia disponível), sendo o primeiro na introdução da noção de trabalho disponível, incluindo o termo de difusão (Takaki, 2006).

No entanto, William Thomson, Lord Kelvin (1824-1907), contribuiu de maneira significativa para a formulação da Segunda Lei da Termodinâmica com base no trabalho de Carnot e Clapeyron, dando explicação dos processos irreversíveis (Palma, 2007).

Por outro lado, Clausius trabalhou na interpretação matemática da perda calorífica. Em 1865, Clausius denomina o conceito de entropia e declarou a Primeira e a Segunda Lei como “A energia do universo é constante” e também “A entropia do universo tende a aumentar” (Coronado, 2010).

Goy em 1881 e Stodola em 1898 foram os primeiros a realizarem trabalhos onde se pôde quantificar o trabalho útil perdido num processo termodinâmico, criando assim o teorema Goy-Stodola, o qual define as ideias básicas do conceito de energia utilizável (Ghannadzadeh, 2012 e Takaki, 2006).

No entanto, a referência o uso da palavra exergia é atribuída a Z. Rant em 1956, a qual foi incluída no artigo que ele denomina como “*Exergie, ein neues Wort furt ech nische Arbeitsf(a) higkeit*” (exergia, uma nova palavra para o trabalho disponível), obtendo como resultado pesquisas publicadas na Europa (Takaki, 2006 e Coronado, 2010).

Esta palavra é de origem grega composta por “ex” (para fora) e “ergos” (força, ou trabalho), o que se refere à disponibilidade de energia (Bacellar, 2010).

Em 1960, Bosnjakovic apresentou uma análise exérgica de uma planta de potência em seu livro *Termodinâmica Técnica*. Em 1961, Trepp examinou as perdas de exergia em máquinas de refrigeração em uma conferência de engenharia criogênica em Michigan (USA) (Takaki, 2006).

Em 1962, Baehr apresentou seus resultados analíticos comparando diagramas de fluxo de exergia com diagramas de energia calculados pelo balanço entálpico. Finalmente, Gaggioli, em 1963, generalizou sua aplicação ao estudo dos processos energéticos em seu livro de *Termodinâmica Técnicas* (Ghannadzadeh, 2012).

Szargut e Petela publicam em 1965 o artigo denominado *Exergia*, que se baseia principalmente no trabalho dos autores anteriores da época, e de seus colegas de trabalho, lida com uma variedade de temas relacionados à usina e os processos metalúrgicos. A teoria de substância de referência, valores de exergia química padrão, substâncias e entalpia, estão cobertas na publicação (Kotas, 1985).

Mas, o conceito de exergia foi adotado definitivamente apenas em maio de 1987, n^o4 Simpósio Internacional em Análise de Segunda Lei para Sistemas Térmicos, realizado em Roma (Ghannadzadeh, 2012).

O termo da análise exérgica e a evolução nos estudos e teorias para os processos industriais contribuiu para análise termoeconômica, que é a análise de custos baseada em exergia, também denominada termoeconomia ou exergoeconomia. A Tabela 3.1 mostra a evolução do termo exergia em ordem cronológica.

Tabela 3.1 - Evolução histórica do termo exergia.

Ano	Autor	Designação
1824	Carnot	Quantificação do trabalho máximo
1865	Clausius	Anuncia a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica
1824 – 1907	William Thomson e Lord Kelvin	Explica os processos irreversíveis
1873	Gibbs	<i>Available energy</i> . (Energia disponível)
1881-1898	Goy e Stodola	Quantifica o trabalho útil perdido no Processo termodinâmico
1956	Z. Rant	Referência à palavra exergia
1960	Bosnjakovic	Apresenta uma análise exérgica
1961	Trepp	Examinou as perdas de exergia

Continuação da Tabela 3.1		
1962	Baehr	Estabelece resultados analíticos de exergia
1963	Gaggioli	Publica o Livro de Termodinâmica

Ao transcorrer dos anos, a análise exérgica se torna mais importante, tomando uma ferramenta essencial em diversas áreas. A continuação se fará referência a alguns trabalhos realizados nos últimos anos sobre o tema.

Ghazikhani et al (2014) estudam a destruição da exergia dos componentes nos ciclos de ar *bottoming* (ABC), utilizando uma análise exérgica. Considerando que o regenerador tem a maior contribuição na destruição da exergia do ciclo ABC, a recuperação da exergia dos gases de exaustão em uma ABC, torna-se uma função muito importante no aumento do desempenho do ciclo. Na Figura 3.1, é observado o rendimento e destruição da exergia dos componentes do ciclo ABC, como porcentagem da exergia do combustível.

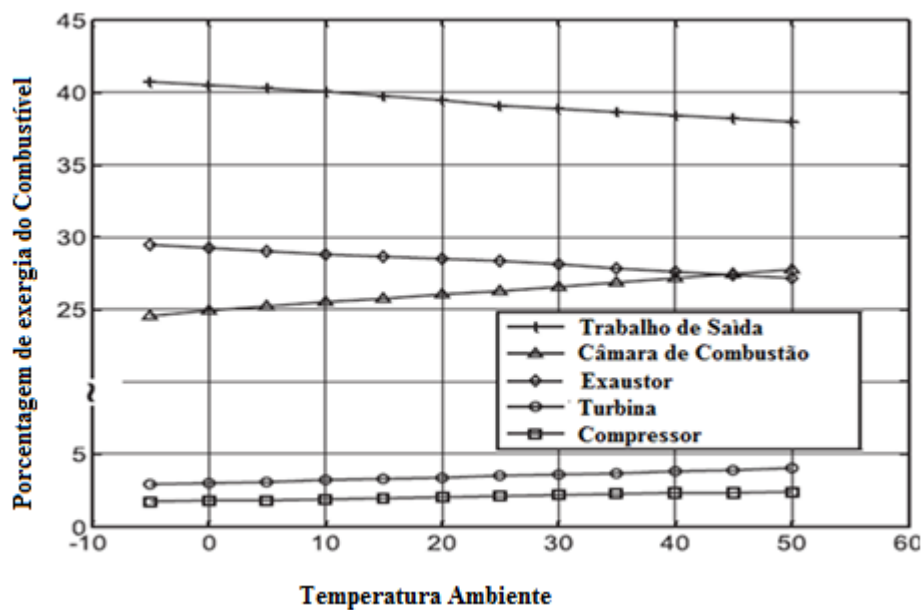


Figura 3.1 - Rendimento e destruição da exergia dos componentes do ciclo ABC.

Fonte: Ghazikhani et al (2011). Adaptado.

Cassetti et al (2014) consideram a análise exérgica uma ferramenta apropriada para o projeto, melhora e avaliação de sistemas de energia, fazendo uma redução dos fatores de risco dos processos termodinâmicos. Esta pesquisa escolhe a utilização de três configurações, as quais são apresentadas na Figura 3.2. A taxa da energia e eficiência exérgica aumentam o

fluxo mássico, fazendo necessário o estudo de parâmetros externos (econômicas e segurança) na análise e otimização de sistema.

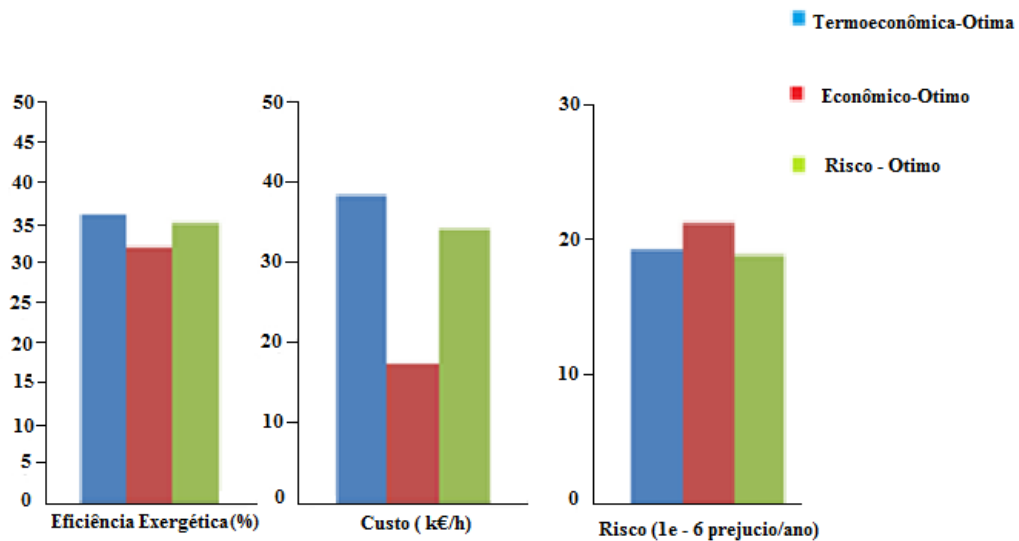


Figura 3.2 - Comparação histograma das três configurações. Fonte: Casseti et al (2014). Adaptado.

Onder et al (2014) estudam uma turbina a gás LM6000 e seus componentes, para determinar os parâmetros de balanço exergoeconômico, concluindo que a eficiência exergética do motor da turbina a gás LM6000 é 39% e a maior destruição da exergia ocorre na câmara de combustão com 25,91 MW. Os resultados desta pesquisa são mostrados na Figura 3.3.

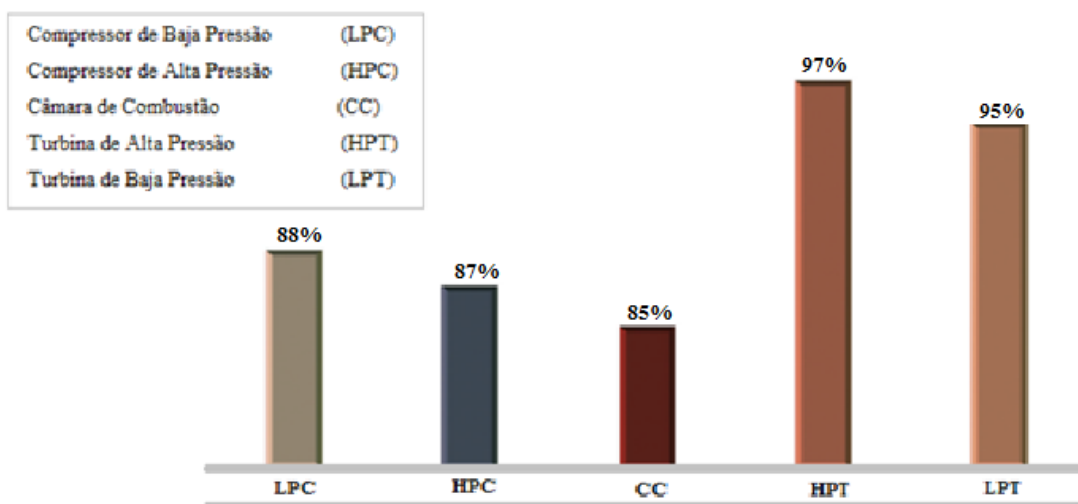


Figura 3.3 - Eficiência exergética dos componentes da turbina a gás LM6000.

Fonte: Onder et al (2014). Adaptado.

Goran et al (2014) realizam uma análise exergoeconômica de uma planta industrial que fornece vapor, ar comprimido e água de refrigeração (para aquecimento sanitário). A maior destruição da exergia é causada pelo gerador de vapor, mais de 80% da destruição total da exergia é gerado no gerador de vapor. Além disso, a avaliação exergoeconômica orienta a reduzir os custos de operação e manutenção na estação de ar comprimido.

Onder (2012) realizou uma análise dos parâmetros de projeto (exergéticos e energéticos) de um turbojato, de veículo não tripulado, e concluem que o número de Mach afeta notoriamente a eficiência do motor do veículo.

Hakan (2013) neste artigo estuda exergéticamente o motor da turbina LM6000 (GTE), analisando a eficiência exergética, perdas de exergia, taxa de destruição de exergia, fator de consumo do combustível, taxa de produtividade e taxa de melhora potencial.

Aliehyaei et al (2013), realizam uma análise exergética do motor turbo jato J85-GE-21 e seus componentes, para as alturas: em nível do mar de 11.000 m. A maior eficiência exergética dos componentes do motor é atribuída a compressor com 96,7%, seguido pela a turbina com 92,3%.

3.4 Conceitos da exergia para análise de um volume de controle

O balanço de exergia para um sistema fechado se desenvolve em combinação com o balanço de energia e o balanço da entropia. As formas dos balanços de energia e de entropia utilizados no desenvolvimento são respectivamente:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \delta Q - W \quad (3.1)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_b} \right) + \sigma_b \quad (3.2)$$

Onde, W e Q representam o trabalho e calor transferido entre o sistema e suas vizinhanças. Essas interações não envolvem necessariamente o meio ambiente. No balanço de entropia, T_b indica a temperatura na fronteira do sistema e o termo σ_b apresenta a entropia produzida pelas irreversibilidades internas (Moran e Shapiro, 2006).

Como primeiro passo na determinação do balanço de exergia, resulta na expressão para a obtenção do balanço de energia (Çengel et al, 2013), (Moran e Shapiro, 2006):

$$(\dot{E}_2 - \dot{E}_1) - T_0 \cdot (S_2 - S_1) = \int_1^2 \delta Q - T_0 \cdot \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right) - W - T_0 \cdot \sigma \quad (3.3)$$

Reorganizando a equação (3.3) para um sistema fechado, o balanço de exergia resultante é:

$$\underbrace{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}_{\text{Variação de exergia}} = \underbrace{\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \cdot \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)]}_{\text{Transferência de exergia}} - \underbrace{T_0 \cdot \sigma}_{\text{Destruição de exergia}} \quad (3.4)$$

3.4.1 Exergia associada com transferência de trabalho

A exergia associada com transferência de trabalho realizado no sistema, devido à variação de volume, é o trabalho utilizável devido à alteração de volume, sendo denotado como W_{trab} .

Considere um sistema fechado com trabalho W , por enquanto apresenta um processo no que o volume do sistema se incrementa: $V_2 > V_1$. Embora o sistema não fosse necessariamente interagir com o ambiente, a magnitude da transferência de exergia é avaliada como o trabalho máximo que poderia ser obtido, onde o sistema e o ambiente interagem, (Moran e Shapiro, 2006).

Assim, para um processo em intervalo de tempo t_1 e t_2 resulta a equação 3.5:

$$(W_{trab})_{1,2} = W_{1,2} - p_0 \cdot (V_2 - V_1) \quad (3.5)$$

Onde $W_{1,2}$ é o trabalho realizado pelo sistema, devido à mudança de volume ($V_2 - V_1$). O termo $p_0 (V_2 - V_1)$ é o deslocamento de trabalho necessário para alterar o volume, contra a pressão constante p_0 exercida pelo meio ambiente (Dincer, 2007).

3.4.2 Exergia associada com transferência de calor

A equação de exergia associada com transferência de calor é dada por:

$$\dot{E}_Q = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q \quad (3.6)$$

Quando um sistema experimenta um processo de transferência de calor Q , onde é colocada uma porção da fronteira do sistema a uma temperatura T_b constante, onde $T_b > T_0$. Neste caso, a equação (3.6) fica:

$$\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \cdot Q \quad (3.7)$$

Assim, sem a natureza do meio envolvente com os quais o sistema está interagindo, pode-se interpretar a magnitude da exergia associada com transferência de calor, como o trabalho que poderia ser fornecido através da transferência do calor de um ciclo reversível que opera entre T_b e T_0 (Dincer, 2007).

3.4.3 Exergia associada com a um fluxo de matéria

Em uma análise unidimensional, é assumido que o trabalho na entrada ou saída do volume de controle, ou seja, trabalho do fluxo, é dado com uma base de taxa de tempo definido como: $\dot{m} (pv)$

Onde \dot{m} , é a taxa do fluxo mássico, p a pressão, v o volume específico. Portanto a exergia associada como o trabalho do fluxo (\dot{E}_{fm}) é:

$$\dot{E}_{fm} = \dot{m} (pv - P_0v) \quad (3.8)$$

3.5 Componentes da exergia

Na ausência de efeitos nucleares, magnéticos, elétricos e de tensão de superfície, a exergia total de um sistema pode ser dividida em quatro componentes (Kotas, 1985).

$$\dot{E}_t = \dot{E}_c + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_q \quad (3.9)$$

Onde:

\dot{E}_c ; é exergia cinética.

\dot{E}_p ; é exergia potencial.

\dot{E}_f ; é exergia física.

\dot{E}_q ; é exergia química.

\dot{E}_c e \dot{E}_p , estão associados com o elevado grau de energia, os termos \dot{E}_f e \dot{E}_q com baixo grau da energia (Kotas, 1985).

Exergia física \dot{E}_f : devido ao desequilíbrio da temperatura e/ou pressão entre o sistema e o entorno. Exergia química \dot{E}_q : devido ao desequilíbrio da composição química entre o meio ambiente. Exergia cinética \dot{E}_c : devido à velocidade do sistema medida em relação ao meio ambiente. Exergia Potencial \dot{E}_p : devido à diferença de altura entre o sistema em relação ao meio ambiente (Rodriguez, 2009).

3.5.1 Exergia cinética e potencial

As energias cinética e potencial de um fluxo são formas de energia ordenada e, portanto, plenamente transformada a trabalho. Quando são avaliados com relação aos níveis dados de ambiente de referência, eles são iguais a exergia cinética e potencial respectivamente. Assim:

$$\dot{E}_c = \dot{m} \frac{C_o^2}{2} \quad (3.10)$$

$$\dot{E}_p = \dot{m} g Z_0 \quad (3.11)$$

Onde \dot{m} é o fluxo mássico da corrente de fluido, C_o maior velocidade do fluxo do fluido em relação as superfície da terra, Z_0 é altitude da corrente acima do nível do mar e g a aceleração da gravidade (força gravitacional específica), considerada uma constante (Kotas, 1985).

O uso de estados de ambiente de referência para C_o e Z_0 , é importante quando existe interação direta do fluxo com o meio ambiente, por exemplo, quando se avalia exergia cinética dos gases de escape de um motor a jato (Kotas, 1985).

3.5.2 Exergia física

A exergia física é formada por duas componentes: exergia mecânica \dot{E}_{me} associada à pressão do sistema e a exergia térmica \dot{E}_{ter} associada à temperatura do sistema:

$$\dot{E}_f = \dot{E}_{me} + \dot{E}_{ter} \quad (3.12)$$

Com a relação de gases perfeitos, gerou-se uma expressão para o desenvolvimento específico da exergia física dos gases perfeito (Kotas, 1985):

$$e_{f(g)} = cp_g \cdot (T - T_o) - T_o \cdot \left[cp_g \cdot \left(\ln \frac{T}{T_o} \right) - \bar{R} \left(\ln \frac{P}{P_o} \right) \right] \quad (3.13)$$

Para uma mistura de gás a equação (3.14) estabelece que:

$$e_{f(i)} = \sum_1^j cp_i \cdot (T_i - T_o) - T_o \sum_1^j cp_i \cdot \ln \left(\frac{T_i}{T_o} \right) - R_i \cdot \ln \left(\frac{P_i}{P_o} \right) \quad (3.14)$$

Simplificando a equação (3.13), pode-se calcular a exergia conhecendo as propriedades entalpia, entropia e a temperatura de referência (Coronado, 2010).

$$e_f = (h_i - h_o) - T_o \cdot (s_i - s_o) \quad (3.15)$$

3.5.3 Exergia química

Antes da definição propriamente de exergia química, é importante conhecer o conceito de estado morto, como sendo aquele estado a partir do qual não ocorrem transformações no sistema, por este se encontrar em equilíbrio termodinâmico: térmico, mecânico e químico; com sua vizinhança (Da Fonseca, 2013).

A exergia química é definida como o máximo trabalho obtido quando a substância é trazida a partir do estado do ambiente para o estado morto, por processos que envolvem transferência de calor e troca de substâncias só com o meio ambiente, conforme a equação (3.16) (Kotas, 1985).

$$e_q = \sum y_i e_i^o + R T_o \sum y_i \ln(y_i) \quad (3.16)$$

R : constante universal dos gases.

e_i^o : exergia padrão de cada componente do gás (valores tabelados).

y_i : fração molar do componente do gás.

3.6 Análise exergetica de processos simples

A análise exergetica é particularmente apropriada para maximizar o objetivo de um uso mais eficiente dos recursos através de redução das perdas e é considerada a única forma racional de atribuição de custos aos fluxos (produto) de um sistema energético. Sendo assim, a análise exergetica têm em consideração as perdas devido às irreversibilidades que não são consideradas na análise energética (Dos Santos, 2005).

Uma das principais razões para se realizar uma análise exergetica em um sistema é a possibilidade de identificar, precisamente, os componentes onde ocorrem as maiores perdas e desperdícios (Vane, 2012).

3.6.1 Processo de expansão (turbina)

Uma turbina adiabática é mostrada na Figura 3.4, a qual troca ou não calor com o ambiente, para produzir trabalho pelo decréscimo do fluxo de exergetica da entrada para a saída (do estado 1 para o estado 2) (Tuna,1999).

O balanço de exergetica é calculado mediante a equação (3.17):

$$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 = W_T + \dot{I}_T \quad (3.17)$$

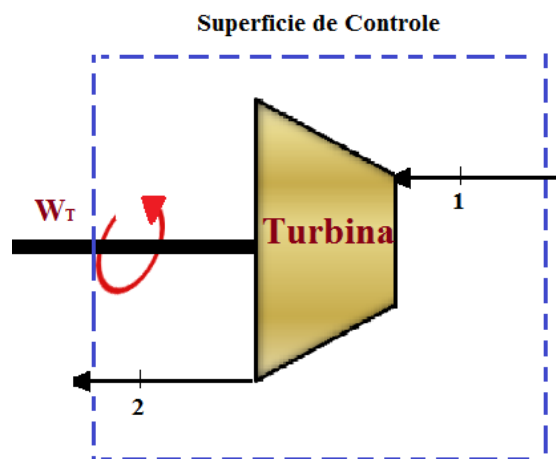


Figura 3.4 - Superfície de controle de uma turbina adiabática.

Considerando a turbina adiabática, Kotas (1985) define a irreversibilidade nestas condições como:

$$\dot{I}_T = T_0 \cdot \dot{m}_g \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.18)$$

Assim, a eficiência exergética deste processo toma as formas dos termos:

$$n_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (3.19)$$

3.6.2 Processo de compressão (compressor e bomba)

A Figura 3.5 apresenta um compressor considerado adiabático, onde aumenta o fluxo de exergia da entrada para a saída (do estado 1 para o estado 2) utilizando trabalho mecânico (Tuna, 1999). Nas plantas de refrigeração e bombas de calor, o processo de compressão começa com temperaturas mais baixas que T_0 , e termina geralmente com temperaturas acima dela (Kotas, 1985).

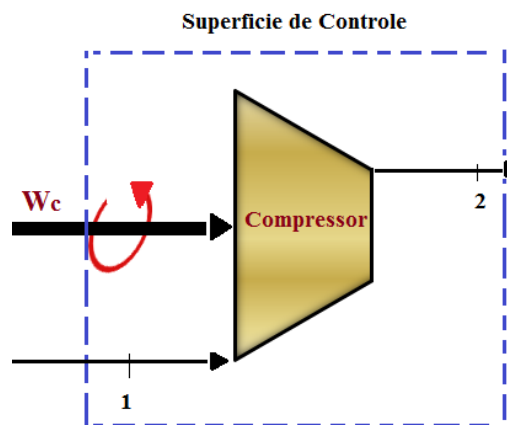


Figura 3.5 - Superfície de controle do compressor adiabático.

Logo, o balanço de exergia na superfície de controle é expressa como:

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_c = \dot{I}_c + \dot{Q}_c + \dot{E}_2 \quad (3.20)$$

No caso de uma compressão adiabática, o calor perdido contribui notavelmente na irreversibilidade, sendo representada pela equação (3.21), (Kotas, 1985):

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_c = \dot{I}_c \quad (3.21)$$

Portanto, a eficiência exergética para o caso de um compressor adiabático, esta expressada para:

$$n_c = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_c} \quad (3.22)$$

3.6.3 Processo de transferência de calor

As irreversibilidades de um processo de transferência de calor são constituídas quando existem perdas de pressão, perdas devido à troca de calor com o ambiente, perdas devido a uma diferença finita de temperatura entre os fluidos e condução de corrente na direção das paredes do trocador de calor, (Kotas, 1985).

Um trocador de calor pode ter diferentes propósitos, o que leva também a diferentes equações para a eficiência exergética. O objetivo do trocador é aumentar a exergia do fluxo frio (do estado 1 para o 2) às custas do fluxo quente (do estado 3 para o 4), (Tuna ,1999), a Figura 3.6 apresenta um trocador de calor no regime permanente.

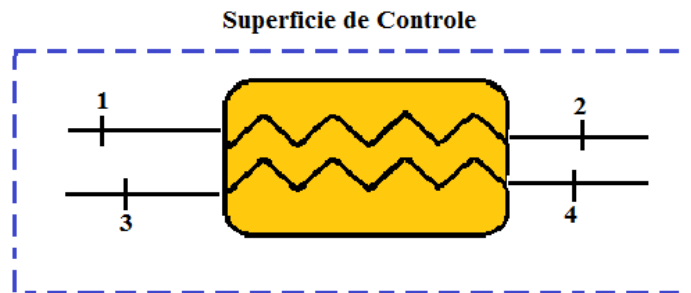


Figura 3.6 - Superfície de controle trocador de calor.

Considerando um trocador de calor em regime permanente, onde o $W = 0$, o balanço de exergia é dado por:

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_1 + \dot{I}_{TC} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (3.23)$$

A irreversibilidade do trocador de calor é seguida pela equação (3.24):

$$\dot{I}_{tc} = T_o \{ (S_2 - S_1) + (S_4 - S_2) \} \quad (3.24)$$

Tuna (1999) considera que assumindo que todas as transferências ocorrem a uma temperatura superior ou igual a do ambiente ($T_1 \geq T_o$), a sua eficiência exergética (eficiência exergética de caldeiras de recuperação de calor, de pré-aquecedores de ar e de condensadores), é determinada na equação 3.25.

$$n_{TC} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.25)$$

3.6.4 Processo de combustão

No processo de combustão é gerado muitas vezes por transferência de calor, mistura e atrito do fluido, pelo qual tem mais de uma forma de irreversibilidade. Por isso, podem ser assumidos (na maioria dos casos), que o processo é adiabático e que as irreversibilidades, originadas do atrito da mistura são desprezíveis (Kotas, 1985). Na Figura 3.7 é apresentada a superfície de controle do processo de combustão.

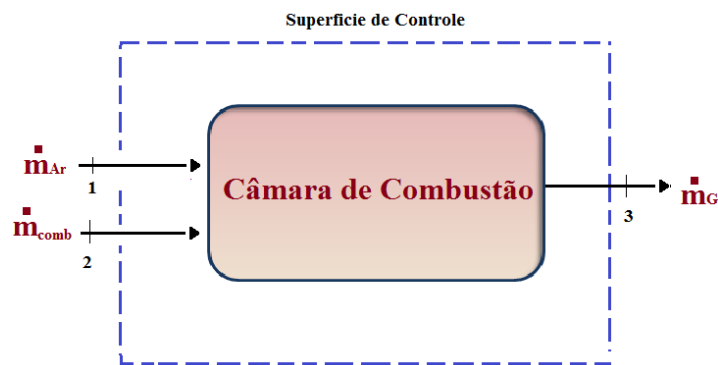


Figura 3.7 - Superfície de controle da câmara de combustão.

O objetivo de um combustor é aumentar a diferença de exergia entre os produtos e os reagentes da reação, à custa da exergia química do combustível (Tuna, 1999). O balanço de exergia para o processo de combustão é:

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 = \dot{E}_3 + \dot{I}_{cc} \quad (3.26)$$

Quando a câmara de combustão é considerada adiabática, o termo \dot{I}_{cc} , irreversibilidade da câmara da combustão, será definido na equação (3.27).

$$\dot{I}_{cc} = T_0 \cdot (\dot{m}_g \cdot s_3 - \dot{m}_{ar} \cdot s_1 - \dot{m}_{comb} \cdot s_2) \quad (3.27)$$

Finalmente, a eficiência exérgica para um processo de combustão, vem dada por:

$$n_{cc} = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2} \quad (3.28)$$

CAPITULO 4

4 ANÁLISE EXERGOECONÔMICA E DESCRIÇÃO DA BANCADA DE PROJETO

4.1 Introdução

A economia é uma ciência social que estuda os processos de extração, produção, intercâmbio, distribuição e consumo de bens e serviços. A ciência econômica tenta explicar o funcionamento dos sistemas econômicos e relações com agentes econômicos (empresas ou particulares), refletindo sobre problemas e propondo soluções. Sucessivamente, a termodinâmica estuda os processos de transformação de energia, permitindo quantificar os recursos naturais consumidos, e, portanto, conhecer o custo dos recursos consumidos.

Assim, é claro que existe uma relação entre termodinâmica e economia. A termoeconomia tem por objetivo estudar a conexão entre a Análise Termodinâmica pela Segunda Lei com aspectos econômicos, estabelecer bases teóricas de uma ciência de poupança de energia, obter modelos que recolham as limitações de não ter recursos naturais ilimitados, pesquisando critérios gerais que permitam avaliar a eficiência e custos dos produtos de sistemas de consumo intensivo de energia (Valero et al, 1994).

4.2 Fundamentos de exergoeconomia

De acordo com Tuna (1999) a partir da análise econômica convencional, o balanço de custo de uma companhia é formulado normalmente para o sistema global operando em regime permanente, conforme a seguinte equação:

$$C_{PR} = C_{comb} + C_{Inv} + C_{Op} \quad (4.1)$$

Na qual, os termos da equação são definidos como:

C_{PR} : custo associado com o produto do sistema.

C_{comb} : custo de combustível.

C_{Inv} : custo associado ao capital de investimento.

C_{Op} : Custo associado à operação e manutenção.

4.2.1 Contabilidade de custos exerгéticos

Para um sistema que opera em regime permanente, pode haver vários fluxos materiais, entrando e saindo, como também calor e trabalho interagindo com o ambiente (Tuna, 1999).

Na termoeconomia é atribuído um custo para cada fluxo exerгético, material ou energético, no sistema que esteja sendo estudado, sendo o resultado o custo total necessário para a aquisição deste fluxo. Na Figura 4.1 tem-se um volume de controle de um sistema que opera em regime permanente, que pode ser descrito o seguinte balanço de custos:

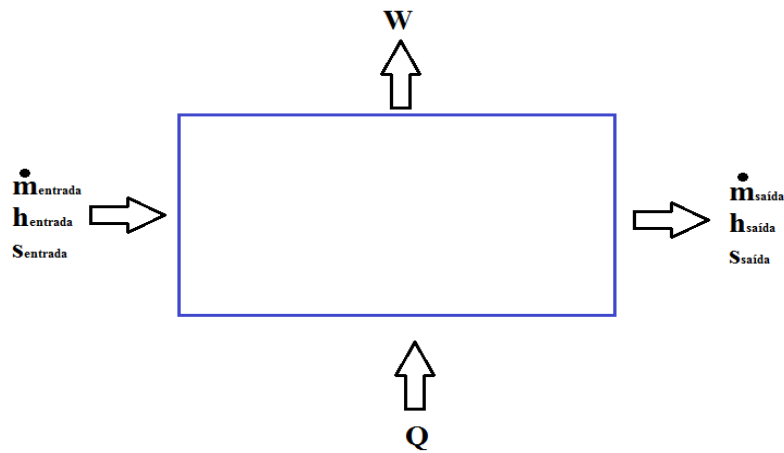


Figura 4.1 - Volume de controle de um sistema em regime permanente.

$$C_{saida} - C_{entrada} = C_Q - C_W \quad (4.2)$$

Onde:

$$C_{saida} = c_{saida} \cdot \dot{E}_{saida} = c_{saida} \cdot (\dot{m}_{saida} \cdot \dot{e}_{saida}) \quad (4.3)$$

$$C_{entrada} = c_{entrada} \cdot \dot{E}_{entrada} = c_{entrada} \cdot (\dot{m}_{entrada} \cdot \dot{e}_{entrada}) \quad (4.4)$$

$$C_W = c_W \cdot \dot{W} \quad (4.5)$$

$$C_Q = c_Q \cdot \dot{Q} \quad (4.6)$$

4.3 Descrição da bancada

A bancada experimental utilizada nesta dissertação foi projetada por Perez (2015) intitulada “*Nebulização de Etanol na Entrada do Compressor de uma Microturbina a Gás de 30kW: Análise Termodinâmica e Experimental*”. Esta bancada está conformada por um dispositivo chamado nebulizador de etanol e uma microturbina Capstone de 30 kW. O nebulizador trabalha sobre o conceito de injeção de combustível da indústria automotiva, por causa de foi necessário injetar mínimas vazões. Neste estudo, foram feitos diferentes testes para a concentração etanol/água, mas para efeito desta pesquisa será avaliada só a concentração de 70/30 (etanol / água), já que esta mistura resfria mais que as outras misturas testadas por Perez (2015). A continuação descreve-se os principais componentes da bancada.

4.3.1 Microturbina e sistema de aquisição de dados

A microturbina que foi utilizada nos testes experimentais está localizada no Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá-IEM/UNIFEI. A microturbina Capstone C30 do laboratório trabalha com o ciclo Brayton regenerativo, por ter incorporado o regenerador no ciclo.

O controlador de potência digital (DPC) é um dos principais componentes da microturbina, pois controla o sistema de operação da microturbina e todos os subsistemas operacionais. O DPC desempenha a função de converter a potência que gera a microturbina em potência elétrica. Durante o arranque, o DPC funciona como uma unidade de frequência variável e o gerador como um motor, até que a energia esteja disponível na microturbina. Logo, o DPC funciona de novo como uma unidade motriz para dissipar o calor armazenado no recuperador e a estrutura da máquina com o fim de proteger vários dos componentes dela (Perez, 2015).

A microturbina e o computador estão ligados por meio de um cabo serial DB9 desde o porto serial na caixa de comunicações da microturbina. Portanto, do computador pode-se monitorar e realizar a leitura e armazenamento de diferentes dados mecânicos e elétricos sobre o funcionamento da máquina (Perez, 2015).

4.3.2 Nebulizador de etanol

O dispositivo nebulizador funciona resfriando o ar que entra no compressor através do método de nebulização direta de alta pressão, este método evaporativo é conhecido com o nome de fogging. Este dispositivo tem dois bicos injetores, todos os bicos têm quatro orifícios onde é injetado o etanol hidratado líquido, que logo é pulverizado pela alta pressão do sistema

nebulizador. As linhas de pressão trabalham a 400 kPa máxima. Tais linhas de pressão iniciam seu funcionamento quando é ligada a bomba que esta submergida dentro do reservatório de etanol mostrada na Figura 4.2.

Um dos bicos foi montado na linha de admissão de ar da microturbina e o segundo foi instalado no suporte do dispositivo dentro de uma proveta de precisão, para verificar a quantidade de etanol que é injetado. A vazão de etanol é controlada por um sistema denominado *Pulse Width Modulation* (PWM), este sistema envia sinais por pulso que determinam a abertura dos bicos. Este dispositivo trabalhará com uma vazão mínima de 0,123 ml/s e uma vazão máxima de 0,593 ml/s.

Uma das peças mais importantes do dispositivo é o bico injetor, cujo bico utilizado é da indústria automotiva. Na Figura 4.3 é mostrada uma fotografia do dispositivo de nebulização de etanol (Perez, 2015).

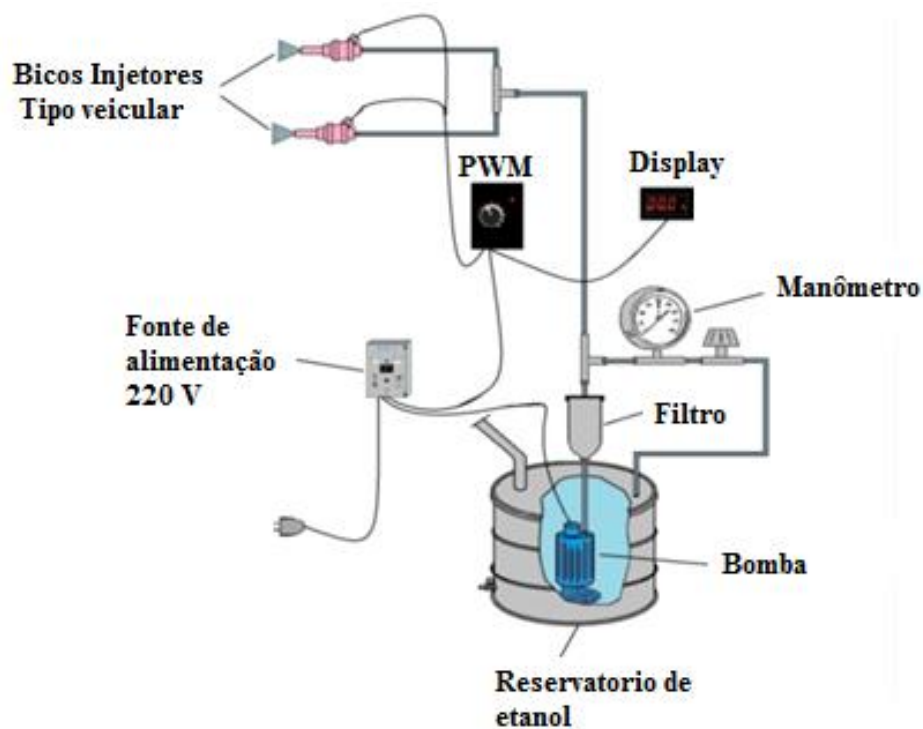


Figura 4.2 - Esquema do dispositivo de nebulização de etanol. Fonte: Perez (2015). Adaptada.

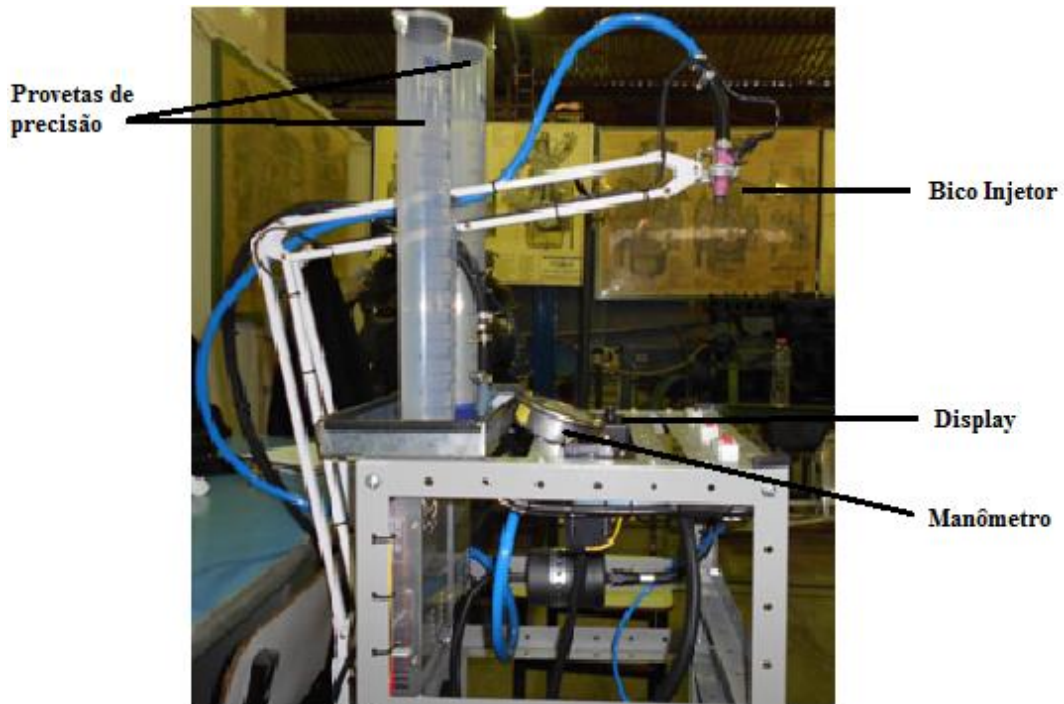


Figura 4.3 - Dispositivo de nebulização de etanol. Fonte: Perez (2015). Adaptada.

A Tabela 4.1 detalha a quantidade de componentes presentes no dispositivo de injeção de etanol.

Tabela 4.1 - Partes do dispositivo de nebulização de etanol.

Componente	Especificação	Quantidade
Reservatório de etanol	Capacidade. de 25 L	1
Bomba	Submersa	1
Filtro de ar	Filtro na estrada do compressor	1
Manômetro	Bourdon. Escala de (0-200PSI)	1
Fontes de alimentação	100 V – 220V	1
PWM (<i>Pulse Width Modulation</i>)	Medidor de vazão por pulso	1
Display	Controlador de pulsos	1
Bicos injetores	Bico injetor tipo veicular	2

A montagem do sistema de nebulização na microturbina é mostrada na Figura 4.4. O bico que nebuliza o etanol esta dentro de uma luva localizada antes do duto de admissão do ar, e depois do filtro de ar. Vide Figura 4.5.

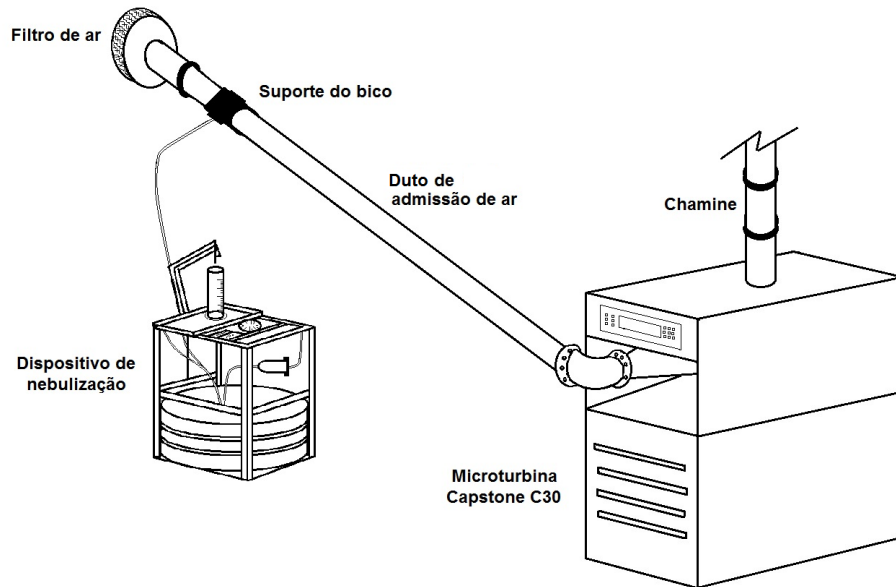


Figura 4.4 - Montagem do dispositivo de nebulização na microturbina. Fonte: Perez (2015).

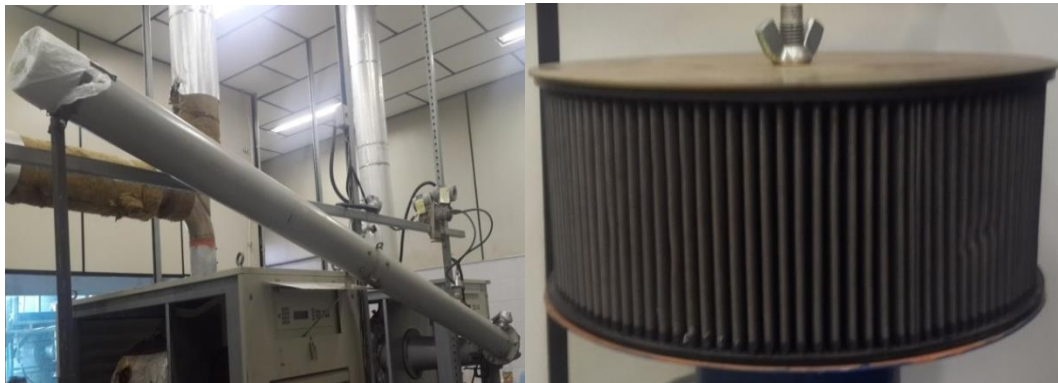


Figura 4.5 - Filtro e posição do filtro na bancada.

O ponto de injeção do etanol hidratado é determinado pelo tempo que demora o etanol para evaporar com o ar quente. A temperatura do ar de 30° C é suficiente para evaporar o etanol. O etanol possui elevadas entalpias de vaporização, obtendo um considerável efeito de resfriamento por evaporação. Esta evaporação é favorecida pela distância do tubo, desde o ponto de injeção até a entrada do compressor. Esta distância mostrada na Figura 4.6 é de 3,90

metros, distância ainda curta para que as gotas do etanol evaporem e não provoquem estragos produzidos pela entrada de líquido no compressor o gerador (Perez, 2015).

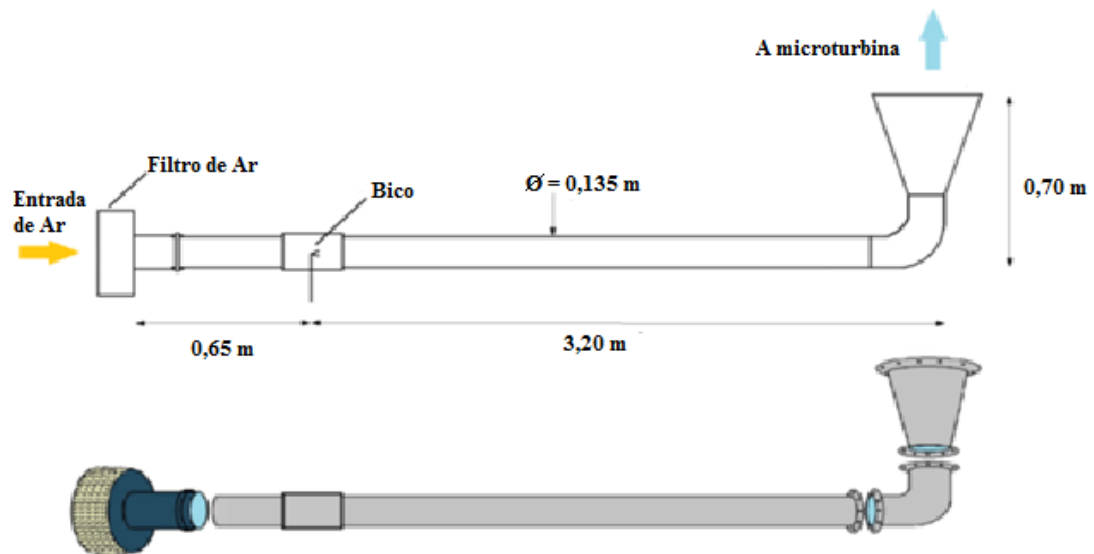


Figura 4.6 - Distância do ponto de injeção até a entrada da microturbina. Fonte: (Perez, 2015). Adaptada.

4.4 Diagrama do processo

A bancada é composta por sete componentes (Nebulizador, Evaporador, Compressor, Regenerador, Câmara de Combustão, Turbina a Gás e Gerador), tendo como fluido de trabalho o ar. O combustível principal o gás natural e o fluido a nebulizar o etanol hidratado. A Figura 4.7 mostra o diagrama do processo, cujas etapas principais são descritos a seguir:

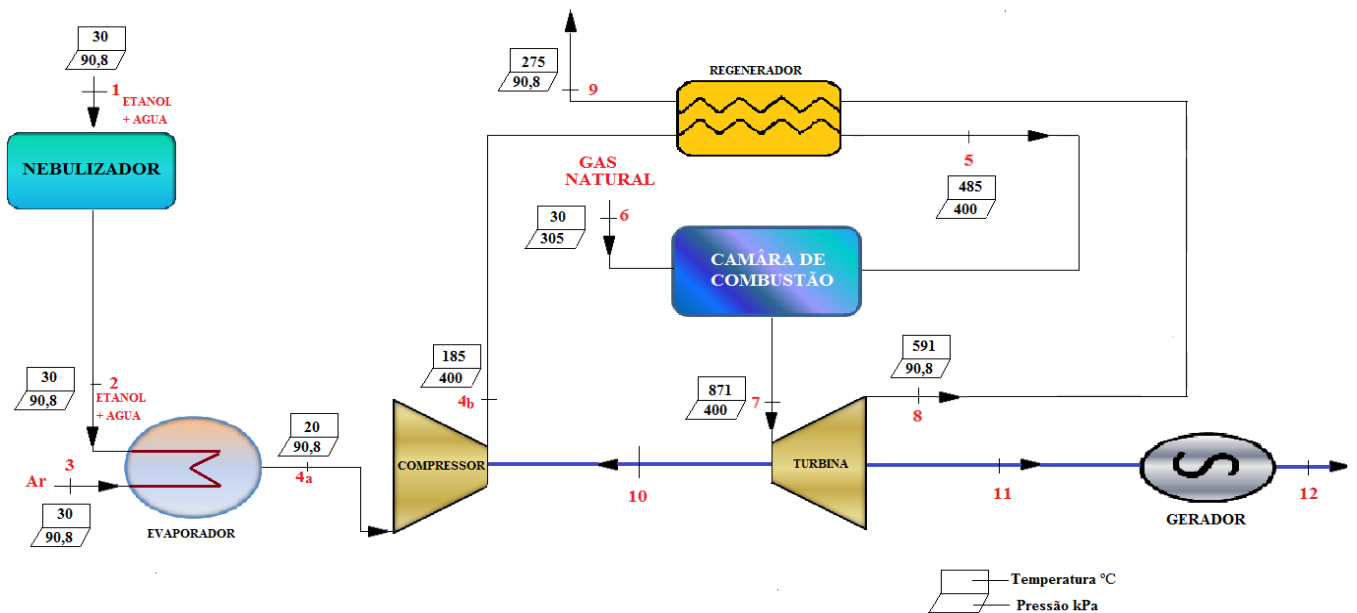


Figura 4.7 - Diagrama da bancada.

4.4.1 Nebulizador

Na entrada do nebulizador a temperatura e a pressão da concentração mássica de etanol/ água (70-30), estão à temperatura e pressão ambiente, 30 °C e 90,8 kPa respectivamente. Na saída do nebulizador, conhecida como a linha 2 no diagrama de processo, as substâncias estão pulverizadas devido a pressão exercida pelos bicos e ainda conserva as propriedades da linha 1.

4.4.2 Evaporador

Na entrada do evaporador, as substâncias pulverizadas provenientes da linha 2, entram no evaporador junto com o ar que esta na linha 3 com as mesmas propriedades da linha 1. Este ar, quando se mistura dentro do evaporador, no caso o duto de admissão de ar atua como evaporador, resulta em uma diminuição de temperatura liberada como calor, devido às propriedades de baixa pressão de vapor e elevadas entalpias de vaporização do etanol. Esta queda de temperatura leva o fluido a uma temperatura de 20 °C na saída do evaporador, sendo conhecida como temperatura resfriada T_r .

4.4.3 Compressor

A compressão ocorre quando os gases que saem do evaporador através da linha 4a, entram no compressor. Logo, estes gases comprimidos (razão de pressão 4:1) são direcionados até o regenerador, através da linha 4b a temperatura de 185 °C e pressão de 400 kPa. Estes gases saem do regenerador na direção da câmara de combustão através da linha 5 com uma temperatura de 485 °C , e 400 kPa de pressão.

4.4.4 Câmara de combustão

Na câmara de combustão a linha 5 que vem do regenerador e transporta o ar e a concentração de etanol/água mistura-se junto a gás natural pela linha 6 a uma temperatura de 30 °C e pressão 305 kPa. Na Figura 4.8 apresentam-se os três injetores que transportam o gás natural até a câmara de combustão e o ignitor da combustão.

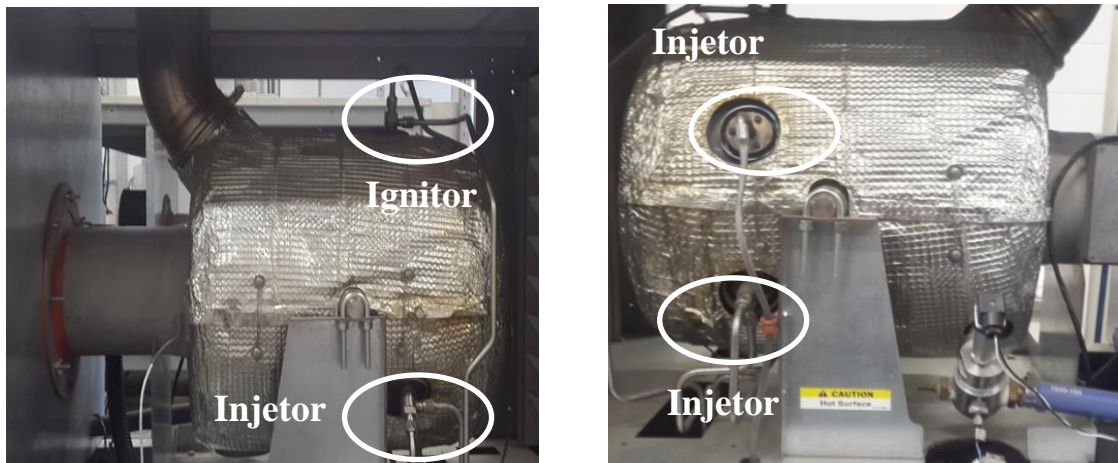


Figura 4.8 - Injetores da câmara de combustão e bico ignitor da combustao.

4.4.5 Turbina a gás

Na saída da câmara de combustão os gases de exaustão que saem pela linha 7 e entram na Turbina a Gás, possuem temperatura de 871 °C (temperatura máxima de projeto proporcionada pela Capstone para a microturbina C30 de 30kW) e pressão de 400 kPa. Assim, estes gases que saem da Turbina a Gás, são direcionados novamente para o regenerador, entrando nele através da linha 8 com propriedades de temperatura e pressão de 591 °C e 90,8 kPa respectivamente.

4.4.6 Chaminé

A chaminé da microturbina Capstone de 30 kW é projetada para trabalhar em intervalos de temperatura de 261 °C a 315 °C. Os gases de exaustão provenientes do regenerador que são transportados à chaminé estão na temperatura de 275 °C e pressão de 90,8 kPa. A chaminé desta microturbina é mostrada na Figura 4.9, junto com o termopar sinalizado.



Figura 4.9 - Chaminé e termopar de temperatura.

4.4.7 Sensores

Os sensores instalados para a medição na microturbina Capstone 30kW, enviam os dados em forma de sinais de corrente em miliampères até as placas de entrada do CLP. Logo, a informação é processada e posteriormente enviada às saídas do CLP que estão comunicadas com um computador de mesa, onde se encontra instalado o sistema supervisorio Elipse *Scada* e no qual os dados podem ser visualizados em valores ou em forma de gráficos, segundo a conveniência do operador (Perez, 2015). Os sensores que proporcionam os dados para os cálculos deste trabalho são:

- Sensor N° 1. Este sensor é um tubo de Pitot que registra a pressão do ar localizada na linha 3 do diagrama de processos, conforme destacado na Figura 4.10.

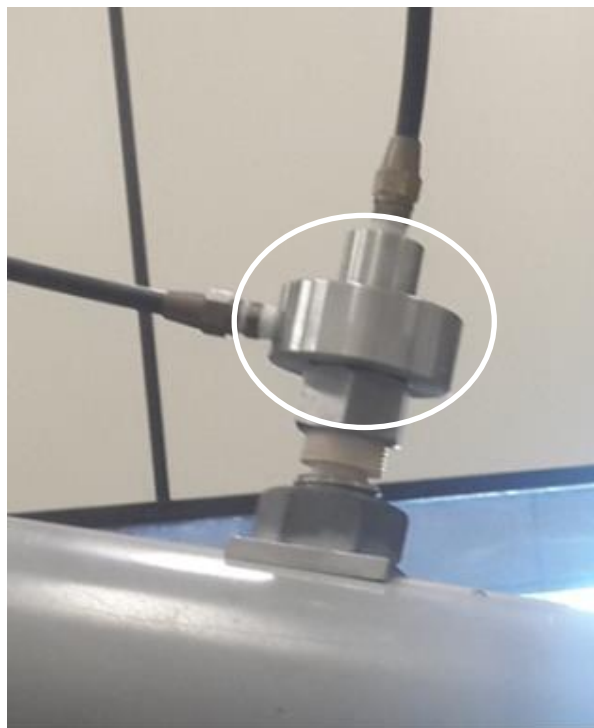


Figura 4.10 - Tubo de pitot (Sensor N° 1).

- Sensor N° 2. Este sensor é um dos sensores mais importantes, já que registra a temperatura na qual está entrando os gases no compressor, ou seja, mede a temperatura de resfriamento. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** apresenta este sensor 2.



Figura 4.11 - Sensor N° 2. Temperatura de resfriamento.

- Sensor N° 3 e Sensor N° 4. Estes sensores são responsáveis de medir a temperatura e vazão do Gás Natural. **A Erro! Fonte de referência não encontrada.** sinala a posição destes sensores.

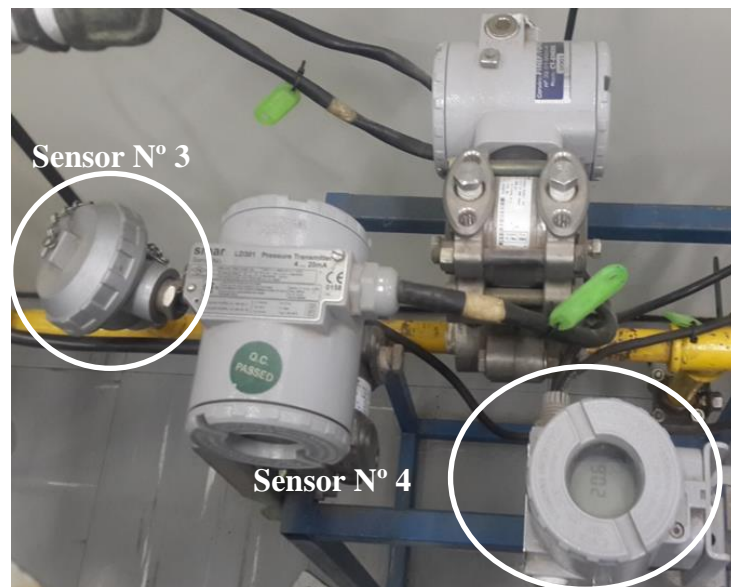


Figura 4.12 - Sensor N° 3 e N° 4.

CAPITULO 5

5 EXERGOECONÔMIA NA MICROTURBINA A GÁS COM INJEÇÃO DE ETANOL NO COMPRESSOR

Na abordagem deste capítulo 5, são aplicados os conceitos da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para o desenvolvimento da análise exergoeconômica. A descrição do processo e bancada, estão contemplados no capítulo 4, portanto, apresenta-se o diagrama físico na Figura 5.1.

5.1 Diagrama físico

O diagrama físico contém basicamente 7 unidades representadas por figuras geométricas classificadas como nebulizador: unidade 1; evaporador: unidade 2; compressor: unidade 3; recuperador: unidade 4; câmara de combustão: unidade 5; turbina a gás : unidade 6; gerador : unidade 7. Além, o diagrama contém umas linhas que estão distribuídas nas entradas e saídas das unidades. Estas linhas são numeradas de acordo a direção dos fluxos como se apresenta à continuação.

5.1.1 Linha 1

A água e o etanol na fase líquida, junto com a bomba, encontram-se submersa no reservatório do dispositivo de nebulização. Estas substâncias são direcionadas a *unidade 1* logo que a bomba é ligada, dando inicio a processo de nebulização.

5.1.2 Linha 2

Os bicos injetores pulverizam a mistura de água e etanol por causa da alta pressão de operação pelo método conhecido como: nebulização direta de alta pressão de entrada (*Fogging*).

5.1.3 Linha 3

Neste fluxo 3, o ar proveniente do ambiente entra na *unidade 2* para misturar-se com água e o etanol que saem da *unidade 1*.

5.1.4 Linha 4a

O etanol evapora (pela pressão de vapor deste biocombustível) por meio da energia recebida do ar quente na entrada da turbina a gás. Desse modo, a mistura é evaporada completamente quando entra na *unidade 3*. Esta distribuição foi estudada por Perez (2015).

5.1.5 Linha 4b

Nesta linha 4b ocorre a compressão dentro da *unidade 3*, onde é direcionado o fluxo até a *unidade 4*.

5.1.6 Linha 5

Na *unidade 4* os gases da linha 5 são levados a *unidade 5* na qual iniciam a reação de combustão quando é misturado com o gás natural.

5.1.7 Linha 6

A linha 6 é identificada como o gás natural que ingressa na *unidade 5*.

5.1.8 Linha 7

A linha 7 constitui a saída da *unidade 5* dos gases de exaustão que entram na *unidade 6*.

5.1.9 Linha 8

Na linha 8 os gases de exaustão saem da *unidade 6* e chegam até a *unidade 4* para aquecer (no regenerador) a mistura da linha 4b.

5.1.10 Linha 9

Nesta linha 9 os gases de exaustão são expulsos para atmosfera.

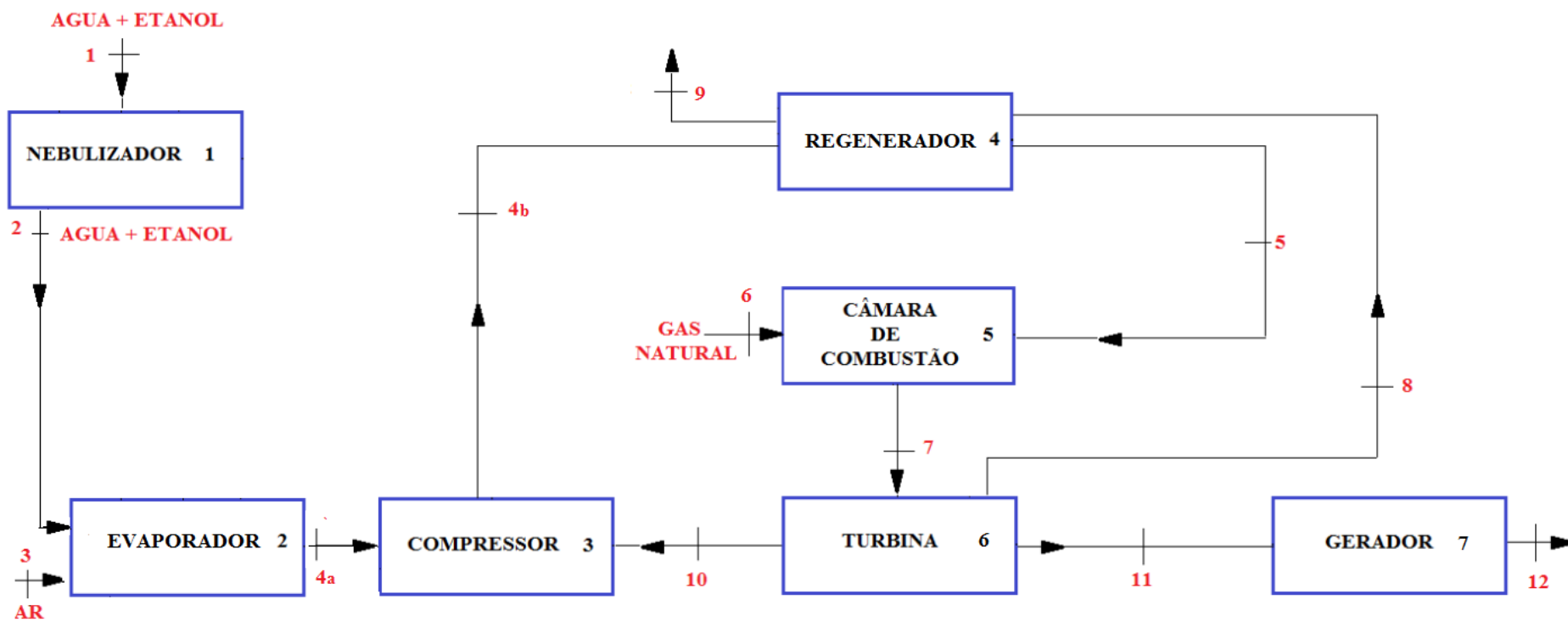


Figura 5.1 - Diagrama físico.

5.2 Balanço de energia aplicada no processo

5.2.1 Nebulizador

Neste dispositivo a mistura etanol/água, é convertida em névoa através dos bicos de alta pressão, seu volume de controle está mostrado na Figura 5.2.

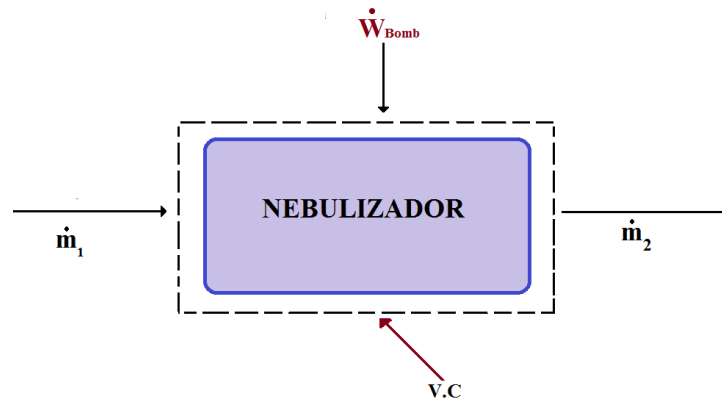


Figura 5.2 - Volume de controle do nebulizador.

O trabalho que produz a bomba do nebulizador está definida como:

$$\dot{W}_{bomb} = \frac{v \cdot \dot{m} \cdot (\Delta P)}{\eta_{bomb}} \quad (5.1)$$

5.2.2 Evaporador

O evaporador libera calor, apresenta seu volume de controle na Figura 5.3, considerando o trabalho (w) nulo neste volume de controle, o cálculo do calor liberado pode ser calculado mediante a Primeira Lei da Termodinâmica (conservação de energia).

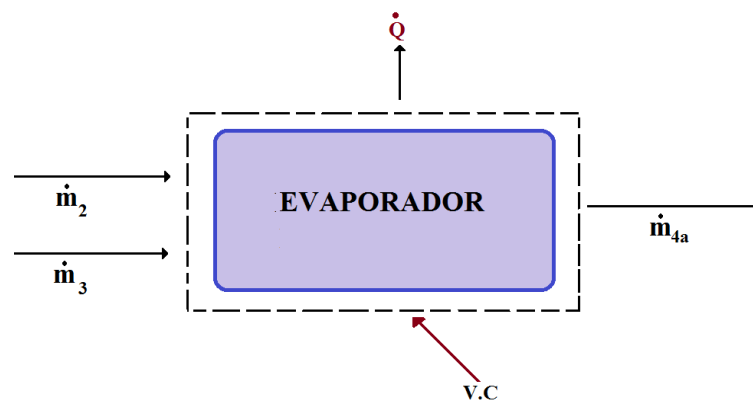


Figura 5.3 - Volume de controle do evaporador.

Por consequência, a taxa de calor que libera o evaporador no volume de controle é estabelecido na equação 5.2 como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_{4a} \cdot h_{4a} \quad (5.2)$$

Deste modo, considerando conservação da massa equação 5.3, tem-se:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_2 = \dot{m}_{4a} \quad (5.3)$$

Onde:

\dot{m}_2 ; A vazão mássica que sai do nebulizador.

\dot{m}_3 ; A vazão mássica do ar que entra no evaporador.

\dot{m}_{4a} ; A vazão mássica que sai do evaporador, produto da mistura.

5.2.3 Compressor

O compressor é um dispositivo no qual o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho, por causa disso o trabalho do volume de controle da Figura 5.4 é adaptada à equação 5.4.

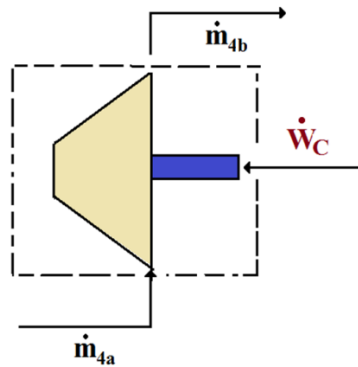


Figura 5.4 - Volume de controle no compressor.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{4a} (h_{4b} - h_{4a}) \quad (5.4)$$

Assim, a conservação da massa no compressor, define que a vazão mássica que entra nele \dot{m}_{4a} , seja igual aquela vazão mássica que sai \dot{m}_{4b} .

5.2.4 Câmara de combustão

A figura 5.5 mostra o volume de controle da câmara de combustão, sendo considerada adiabática e na ausência de trabalho, mediante conservação de massa, obtém-se:

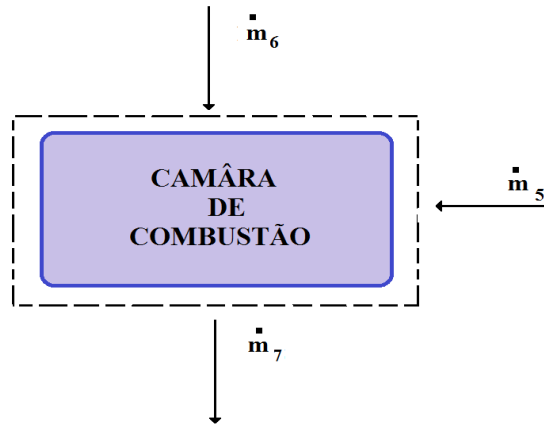


Figura 5.5 - Volume de controle da câmara de combustão.

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_5 = \dot{m}_7 \quad (5.5)$$

Onde:

\dot{m}_5 ; é vazão mássica que sai do regenerador.

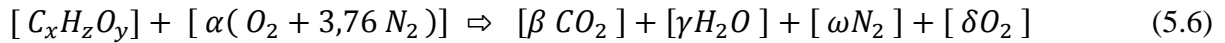
\dot{m}_6 ; é a vazão mássica do Gás Natural.

\dot{m}_7 ; é vazão mássica dos gases de exaustão.

Para o cálculo da reação de combustão foi adotada a mesma composição (molar) do gás natural definida por Perez (2015) como:

- Metano (CH_4): 96,870 %.
- Etano (C_2H_6): 2,850 %.
- Propano (C_3H_8): 0,240 %.
- Butano (C_4H_{10}): 0,030 %.
- Isobutano (C_4H_{10}): 0,010 %.

A partir da reação completa da combustão para uma massa de 1 mol de combustível (equação 5.6), é possível determinar os coeficientes da reação de combustão, no qual são fornecidos os mols dos reagentes e produtos por mol de combustível.



Resolvendo a reação de combustão (equações 5.7), define-se que os coeficientes molares dos reagentes e produtos da reação de combustão real sejam:

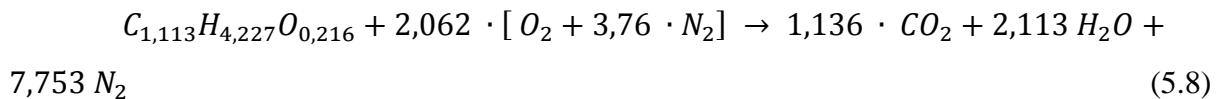
$$\beta = x \quad (5.7a)$$

$$\gamma = \frac{z}{2} \quad (5.7b)$$

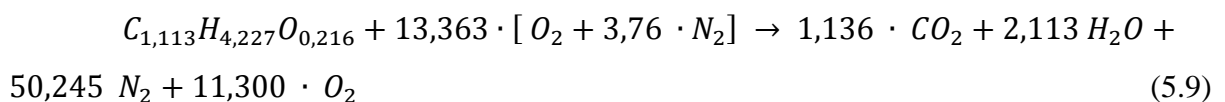
$$\omega = \alpha \cdot 3,76 \quad (5.7c)$$

$$\delta = \frac{[y+2\alpha-2\beta-\gamma]}{2} \quad (5.7d)$$

A onde: β , γ , ω , δ ; são os números de mols dos produtos obtidos a partir do balanço estequiométrico. Com estes números de mols a equação estequiométrica define-se na equação 5.8.



Assim, considerando um excesso de ar de 6,4, dado obtido por Perez (2015), a equação real da combustão é calculada na equação 5.9 e definida como:



5.2.5 Turbina a gás

Os gases de exaustão que entram na câmara de combustão e efetuam a reação de combustão (gás natural, ar, vapor de etanol/água), faz com que a vazão mássica que sai da turbina esteja constituída por estes gases de exaustão. Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica obtém-se a equação 5.10 para o volume de controle mostrado na Figura 5.6. Portanto, o balanço de energia define a potência da turbina como:

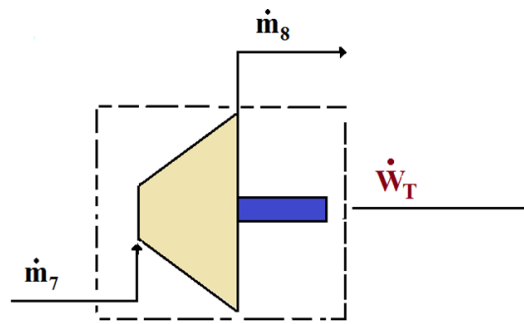


Figura 5.6 - Volume de controle da turbina a gás.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7) \quad (5.10)$$

A entalpia na saída da câmara de combustão, conhecida como entalpia dos produtos, é estimada a partir da equação 5.11.

$$h_7 = h_p = \sum_1^n n_i \cdot [\bar{h}_i - \bar{h}_0] \quad (5.11)$$

Onde, o n_i é o numero de mols para cada gás da mistura dentro da câmara de combustão, \bar{h}_i entalpia do gás por mol, e \bar{h}_0 entalpia por mol no estado de referencia.

5.2.6 Regenerador

Os regeneradores podem envolver multiples entradas e saídas, mas, para efeito deste regenerador só existem duas saídas e duas entradas. Considerando, ausência de trabalho neste regenerador, e assumindo que seja adiabática, a Primeira lei da Termodinâmica define o volume de controle da Figura 5.7. Igualmente, a conservação da massa do regenerador é definida como:

$$\dot{m}_{4a} + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 + \dot{m}_9 \quad (5.12)$$

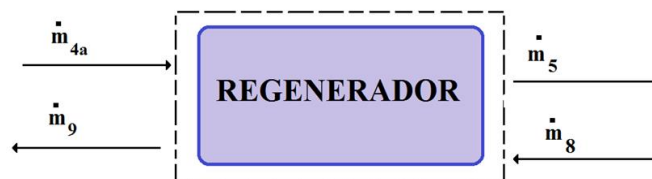


Figura 5.7 - Volume de controle do regenerador.

5.3 Balanço exergético aplicado no processo

Seguindo as equações do capítulo 3, para o cálculo das exergias químicas e físicas dos itens 3.5.2 e 3.5.3, são estimadas as equações que correspondem aos balanço exergético para cada volume do controle das unidades do processo.

5.3.1 Nebulizador

Na Figura 5.8, apresenta-se o balanço de exergia que corresponde ao nebulizador. Tais exergias serão analisadas para cada unidade do processo. A exergia do nebulizador esta representada na equação 5.13 do balanço exergético deste dispositivo.

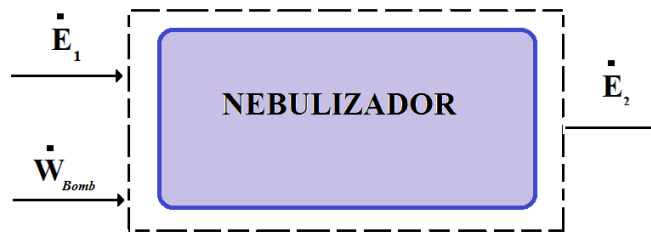


Figura 5.8 - Balanço exergético no nebulizador.

$$\dot{E}_2 = \dot{E}_1 + \dot{W}_{bom} \quad (5.13)$$

Onde:

\dot{W}_{bom} ; exergia da bomba.

\dot{E}_1 ; exergia das substâncias que entram no nebulizador.

\dot{E}_2 ; exergia que sai do nebulizador.

Esta exergia de entrada do nebulizador (\dot{E}_1) esta aumentada pela exergia produzida na bomba submersa calculada na potência da bomba (\dot{W}_{bom}) do dispositivo de nebulização.

5.3.2 Evaporador

O balanço exergético do evaporador esta exposta na Figura 5.9 e definido para equação 5.14.

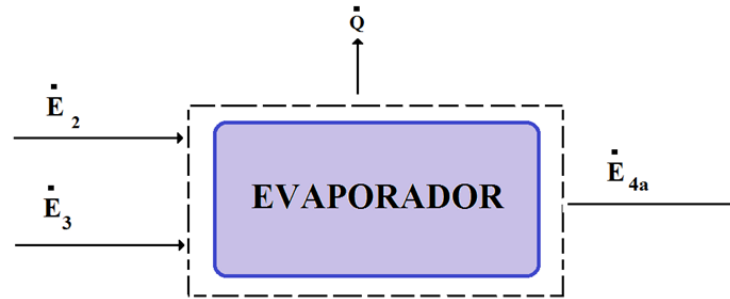


Figura 5.9 - Balanço de exergia no evaporador.

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_2 = \dot{E}_{4a} + \dot{Q} \quad (5.14)$$

O taxa de calor perdido pelo evaporador, foi definido no balanço de energia desta unidade. Para a exergia física do gás o item 3.5.2 é considerado nos cálculos. Para a exergia química o item 3.5.3 servirá de apoio. A contribuição da exergia química no ponto 4a, 4b e 5 é a mesma, por que não ocorre numa variação da reação química entre as unidades.

5.3.3 Compressor

No compressor, o balanço de exergia indicado na equação 5.15, descreve quanto é a contribuição exérgica deste dispositivo que se apresenta na Figura 5.10.

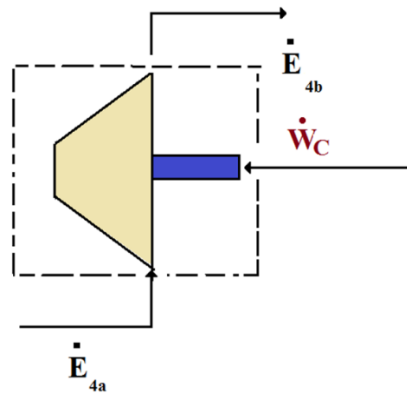


Figura 5.10 - Balanço exérgico do compressor.

$$\dot{E}_{4a} + \dot{W}_c = \dot{E}_{4b} \quad (5.15)$$

A exergia na entrada do compressor e a potência do compressor foram delimitadas anteriormente. Neste caso, a exergia que sai do compressor estará indicada pela equação 3.14 e 3.16.

5.3.4 Câmara de combustão

A variação exergetica na câmara de combustão encontra-se estabelecida na exergia dos reagentes (gases que saem do regenerador \dot{E}_5 e o gás natural \dot{E}_6) e a exergia dos produtos (\dot{E}_7), e evidenciada na Figura 5.11.

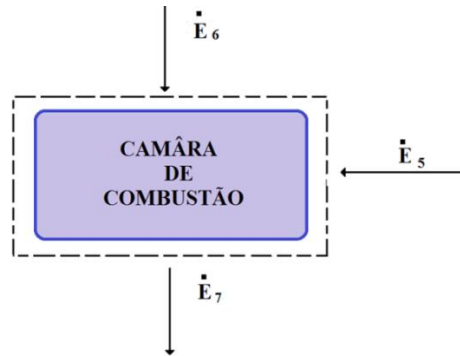


Figura 5.11 - Balanço exergetico na câmara de combustão.

O balanço exergetico para a câmara de combustão está calculado como:

$$\dot{E}_6 + \dot{E}_5 = \dot{E}_7 \quad (5.16)$$

De modo semelhante, a equação 3.14 da exergia física dos gases e a equação 3.16, definem a exergia química destes pontos.

5.3.5 Turbina a gás

Na equação 5.17, estão definidas as exergia na turbina a gás. A Figura 5.12 apresenta o balanço corresponde para esta equação.

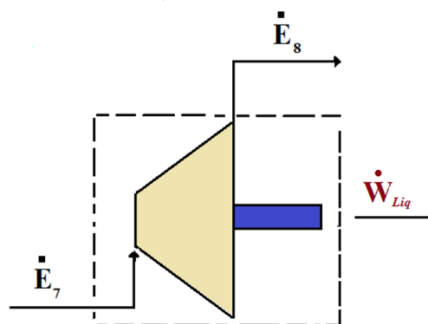


Figura 5.12 - Balanço exergetico da turbina a gás.

$$\dot{E}_8 + \dot{W}_{Liq} = \dot{E}_7 \quad (5.17)$$

A potência da turbina foi calculada anteriormente no balanço energético dela. No caso da exergia que entra \dot{E}_7 e sai da turbina \dot{E}_8 , ambas estão definidas nas equações das exergias dos gases, mencionados no capítulo 3.

5.3.6 Regenerador

Os regeneradores são trocadores de calor de ar/ gás. Este trocador de calor representa o balanço exergético na Figura 5.13.

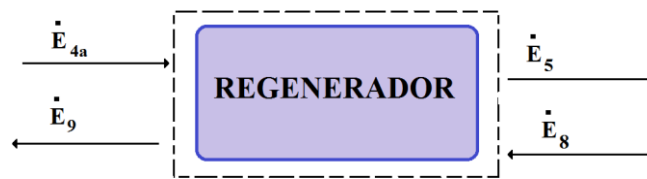


Figura 5.13 - Balanço exergético do regenerador.

O balanço de exergia neste ponto esta indicada como:

$$\dot{E}_{4a} + \dot{E}_8 = \dot{E}_5 + \dot{E}_9 \quad (5.18)$$

Os dados de entalpia e entropia foram definidos para cada ponto do processo pelas tabelas termodinâmicas do livro Moran e Shapiro (2016), Perry e Chilton (1993). Em alguns casos não foi preciso a determinação das entalpias e entropias em vista das equações que foram utilizadas para a estimativa da exergia. A Tabela 5.1 mostra os resultados obtidos do cálculo realizado para a determinação das exergia de cada unidade.

Tabela 5.1 - Resumo da exergia físicas e químicas das principais do processo.

Ponto	T °C	P kPa	\dot{m} kg/s	H kJ/kg	S kJ/kg K	e_f kJ/kg	e_f kW	e_q kJ/kg	e_q kJ/kg	\dot{E} kW
1	30	90,8	0,0003	229,4549	1,0102	0,1294	$0,05 \times 10^3$	20675,647	7,9478	7,9478
2	30	90,8	0,0003	229,5239	1,0102	0,1984	$0,08 \times 10^3$	20675,647	7,9478	7,9479
3	30	90,8	0,1952	303,2080	1,7125	-9,3172	-1,8193	403,5200	78,7968	76,9774
4a	20	90,8	0,1956	305,7465	1,7201	-9,3156	-1,8226	443,8150	86,8359	85,0133

4b	185	400	0,1956	463,1796	6,8957	150,0955	29,3673	443,8150	86,8359	116,2033
5	485	400	0,1956	779,9362	7,4264	315,7403	61,7771	443,8150	86,8359	148,6131
6	30	305	0,0013	-	-	165,3645	0,2299	51692,663	71,8720	72,1019
7	871	400	0,1970	927,9161	-	652,1375	128,5026	7,2755	1,4336	129,9362
8	591	90,8	0,1970	606,7895	-	279,5641	55,0876	7,2755	1,4336	56,5213
9	275	90,8	0,1970	-	-	64,8167	12,7720	7,2755	1,4336	14,2057
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30,8030
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	63,2774
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	30,8507

5.4 Cálculo das irreversibilidades

Seguindo as equações do capítulo 3 para o cálculo das irreversibilidades, a Tabela 5.2 apresenta a estimativa das irreversibilidades das unidades do diagrama físico que constituem o processo. Esta Tabela 5.2 também mostra um resumo do cálculo destas irreversibilidades contidas como equações.

Tabela 5.2 - Cálculo de irreversibilidades do processo.

<i>Unidades</i>	<i>Equações</i>	<i>Irreversibilidades (kW)</i>
Nebulizador	$\dot{I}_{neb} = \dot{E}_1 + \dot{W}_{bomb} - \dot{E}_2$	$0,106 \times 10^3$
Evaporador	$\dot{I}_{evap} = \dot{E}_3 + \dot{E}_2 - \dot{E}_{4a} - \dot{Q}$	0,6176
Compressor	$\dot{I}_{comp} = \dot{W}_c + \dot{E}_{4a} - \dot{E}_{4b}$	1,5598
Regenerador	$\dot{I}_{reg} = \dot{E}_{4b} + \dot{E}_8 - \dot{E}_5 - \dot{E}_9$	8,9803
Câmara de combustão	$\dot{I}_{cc} = \dot{E}_5 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$	90,9467
Turbina a gás	$\dot{I}_{TG} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{W}_{liq}$	42,8245
Gerador	$\dot{I}_{ger} = \dot{W}_{liq} - \dot{W}_{ger}$	1,5839

5.5 Diagrama funcional termoeconômico

O diagrama funcional termoeconômico mostrado na Figura 5.14, esta construído por figuras geométricas as quais representam as unidades que constituem o processo, além das linhas que representam as funções unitárias em termos de incrementos exergeticos, de acordo com o método desenvolvido por Coronado (2010). A anotação adotada neste diagrama é a mesma sugerida por Frangopoulos, isto é:

Y	Funções exergeticas em base incremental;
$Y_{i,j}$	j-ésima entrada à i-esima unidade;
$Y_{i,k}$	k-ésima saída da i-ésima unidade.

5.5.1 Determinação das expressões para as funções exergeticas

Para a determinação das funções exergeticas afiliadas ao diagrama físico da Figura 5.1, e com os dados da Tabela 5.1, determina-se os incrementos exergeticos de cada etapa do processo, vinculados a diagrama funcional termoeconômico da Figura 5.14. As equações apresentadas a seguir são utilizadas para calcular os incrementos exergeticos em cada unidade do diagrama funcional termoeconômico.

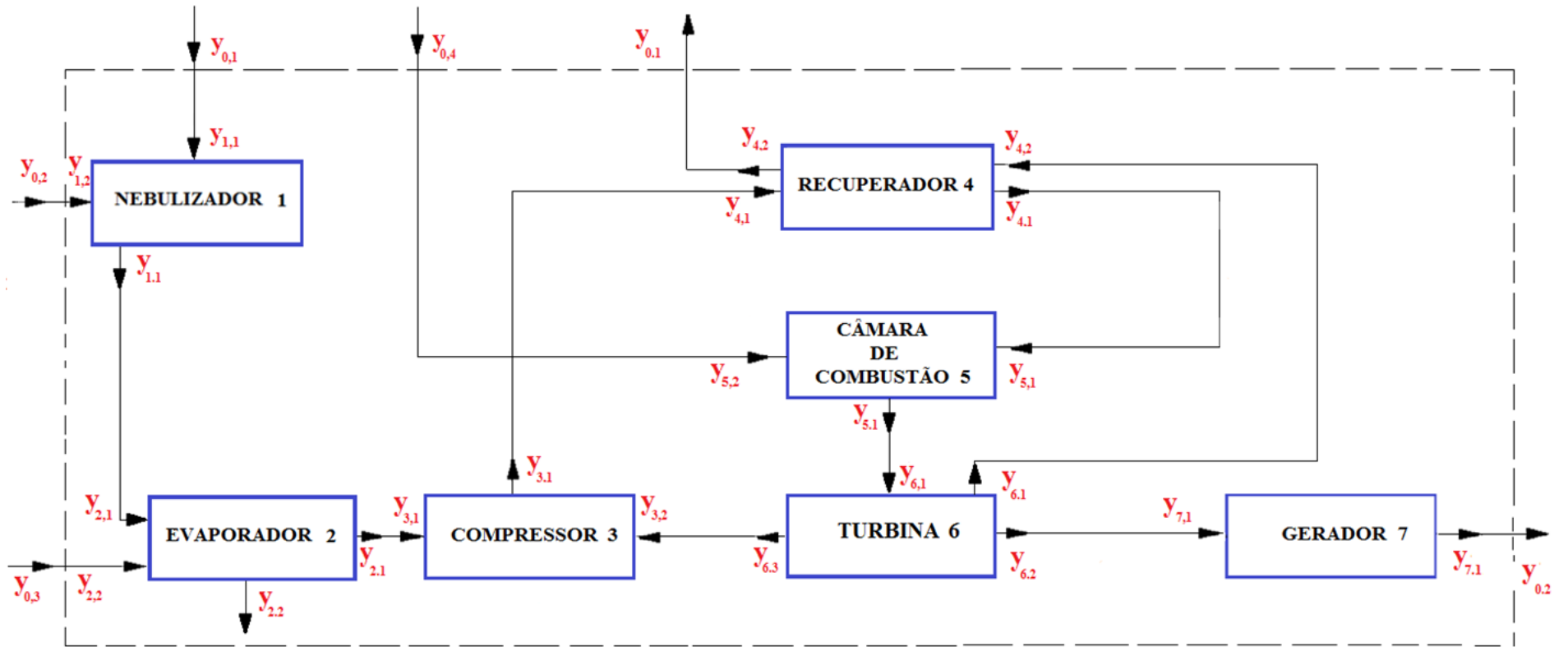


Figura 5.14 - Diagrama funcional termoeconômico

UNIDADE 1: NEBULIZADOR

$$Y_{C_2H_6O} = Y_{0,1} = Y_{1,1} = \dot{m}_1 \cdot e_1 \quad (5.19)$$

$$Y_{0,2} = Y_{1,2} = \dot{W}_{bomb} \quad (5.20)$$

$$Y_{1,1} = Y_{2,1} = \dot{m}_1(e_2 - e_1) \quad (5.21)$$

UNIDADE 2: EVAPORADOR

$$Y_{0,3} = Y_{2,2} = \dot{m}_3 \cdot e_3 \quad (5.22)$$

$$Y_{2,2} = \dot{Q} \quad (5.23)$$

$$Y_{2,1} = Y_{3,1} = \dot{m}_2(e_{4a} - e_2) - \dot{m}_3(e_{4a} - e_3) \quad (5.24)$$

UNIDADE 3: COMPRESSOR

$$Y_{3,1} = Y_{4,1} = \dot{m}_{4a}(e_{4b} - e_{4a}) \quad (5.25)$$

$$Y_{3,2} = Y_{6,3} = \dot{W}_c \quad (5.26)$$

UNIDADE 4: RECUPERADOR

$$Y_{4,1} = Y_{5,1} = \dot{m}_{4b}(e_5 - e_{4b}) \quad (5.27)$$

$$Y_{4,2} = Y_{6,1} = \dot{m}_8 \cdot (e_7 - e_8) \quad (5.28)$$

$$Y_{4,2} = Y_{0,1} = \dot{m}_8(e_8 - e_9) \quad (5.29)$$

UNIDADE 5: CÂMARA DE COMBUSTÃO

$$Y_{GN} = Y_{0,4} = Y_{5,2} = \dot{m}_6 \cdot e_6 \quad (5.30)$$

$$Y_{5,1} = Y_{6,1} = \dot{m}_6(e_7 - e_6) - \dot{m}_5(e_5 - e_7) \quad (5.31)$$

UNIDADE 6: TURBINA A GÁS

$$Y_{6,2} = Y_{7,1} = \dot{W}_{Liq} \quad (5.32)$$

UNIDADE 7: GERADOR

$$Y_{7,1} = Y_{0,2} = \dot{W}_{elec} \quad (5.33)$$

O resultado destas equações encontra-se resumido na Tabela 5.3 do resumo das funções exergéticas, o qual servirá para calcular a seguir os custos exergéticos de manufatura, objetivo principal desta análise.

Tabela 5.3 - Cálculo das funções exergéticas.

<i>Unidade 1: Nebulizador</i>		<i>Unidade 2: Evaporador</i>	
$Y_{0,1} = Y_{1,1}$	7,9478	$Y_{0,3} = Y_{2,2}$	76,9773
$Y_{0,2} = Y_{1,2}$	0,106 x 10 ³	$Y_{2,2} = \dot{Q}$	0,6176
$Y_{1,1} = Y_{2,1}$	0,3 x 10 ³	$Y_{2,1} = Y_{3,1}$	0,0879
<i>Unidade 3: Compressor</i>		<i>Unidade 4: Recuperador</i>	
$Y_{3,1} = Y_{4,1}$	31,1900	$Y_{4,1} = Y_{5,1}$	32,4097
$Y_{3,2} = Y_{6,3}$	30,8030	$Y_{4,2} = Y_{6,1}$	73,4149
		$Y_{4,2} = Y_{0,1}$	42,3156
<i>Unidade 5: Câmara de Combustão</i>		<i>Unidade 6: Turbina a Gás</i>	
$Y_{0,4} = Y_{5,2}$	72,1019	$Y_{6,2} = Y_{7,1}$	32,4744
$Y_{6,1} = Y_{5,1}$	90,7787	<i>Unidade 7: Gerador</i>	
		$Y_{7,1} = Y_{0,2}$	30,8507

5.6 Cálculo do custo de manufatura exergético. CM_{EX}

Na avaliação do análise de custos, serão comparados dois ciclos, o ciclo convencional, que opera mediante a queima somente de gás natural e o sistema de resfriamento, onde é injetado etanol para resfriar os gases que entram no compressor e misturar-se com o gás natural na câmara de combustão. Ambos os ciclos foram avaliados pela Primeira Lei da Termodinâmica na dissertação de mestrado de Perez (2015).

Na estimativa do custo de manufatura exergético, os cálculos vinculados estão definidos no diagrama apresentado na Figura 5.15, correspondendo a: custo de combustível, custo de operação, custo de investimento e custo de manutenção. A equação 5.34 define este custo de manufatura como:

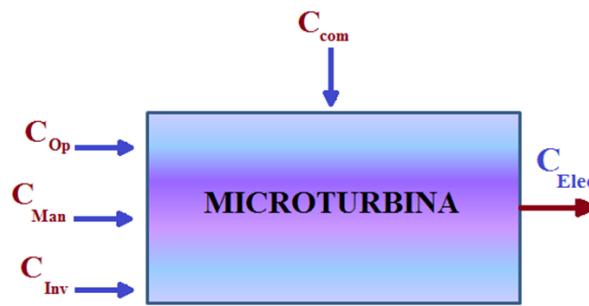


Figura 5.15 - Diagrama de custo de manufatura exergético.

$$CM_{EX} = C_{elec} \cdot Y_{7.1} \quad (5.34)$$

5.6.1 Cálculo do custo de eletricidade. C_{elec}

- **Custo do Combustível. C_{com}**

Para o cálculo dos custos de combustível, etanol e gás natural, foram considerados os dados da Agência Nacional de Petróleo (ANP). As funções exergéticas de ambos os combustíveis estão definidas na seção anterior, onde foram determinadas as funções exergéticas. Sendo o custo de etanol $C_{C_2H_6O} = 0,1154$ US\$/kWh (2,46 R\$/litro) e o custo do gás natural $C_{GN} = 0,0623$ US\$/kWh (0,0022 R\$/litro). A equação 5.35, define o custo do combustível no processo em US\$/h como:

$$C_{com} = (C_{GN} \cdot Y_{GN}) + (C_{C_2H_6O} \cdot Y_{C_2H_6O}) \quad (5.35)$$

- **Custo do investimento. C_{Inv}**

O custo do investimento leva em consideração, o investimento propriamente dito, as horas de operação e fator de anuidade. Considerando o investimento valorizado em aproximadamente R\$ 200.000,00 (Captone. 2015). Este valor inclui aquisição, montagem, engenharia, instrumentação e operação. A equação 5.36, define o custo do investimento em US\$/h como:

$$C_{Inv} = \frac{I \cdot f}{H} \quad (5.36)$$

Onde:

I ; Investimento.

f ; Fator de anuidade.

H ; Horas de operação.

O fator de anuidade dependerá da amortização (k) e da taxa anual de juros (r), onde é calculado mediante as equações (5.37 e 5.38):

$$f = \frac{q^k \cdot (q-1)}{q^k - 1} \quad (5.37)$$

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (5.38)$$

- **Custo de manutenção. C_{man}**

O custo de manutenção é calculado para 5% de investimento do custo da microturbina, que trabalha para um intervalo de horas anualmente Coronado (2010). Assim, a equação 5.39 do custo de manutenção é:

$$C_{man} = \frac{(0,5 \cdot I)}{H} \quad (5.39)$$

- **Custo de operação. C_{op}**

Para a operação da microturbina será considerado 02 pessoas para operar esta máquina, sendo assumido um salário de US\$ 1.000,00 por mês, a equação 5.40, estabelece que o custo de operação seja considerando 30 dias ao mês e 24 horas por dia:

$$C_{op} = \left[\frac{\text{Salario}}{30 \cdot 24} \right] \cdot 2 \quad (5.40)$$

Assim, a produção da energia elétrica é definida no cálculo do custo de eletricidade mostrado na equação 5.41 como:

$$C_{elec} = \frac{I \cdot f}{H \cdot Y_{7.1}} + \frac{C_{GN} \cdot Y_{GN} + C_{C_2H_6O} \cdot Y_{C_2H_6O}}{Y_{7.1}} + \frac{C_{Man}}{Y_{7.1}} + \frac{C_{op}}{Y_{7.1}} \quad (5.41)$$

Os resultados do custo de energia elétrica serão avaliados para diferentes parâmetros, considerados de importância na determinação do custo/benefício da microturbina. Na Tabela 5.4, apresentam-se os resultados do custo elétrico da microturbina com sistema de resfriamento, para 7800 h de operação, amortizações e juros de taxa anual variável. A cotação do dólar foi do dia 15/05/2016.

Tabela 5.4 - Custo de manufatura exergético. US\$ 1 = R\$. 3,56.

r (%)	Q	f	C_{elec} (US\$/kWh)	CM_{Ex} (US\$/h)
$k = 2$				
6	1,06	0,5454	0,4044	12,4769
8	1,08	0,5607	0,4080	12,5873
10	1,1	0,5761	0,4116	12,6984
12	1,12	0,5916	0,4152	12,8101
14	1,14	0,6072	0,4188	12,9224
$k = 4$				
6	1,06	0,2885	0,3444	10,6270

<i>Continuação da Tabela 5.4</i>				
8	1,08	0,3019	0,3475	10,7230
10	1,1	0,3154	0,3507	10,8206
12	1,12	0,3292	0,3539	10,9197
14	1,14	0,3432	0,3572	11,0203
<i>k = 6</i>				
6	1,06	0,2033	0,324	10,0131
8	1,08	0,2163	0,3275	10,1064
10	1,1	0,2296	0,3306	10,2021
12	1,12	0,2432	0,3338	10,3002
14	1,14	0,2571	0,3371	10,4006
<i>k = 8</i>				
6	1,06	0,1610	0,3146	9,7083
8	1,08	0,1740	0,3177	9,8017
10	1,1	0,1874	0,3208	9,8985
12	1,12	0,2013	0,32408	9,9988
14	1,14	0,2155	0,3274	10,1010
<i>k = 10</i>				
6	1,06	0,1358	0,3088	9,5270
8	1,08	0,1490	0,3118	9,6218
10	1,1	0,1627	0,3150	9,7206
12	1,12	0,1769	0,3184	9,8231
14	1,14	0,1917	0,3218	9,9292
<i>k = 14</i>				
6	1,06	0,1075	0,3022	9,3233

<i>Continuação da Tabela 5.4</i>				
8	1,08	0,1212	0,3054	9,4220
10	1,1	0,1357	0,3087	9,5261
12	1,12	0,1508	0,3123	9,6350
14	1,14	0,1666	0,3159	9,7484
<i>k = 20</i>				
6	1,06	0,0871	0,2974	9,1763
8	1,08	0,1018	0,3008	9,2820
10	1,1	0,1174	0,3045	9,3944
12	1,12	0,1338	0,3083	9,5127
14	1,14	0,1509	0,3123	9,6359

A continuação apresenta-se uma série de cenários com a finalidade de determinar como é afetado o custo de eletricidade e custo de manufatura exergetico no sistema de resfriamento e ciclo convencional, com relação aos seguintes itens: período de amortização, taxa anual de juros e preço do combustível, fixando 7800 h para cada cenário.

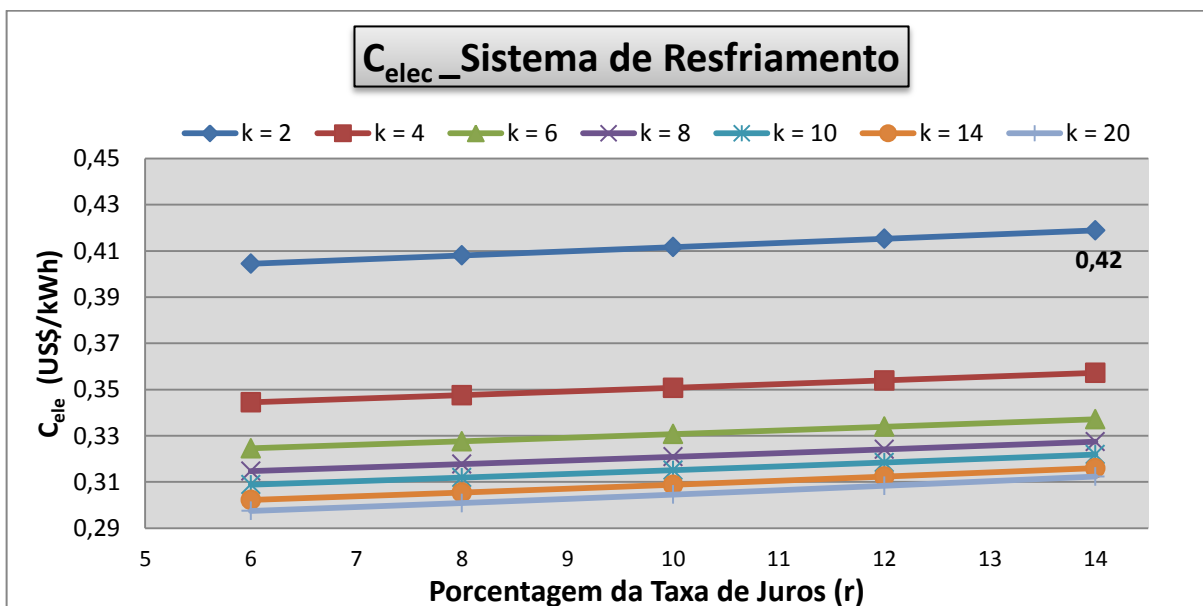


Figura 5.16 - Custo de eletricidade para 7800 h de operação. Sistema de resfriamento.

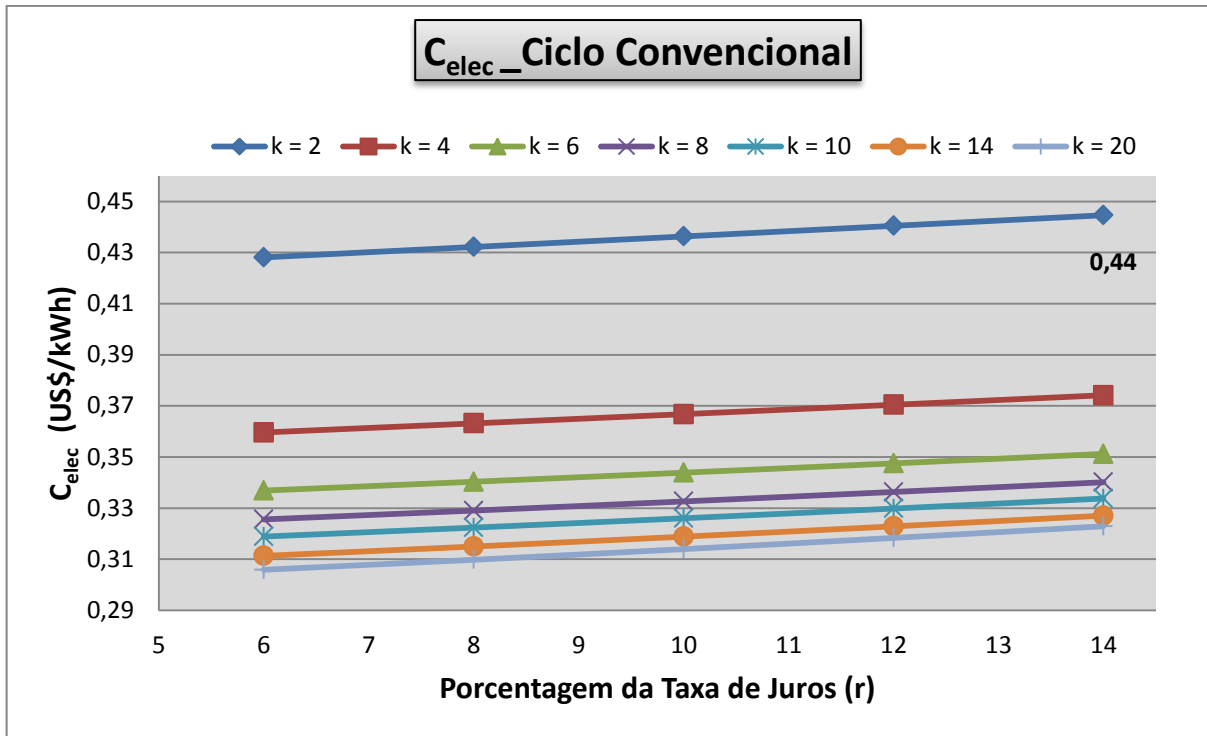


Figura 5.17 - Custo de eletricidade para 7800 h de operação. Ciclo convencional.

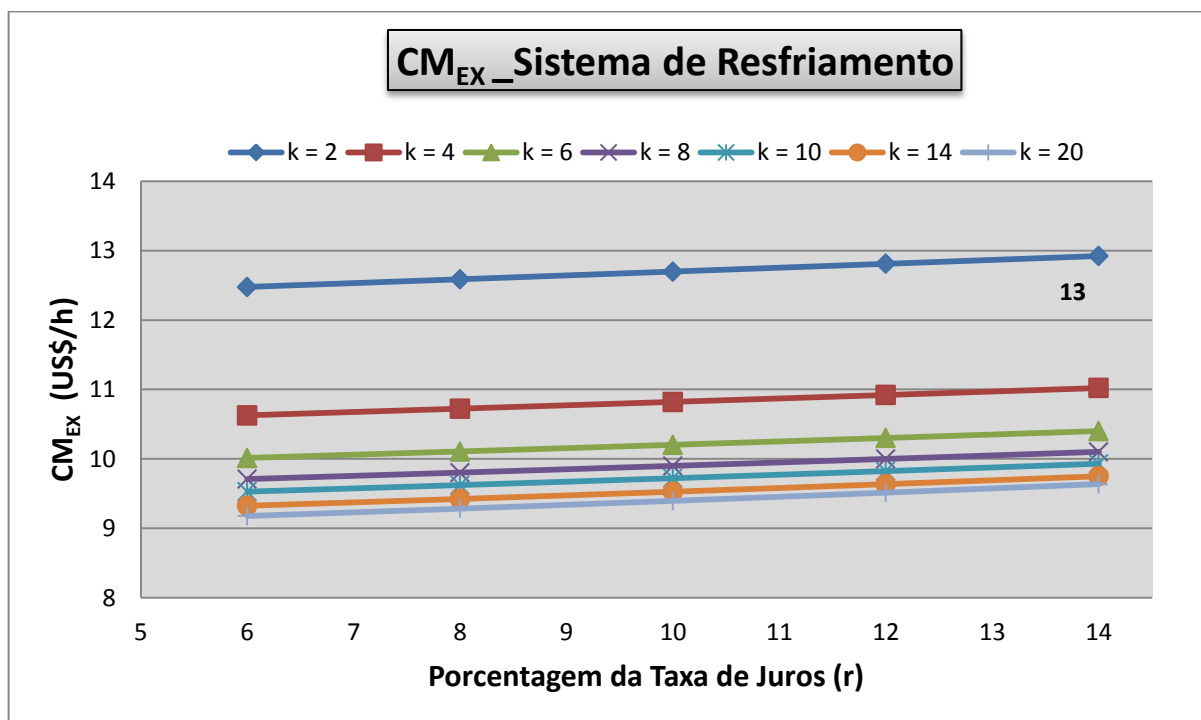


Figura 5.18 - Custo de manufatura exergético para 7800 h de operação. Sistema de resfriamento.

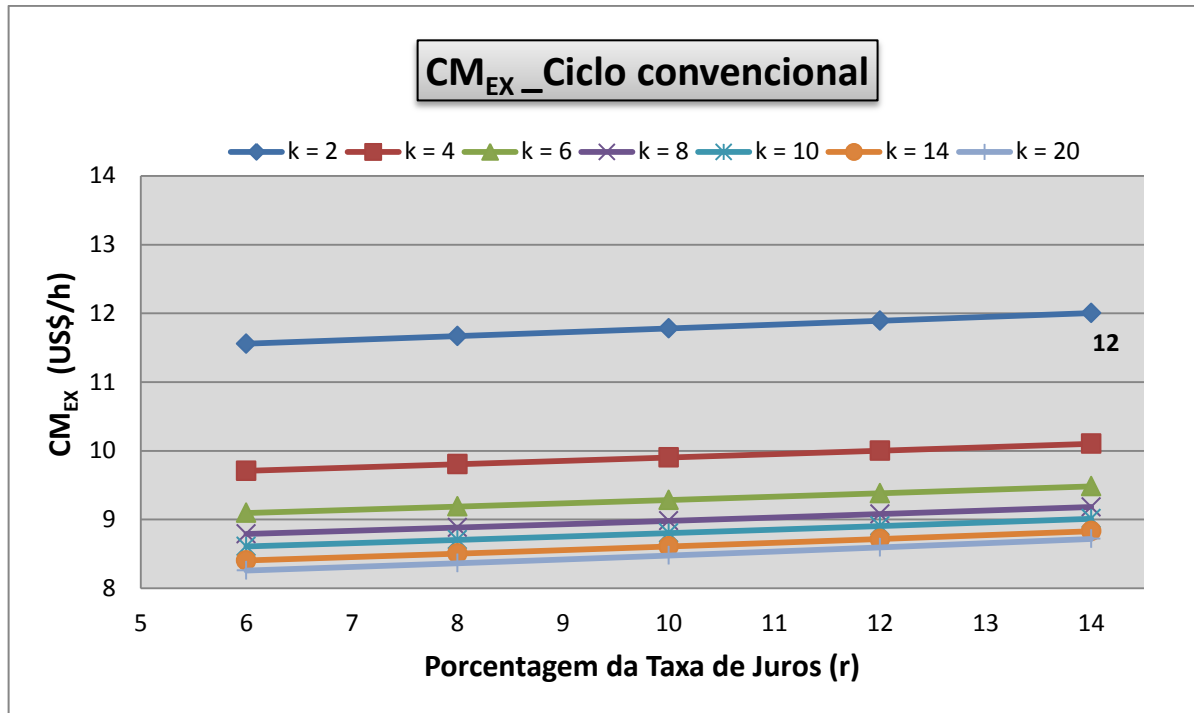


Figura 5.19 - Custo de manufatura exergético para 7800 h de operação. Ciclo convencional.

Assim, comparando as Figuras 5.16 e 5.17 e avaliando uma taxa de juros $r = 14$ para uma amortização de 2 anos é possível notar que o custo da produção da eletricidade para o sistema de resfriamento é menor nestas condições, sendo de 0,42 US\$/kWh. No entanto, nas Figuras 5.18 e 5.19, observa-se que o custo de manufatura exergética no sistema de resfriamento é maior por causa do nebulizador incorporado, sendo igual a 13 US\$/h em comparação com os 12 US\$/h do ciclo convencional.

5.6.2 Análise de sensibilidade

Para a análise de sensibilidade, são avaliados os seguintes parâmetros: variáveis de horas de operação: 5000 h, 6000 h, 7800 h, 8000 h e custo de investimentos para os cálculos de custo de eletricidade e manufatura. São parâmetros fixos a taxa anual de juros $r = 8\%$. Cotação do dólar: US\$ 1 = R\$ 3,56 (15/05/2016). (UOL,2016)

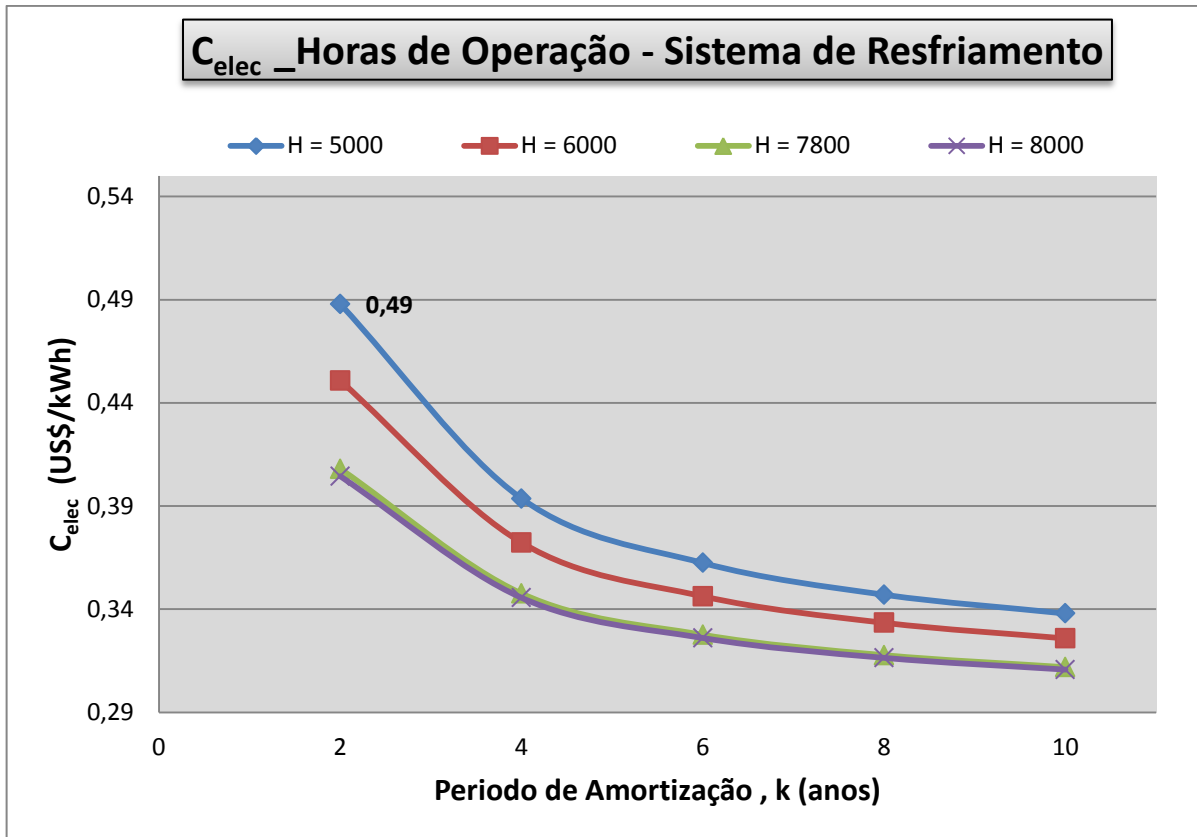


Figura 5.20 - Custo de eletricidade variando as horas de operação para $r = 8\%$. Sistema de resfriamento.

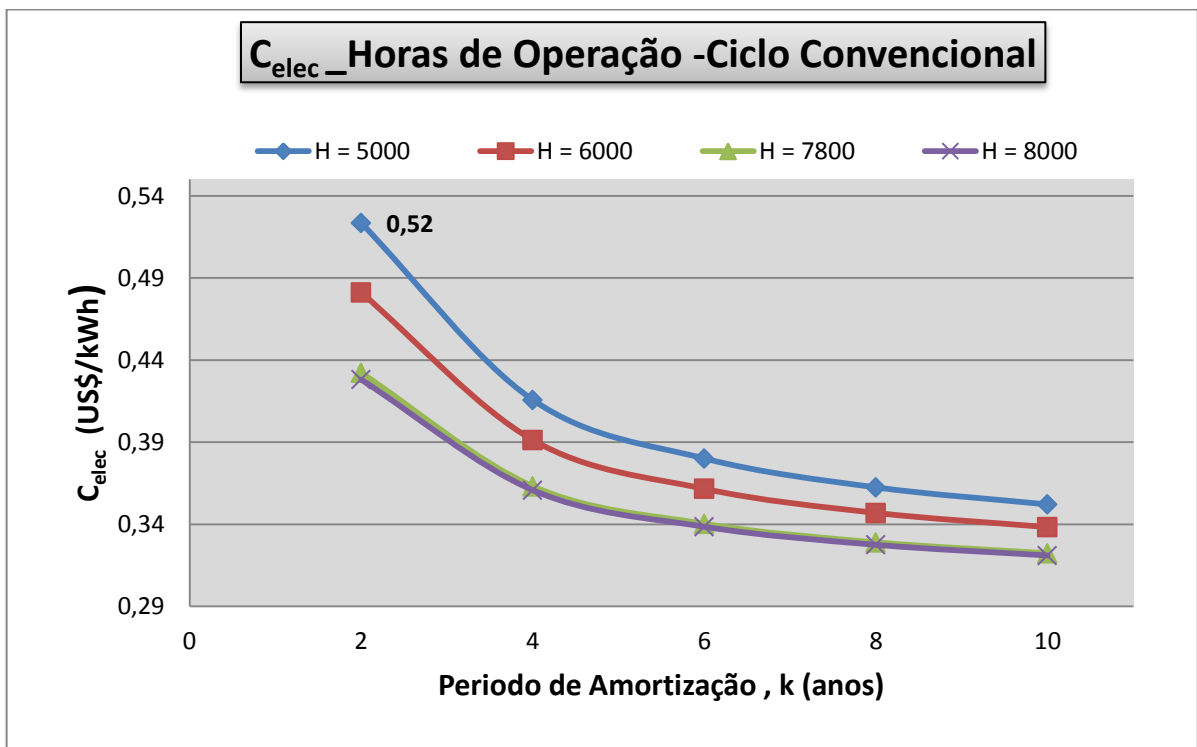


Figura 5.21 - Custo de eletricidade variando as horas de operação para $r = 8\%$. Ciclo convencional.

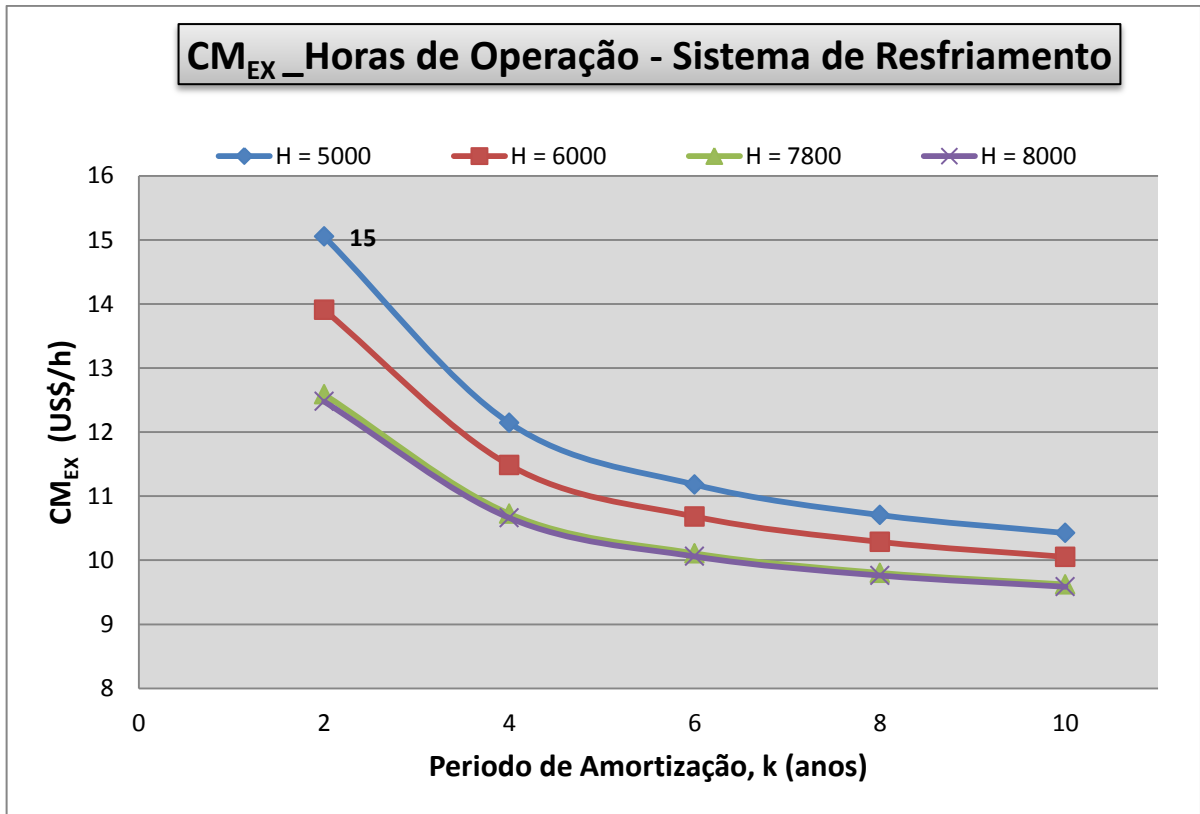


Figura 5.22 - Custo de manufatura exergética variando as horas de operação para r = 8%. Sistema de resfriamento.

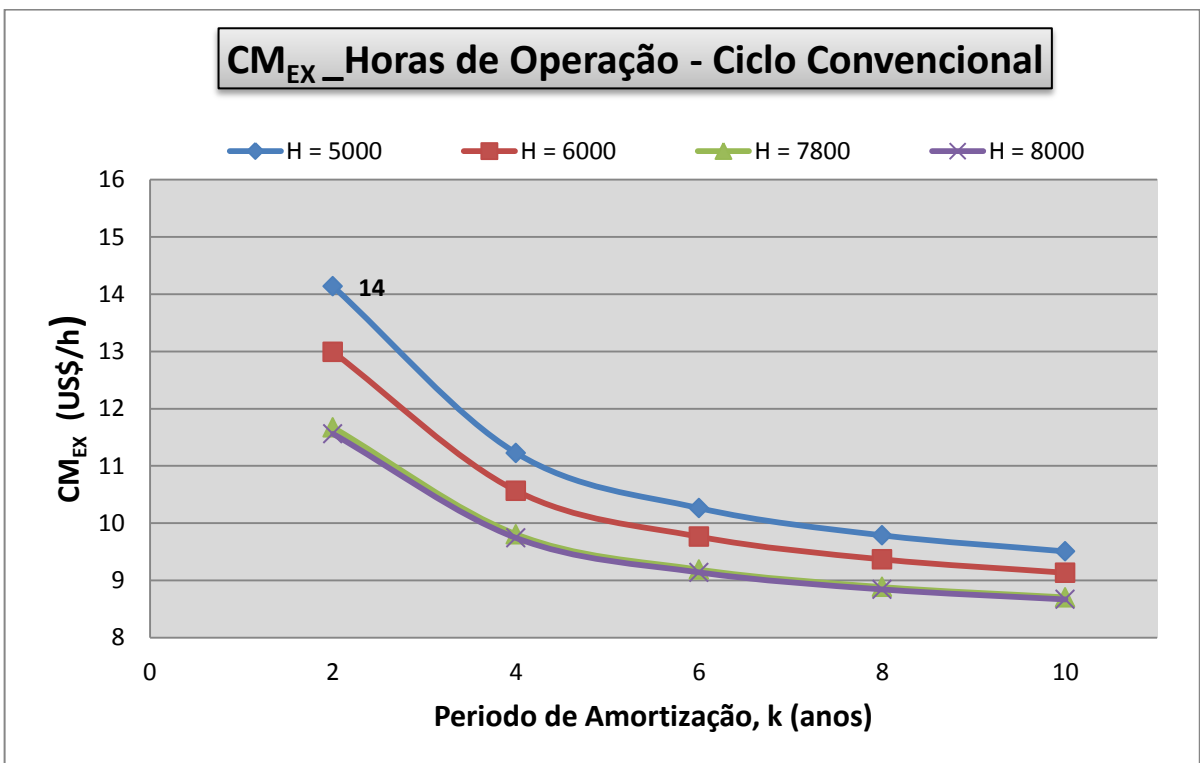


Figura 5.23 - Custo de manufatura exergética variando as horas de operação para r = 8%. Ciclo convencional.

Nas Figuras 5.20 e 5.21, observa-se a modo comparativo a operação de 5000 h e $k = 2$, onde o custo da produção da eletricidade no sistema de resfriamento é menor que o ciclo convencional, sendo a 0,49 US\$/kWh e 0,52 US\$/kWh respectivamente. Embora, nas Figuras 5.22 e 5.23 o custo da manufatura exergetica no sistema de resfriamento continua sendo maior respeito ao ciclo convencional. A continuação é apresentada as gráficas da variação de investimento avaliando o custo da produção de eletricidade e custo de manufatura exergetica; os parâmetros fixos foram estabelecidos no inicio desta seção.

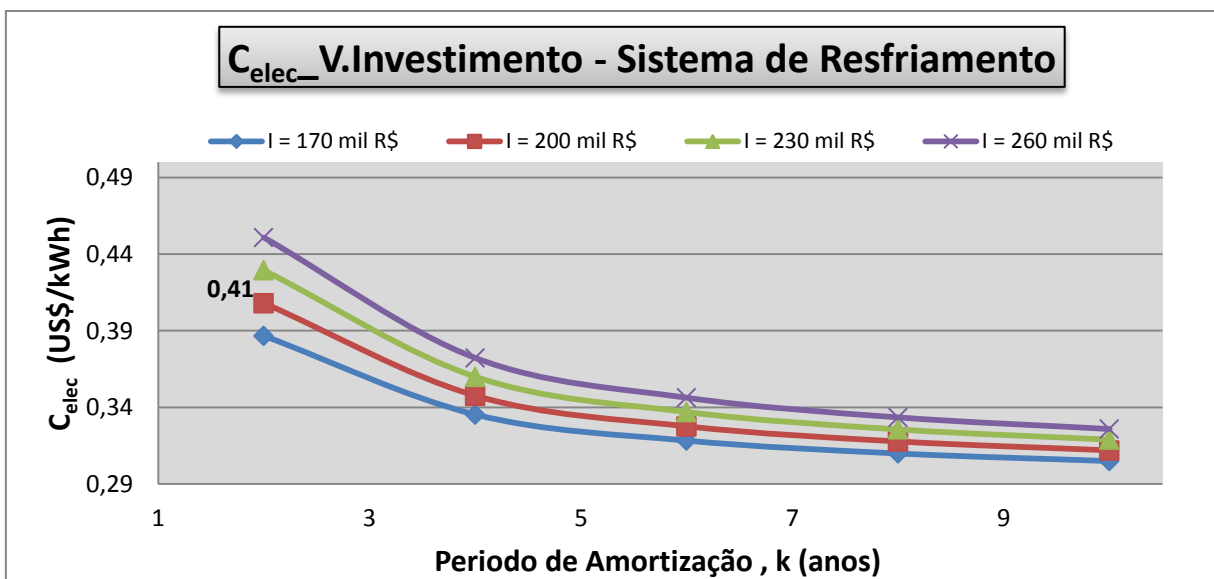


Figura 5.24 - Custo de eletricidade variando investimento para $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Sistema de resfriamento.

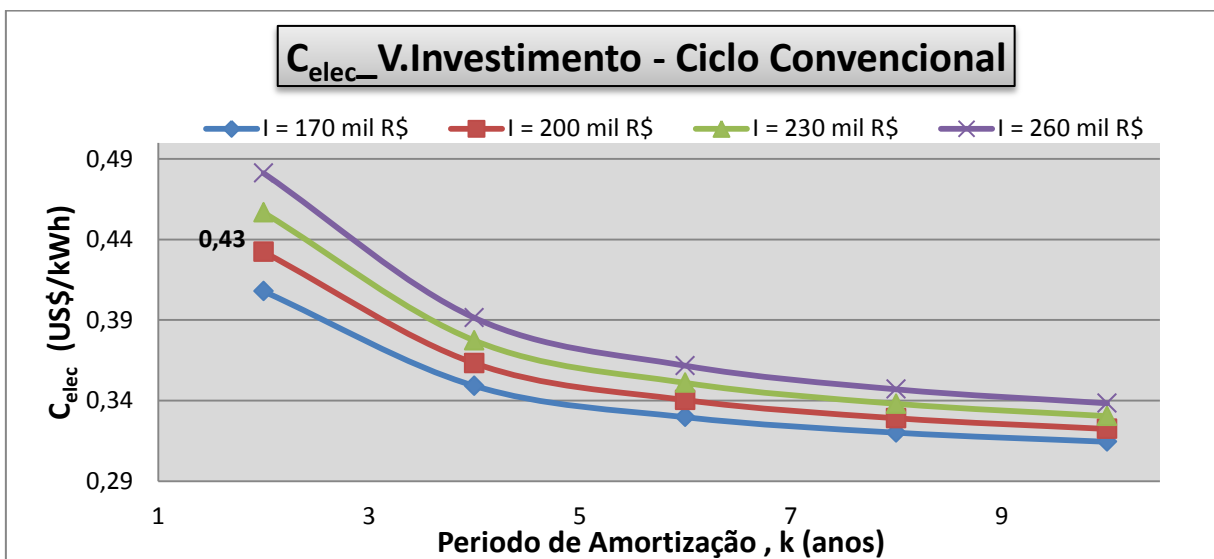


Figura 5.25 - Custo de eletricidade variando investimento para $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Ciclo convencional.

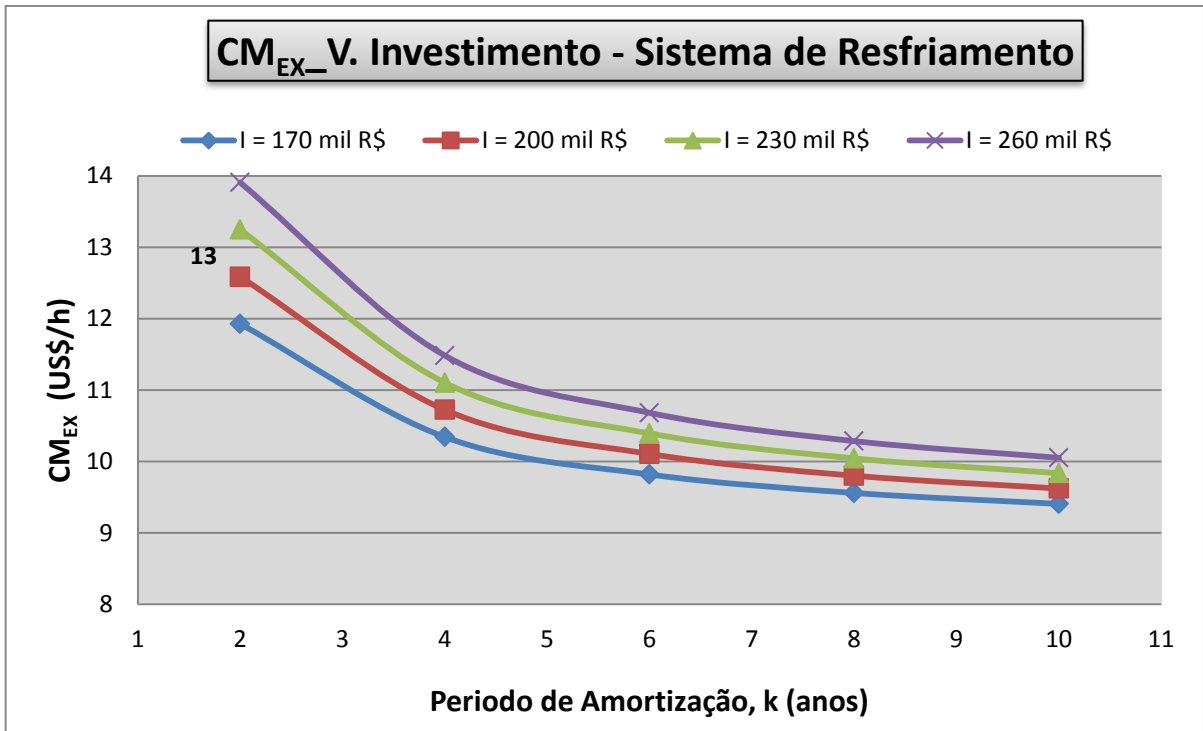


Figura 5.26 - Custo de manufatura exerético variando investimento, $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Sistema de resfriamento.

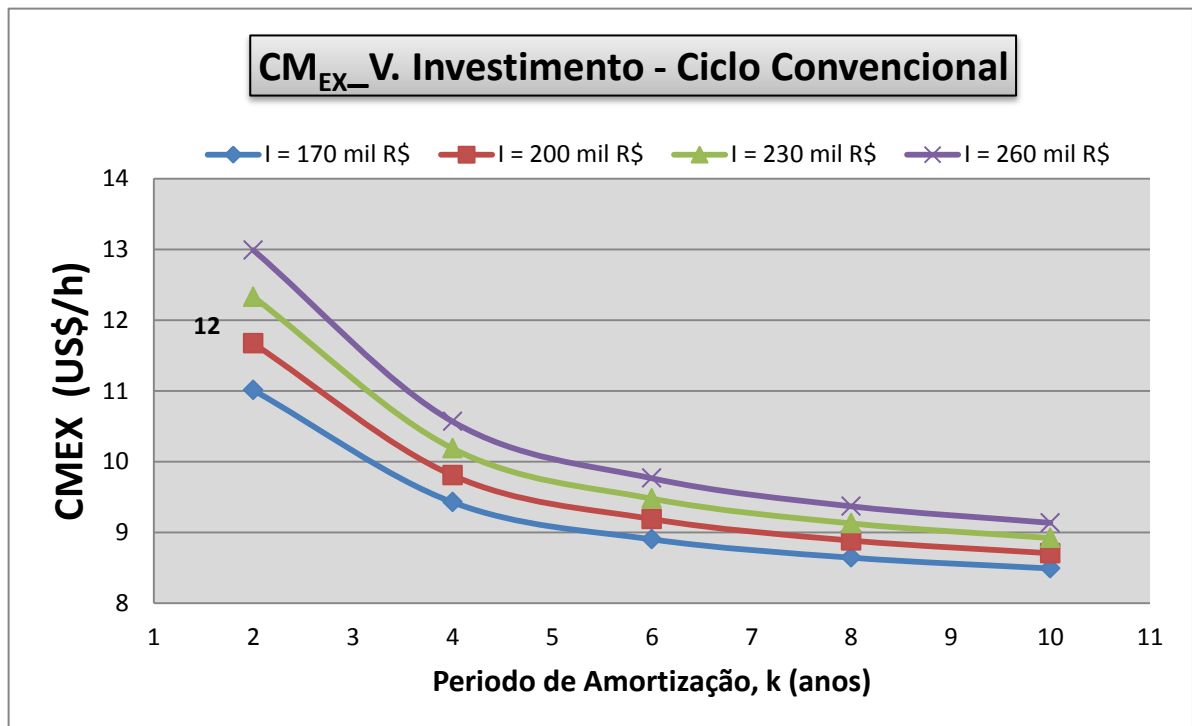


Figura 5.27 - Custo de Manufatura exerético variando investimento, $r = 8\%$ e $H = 7800$ h. Ciclo convencional.

Nas Figuras 5.24 e 5.25 a modo ilustrativo para o investimento R\$ 200.000,00 e $k = 2$, obtém-se que o custo da produção da eletricidade continua sendo menor para o sistema de resfriamento comparado com o ciclo convencional, já nas Figuras 5.26 e 5.27 observa-se que o custo de manufatura exegético é ainda maior no sistema de resfriamento respeito o ciclo convencional.

5.7 Receita anual

A receita anual foi calculada através da equação 5.42, considerando uma operação anual de 7800h, e variando a taxa anual de juros. Assim, irá se considerar um preço de venda de eletricidade $PV_{elec} = 0,326 \text{ US\$/kWh}$. Deve se mencionar que o custo é bem acima da tarifa de energia elétrica convencional praticada na região surdes-te, mas o que se pretende com esta análise é comparar o retorno financeiro do sistema convencional e do sistema de resfriamento. Cabe ressaltar que a função exegética $Y_{7.1}$ para o sistema convencional foi calculado em 27 kW tendo como diferencial apenas a queima do gás natural sem considerar o etanol.

$$RA = (PV_{elec} - C_{elec}) \cdot H \cdot Y_{7.1} \quad (5.42)$$

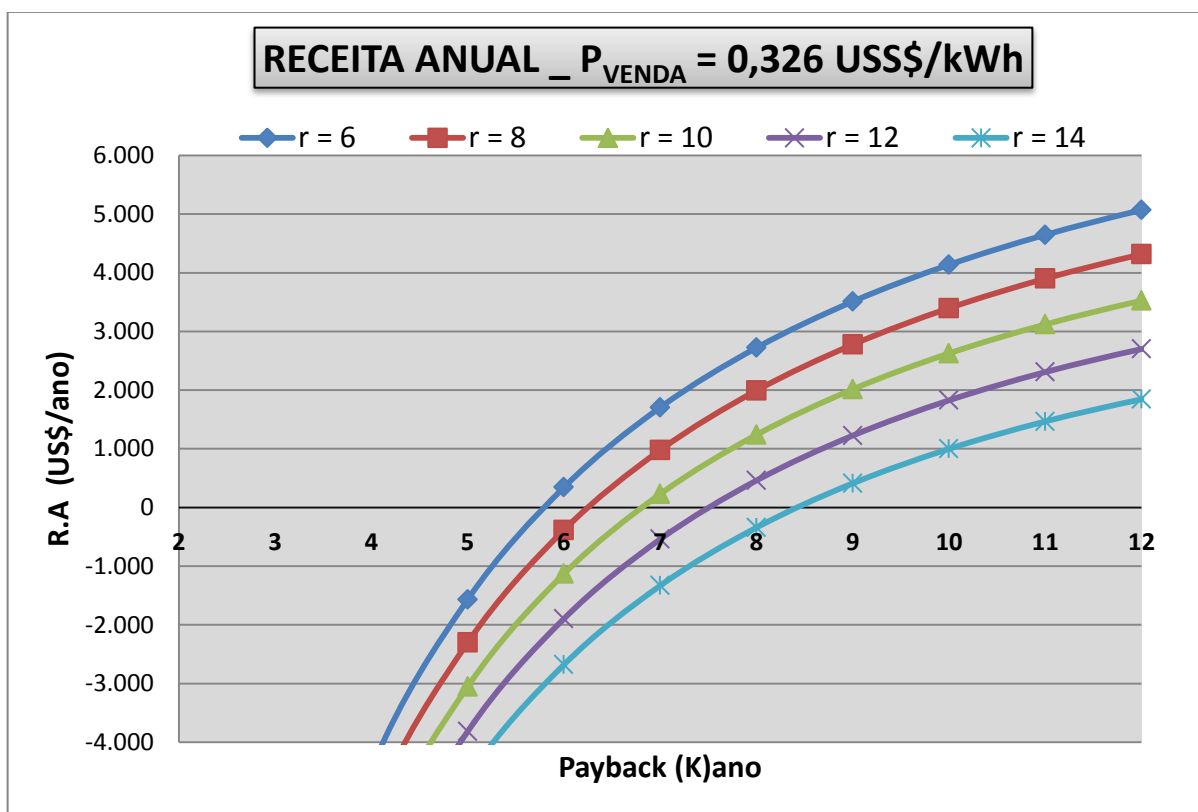


Figura 5.28 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,326 \text{ kW/h}$. Sistema de resfriamento.

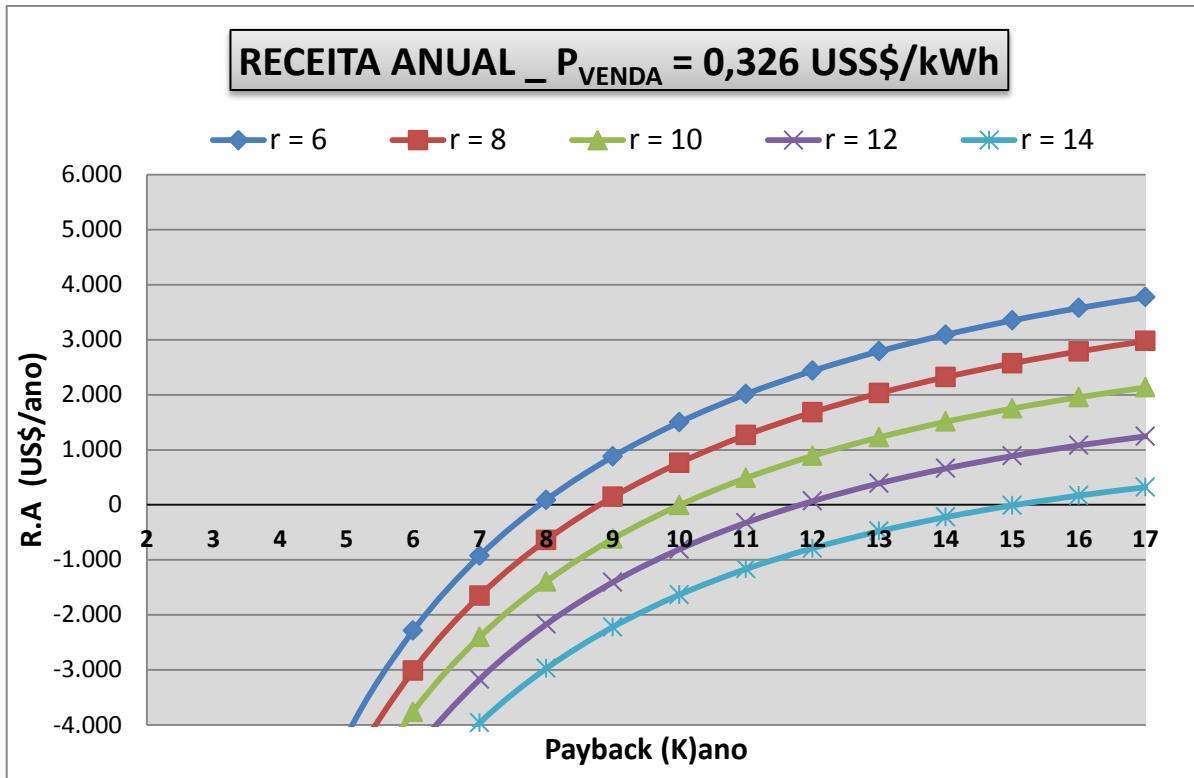


Figura 5.29 - Receita anual. P_{Velec} = 0,326 kW/h. Ciclo convencional.

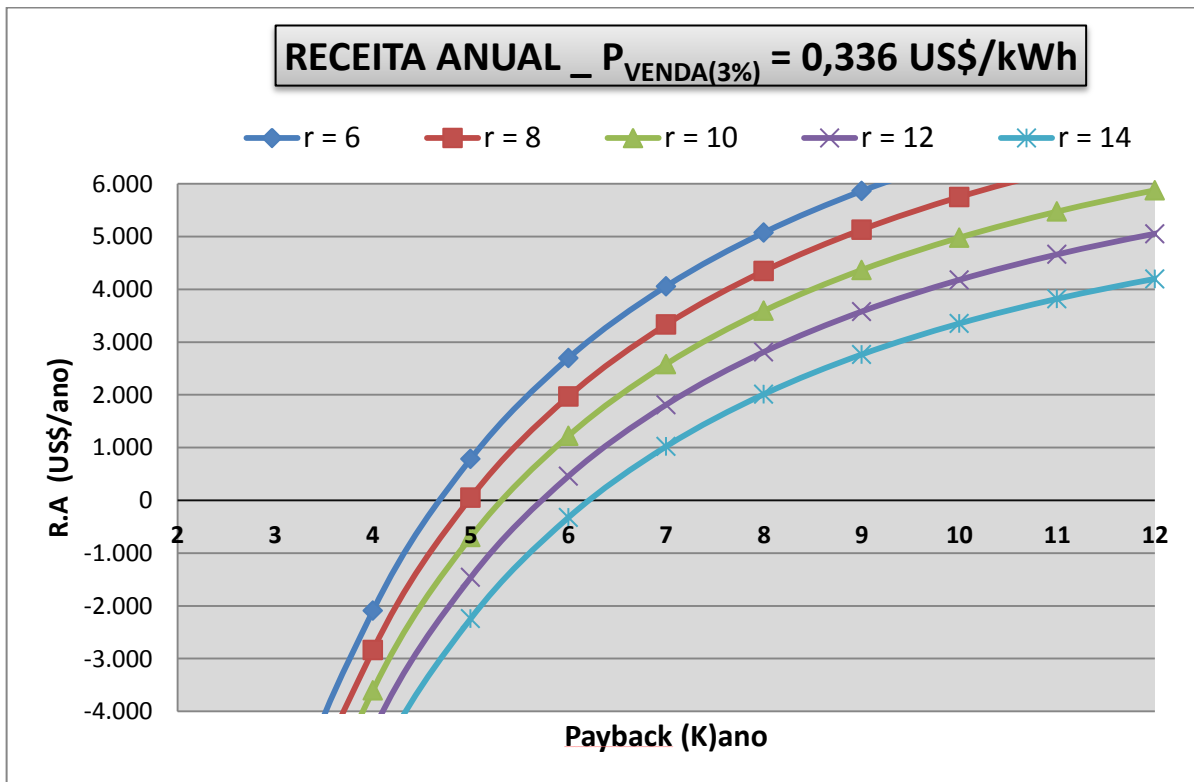


Figura 5.30 - Receita anual. P_{Velec} = 0,336 kW/h. Sistema de resfriamento.

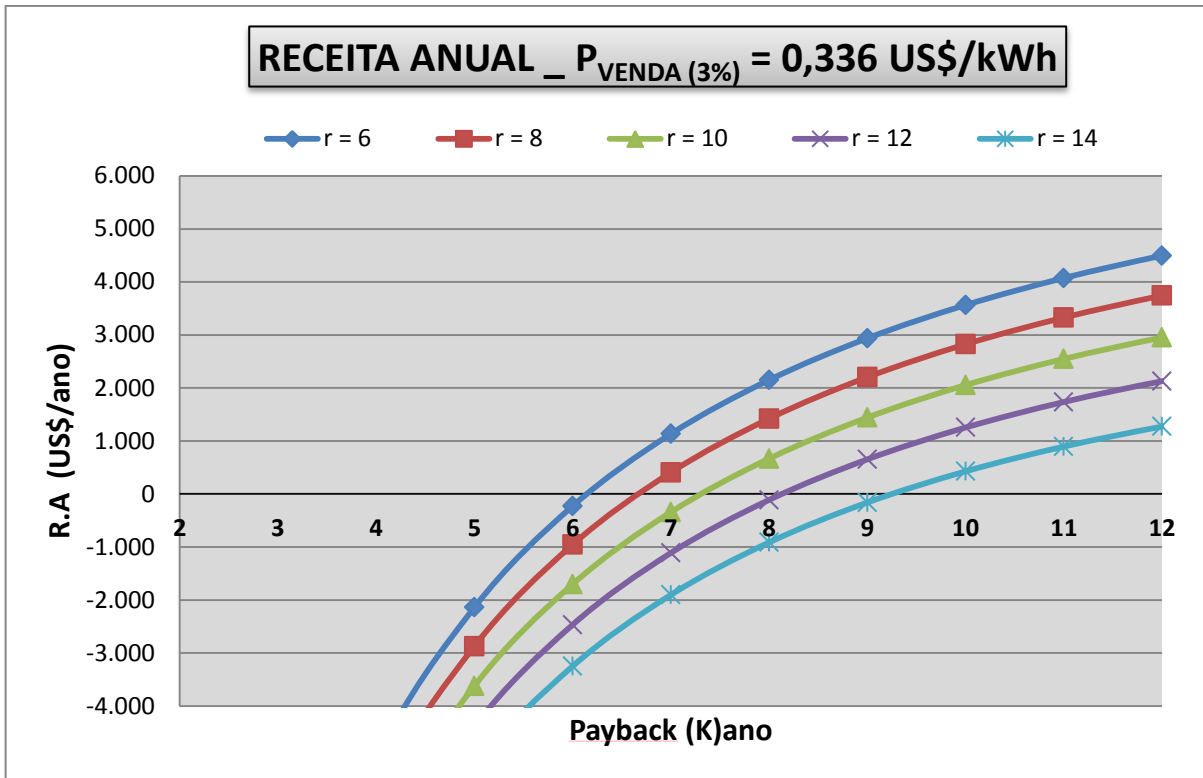


Figura 5.31 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,336 \text{ kW/h}$. Ciclo convencional.

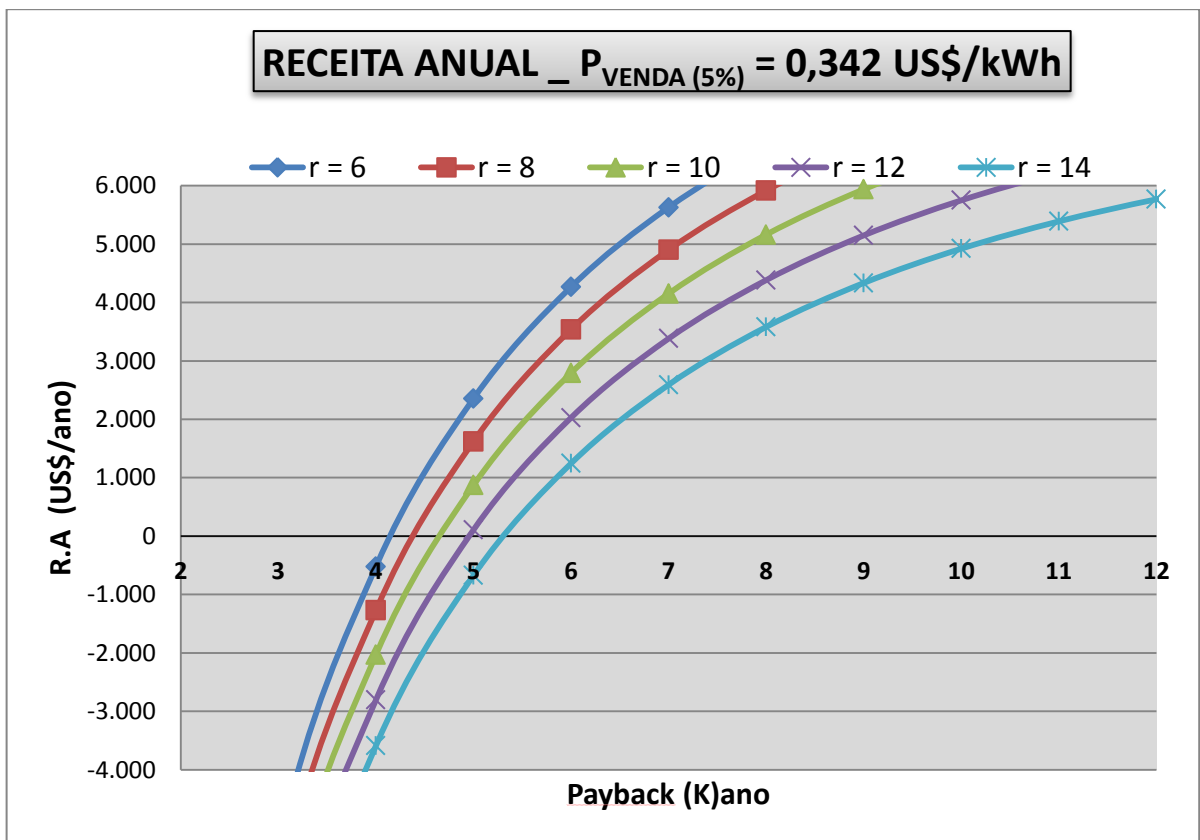


Figura 5.32 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,342 \text{ kW/h}$. Sistema de resfriamento.

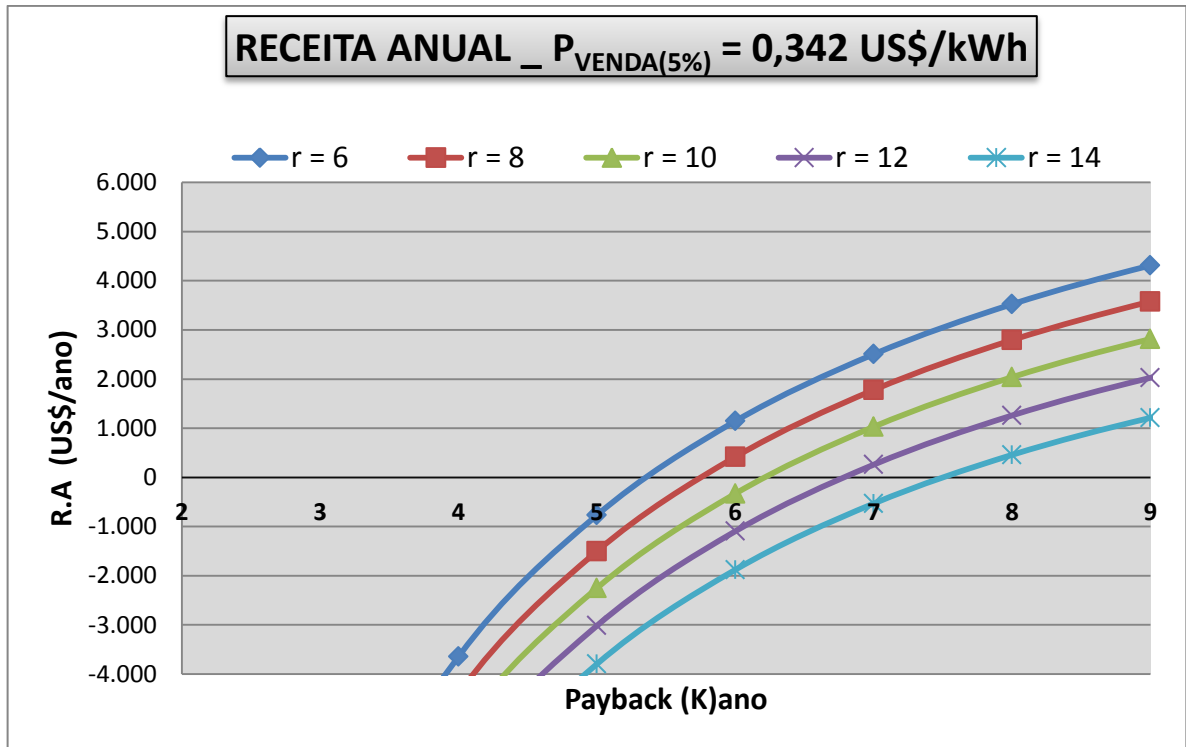


Figura 5.33 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,342 \text{ kW/h}$. Ciclo convencional.

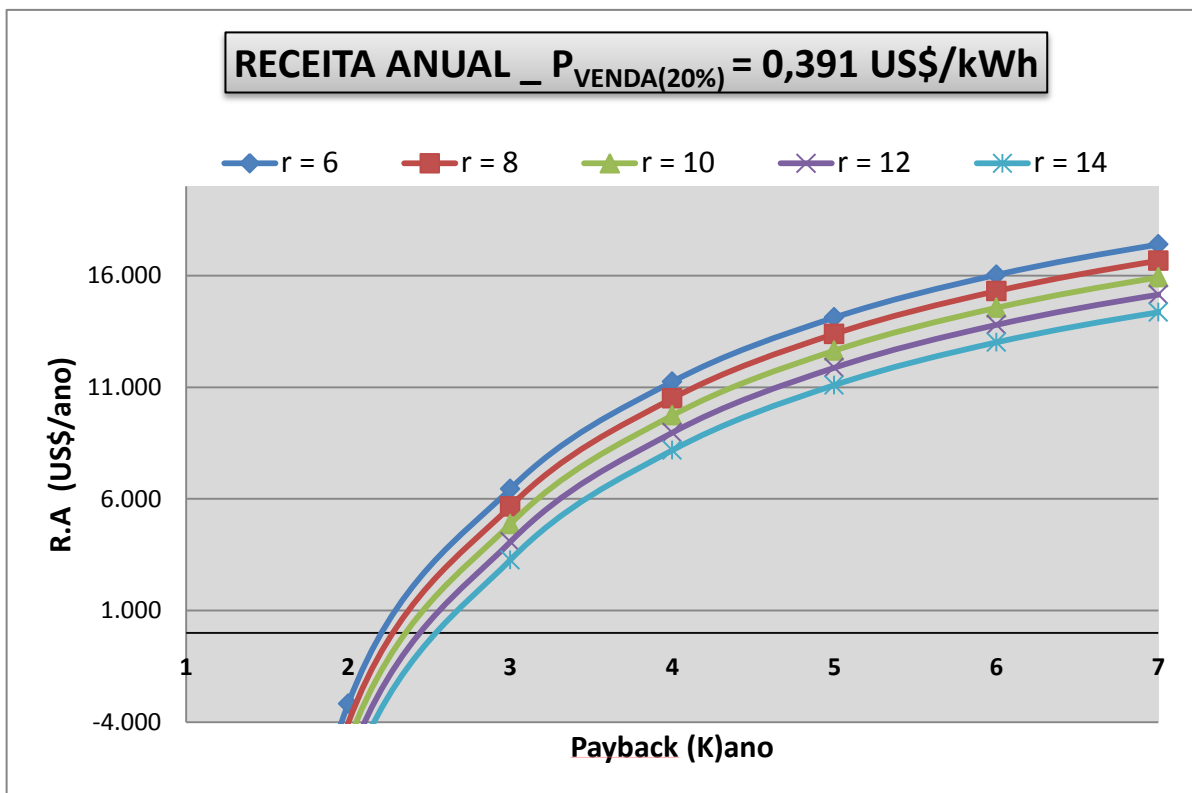


Figura 5.34 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,391 \text{ kW/h}$. Sistema de resfriamento.

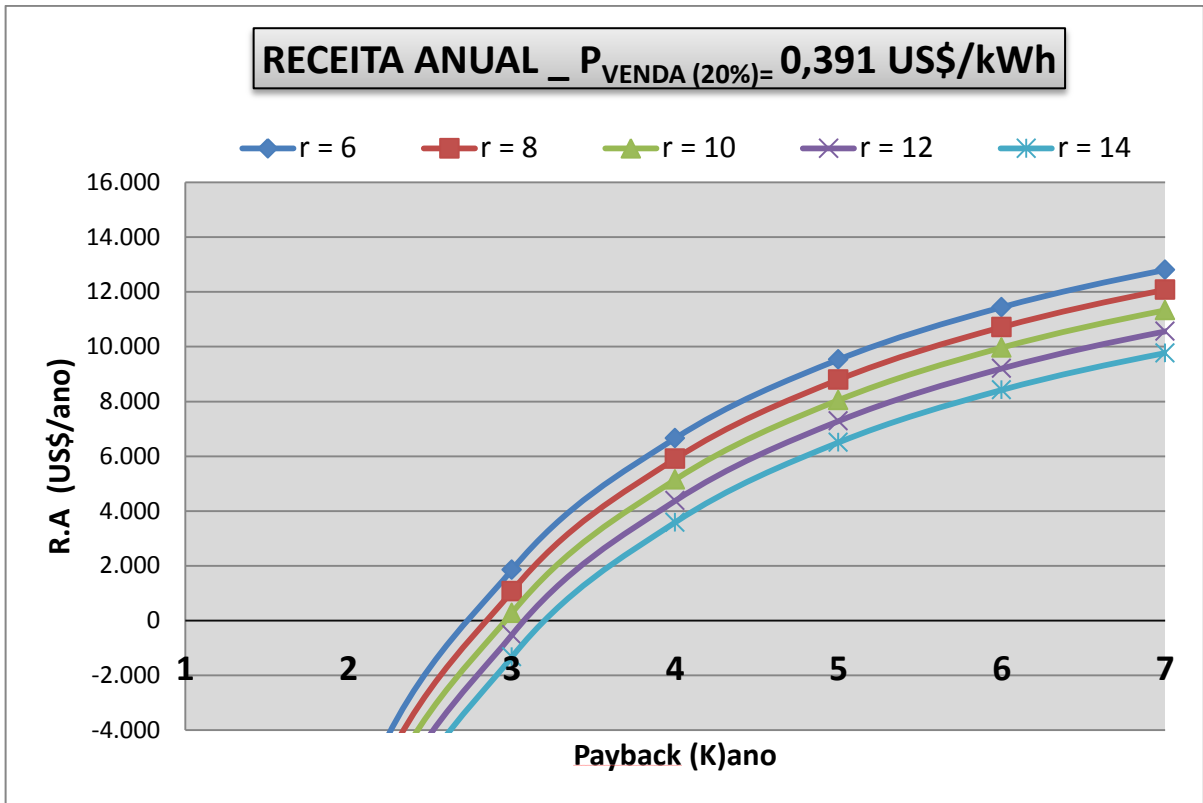


Figura 5.35 - Receita anual. $P_{Velec} = 0,391 \text{ kW/h}$. Ciclo convencional.

CAPITULO

6 CONCLUSÃO

Nesta dissertação foi realizada uma análise exergoeconômica de uma microturbina a gás de Capstone de 30 kW baseado em um ciclo Brayton regenerativo com sistema de resfriamento por nebulização de etanol na entrada de ar no compressor da microturbina.

Testes realizados na dissertação de Perez (2015) mostram que o ar que entra no compressor é resfriado pela vaporização do etanol devido à baixa pressão de vapor e a elevada entalpia de vaporização que possui o etanol, fazendo com que a temperatura ambiente diminua de 30°C e atinge aproximadamente 20°C. Os cálculos são avaliados para uma concentração de 70/30 de etanol/água, devido a que esta mistura produz um melhor resfriamento, em comparação com o teste realizado para a mistura 50/50.

Na análise exérgica, a potência elétrica do gerador é calculada no sistema de resfriamento em aproximadamente 30 kW. No entanto, no ciclo convencional, de acordo com pesquisas anteriores, a potência elétrica é 27 kW aproximadamente.

Nota-se pelos resultados apresentados nas gráficas que o consumo do gás natural tem uma redução favorável para o sistema de resfriamento, representando uma economia notável quando se contabiliza o consumo do gás natural para intervalos de operação mais longos para 7800 h e 800 h a partir do primer ano.

Através do cálculo exérgico foi determinado que a maior irreversibilidade do sistema de resfriamento esta localizado na câmara de combustão sendo avaliada em 90 kW aproximadamente.

Na análise econômica, foram avaliados os custos de eletricidade e custos de manufatura exérgicos, para determinar a ótima operação da microturbina. Assim, por exemplo, são analisadas operações de 5000 h, 6000 h, 7800h e 8000 h, observando uma estabilidade no custo de eletricidade e custo de manufatura a partir das 7800 h.

O custo de eletricidade e custo de manufatura (para 7800 h), com amortização e taxa de juros anual variável, estabelece os primeiros resultados termoeconômicos comparativos, sendo favorável no sistema de resfriamento.

A análise de sensibilidade reflete no custo de eletricidade, deixando claro que o menor custo de eletricidade está no sistema de resfriamento por causa da diminuição do consumo específico de combustível.

A receita anual mostra que a microturbina operando com o sistema de resfriamento tem um retorno do investimento aproximado entre 5 e 6 anos (para $r = 6\%$). No entanto, com o ciclo convencional o retorno ocorre a partir dos 7 e 8 anos (para $r = 6\%$), fato que não resulta recomendável para o ciclo convencional.

Pode-se concluir que o sistema de resfriamento, comparado com o ciclo convencional gera os melhores custo de manufatura exergético para produzir 30 kW de potência elétrica, diminuindo o consumo do combustível, reduzindo o trabalho do compressor e retornando o investimento para amortização em um curto prazo. De acordo com a análise, é recomendado programar as operações da microturbina para 7800 h, prevendo alguma parada de serviço durante o ano.

- **Sugestões para trabalhos futuros**

Realizar uma análise termoeconômica dos ciclos, convencional e o sistema de resfriamento, levando em consideração a variação da vazão de combustível e a concentração da mistura etanol/água, a fim de verificar o efeito da potência elétrica.

Realizar o cálculo das emissões dos gases de exaustão considerando o CO₂ evitado mediante os créditos de carbono que poderiam ser comercializados pela queima de uma parcela de etanol.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALENCAR. H. S. **Estudo numérico da termo aerodinâmica de câmaras de combustão para turbinas a gás: aplicação ao caso das microturbinas.** Tese de Doutorado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2007.

ALIEHYAEI M. E., ABDOLHASAN A., MARK R. **Exergetic analysis of an aircraft turbojet engine with an afterburner.** Thermal Science, vol.17, p.1181-1194, 2013.

ANP (AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO): <http://www.anp.gov.br/>. Acesso Maio 2016.

BACELLAR. D. F. **Análise exergetica e termoeconômica da destilação combinada de uma refinaria de petróleo.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2010.

BALMER. R. T. **Modern engineering thermodynamics.** 1ª Edição, 2011.

BALAT. M., BALT. H. **Recent trends in global production and utilization of bio-ethanol fuel.** Applied Energy, vol. 24, p. 2273–2282, 2009.

BOYCE. M. P. **Gas turbine engineering. Handbook.** 2ª Edição, 2002.

BRUNETTI. F. **Motores de combustão interna.** 2ª Edição, 2012.

CASSETTI. G., ROCCO. M.V., COLOMBO. E. **Exergy based methods for economic and risk design optimization of energy systems: application to a gas turbine.** Energy, vol.74, p.269-279, 2014.

CAPSTONE: <http://www.capstoneturbine.com/>. Acessado em Maio 2015.

CORONADO. C. J. R. **Análise termoeconômica da Produção de biodiesel: aspectos técnicos, econômicos e ecológicos.** Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. 2010.

CORRÊA. P. S.J. **O uso do biodiesel em microturbinas a gás: testes de desempenho térmico e emissões.** Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2006.

CRUZ, T.V.G. **Identificação experimental de um modelo dinâmico de uma de microturbina a gás com câmara de combustão com baixa emissão de NO_x.** Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2006.

ÇENGEL. Y.A., BOLES. M.A. **Termodinâmica.** 7^a Edição, 2013.

DINCER.I., R.M.A. **EXERGY: Energy, environment and sustainable development.** 1^a Edição, 2007.

DA FONSECA. V.F.F. **Ciclo combinado com gaseificação integrada de biomassa –análise de penalidade exérgica de emissão de CO₂.** Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. 2013.

DOS SANTOS. J. C. A. **Análise Energética e exérgica de plantas de cogeração.** Dissertação de Mestrado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul. 2005.

DIAS. F.L.G. **Projeto preliminar e simulação computacional de câmara de combustão de turbina a gás considerando a queima de biocombustíveis.** Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2011.

GHAZIKHANI. M., KHAZAEI. I; ABDEKHODAIE. E. **Exergy analysis of gas turbine with air bottoming cycle.** Energy, vol.72, p. 599-607, 2014.

GHANNADZADEH. A. **Exergetic balances and analysis in a process simulator: A way to enhance process energy integration**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Institut National Polytechnique de Toulouse. 2012.

GIAMPAOLO. T. **GasTurbine Handbook: Principles and Practice**. 4ª Edição, 2011.

GOMES. E. E. B. **Análise técnicoeconômica e experimental de microturbinas a gás operando com gás natural e óleo diesel**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2002.

GORAN D.V., MIRKO M. S., MICA. V. V., GORDANA M. S., EDIB M. D. **Advanced exergy analysis and exergoeconomic performance evaluation of thermal processes in an existing industrial plant**. Energy conversion and management, vol.85, p. 655-662, 2014.

HAKAN. A. **Exergetic sustainability analysis of LM6000 gas turbine power plant with steam cycle**. Energy, vol. 57. p. 766 – 774, 2013.

KOTAS. T. J. **The exergy Method of thermal plant analysis**. 1ª Edição, 1985.

KOLANOWSKI, B. F. **Guide to Microturbines**. 1ª Edição, 2004.

LORA, E. E. S., NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termoeétrica: planejamento, projeto e operação**. 1ª Edição, 2004.

LORA, E.E. L., VENTURINI. O.J. **Biocombustíveis**. 1ª Edição, 2012.

MALDONADO. M. A. R. **Modelagem e simulação do sistema de controle de uma microturбина a gás**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2005.

MENDES. M. D. D. **Metodologia para análise exérgica-econômica de plantas a vapor para geração de eletricidade consumindo resíduo de biomassa amazônica em Belém**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pará. 2009.

MORAN.M.J; SHAPIRO. H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5ª Edição, 2006.

ONDER. T. **Exergetic effects of some design parameters on the small turbojet engine for unmanned air vehicle applications**. Energy , vol.46, p. 51-61,2012.

ONDER . T., HAKAN. A. **Exergetic and exergo-economic analyses of an aero-derivative gasturbine engine**. Energy, vol. 74, p. 638-650, 2014.

PALMA. S.R. **Análise exergetica, termoeconômica e ambiental de um sistema de geração de energia. Estudo de caso: usina termoelétrica UTE-RIO Madeira**. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília. 2007.

PEREZ. R.H. **Nebulização de etanol na entrada do compressor de uma microturbina a gás de 30 kW: análise termodinâmica e experimental**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2015.

PERRY. J. H; CHILTON. C. H. **Chemical engineers' Handbook**. 8ª Edição, 1993.

RAMIREZ, G. A. S. **Teste experimental e análise técnico-econômica do uso de biocombustíveis em uma microturbina a gás**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2008.

RODRIGUEZ. C.A.S. **Análise exergetica, termoeconômica e ambiental de uma usina termoelétrica supercrítica a carvão mineral**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2009.

SOETAERT.W., VANDAMME.E.J. **Biofuels (Wiley Series in Renewable Resource)**.1ª Edição, 2011.

STRAPASSON. A. B. **A energia térmica e o paradoxo da eficiência energética – Desafios para um novo modelo de planejamento energético**. Dissertação de Mestrado, Departamento de Energia, Universidade de São Paulo. 2004.

SOARES. C. **Microturbines: Applications for distributed energy systems**. 1ª Edição, 2011.

TAKAKI. A. T. **Análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e trigerção de energia em indústrias frigoríficas**. Dissertação de Mestrado. Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”. 2006.

TUNA. C.E. **Um método de análise exergoeconômica para otimização de sistemas energéticos**. Tese de Doutorado - Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”. 1999.

VALERO. A., TORRES, C., SERRA, L. **Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem**. Energy . vol.19, p.365-381.1994.

VAN WYLEN. G.J., BORGNAKKE. C., SONNTAG. R.E. **Fundamentos da termodinâmica**. 6ª Edição, 2003.

VANE. L. F. **Análise energética, exergética e ecológica da incorporação da produção de hidrogênio ao setor sucroalcooleiro**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. 2012.

VILAS. C.A.B. **Avaliação técnica econômica da conversão da biomassa em eletricidade utilizando tecnologias de gaseificação**. Dissertação de Mestrado, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá. 2011.

WARK. K., RICHARDS. D.E. **Termodinâmica**. 2001. 6ª Edição, 2001.

APÊNDICE A

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO ETANOL (LÍQUIDO SATURADO E VAPOR SATURADO). (Perry e Chilton, 1993).

<i>T</i> K	<i>Pressão</i> <i>MPa</i>	<i>Densidade</i> <i>mol/m³</i>	<i>Volume</i> <i>dm³/mol</i>	<i>Energia Int.</i> <i>kJ/mol</i>	<i>Entalpia</i> <i>kJ /mol</i>	<i>Entropia</i> <i>kJ/mol k</i>
250	0,00027007	17,911	0,055831	6,9274	6,9275	0,037330
265	0,00089527	17,642	0,566810	8,3792	8,3793	0,042968
280	0,0025823	17,376	0,057551	9,9424	9,9426	0,048704
295	0,0066146	17,106	0,058460	11,630	11,631	0,054574
310	0,015298	16,828	0,059426	13,445	13,446	0,060574
325	0,032394	16,537	0,060469	15,385	15,387	0,006684
340	0,063544	16,231	0,061610	17,444	17,448	0,072875
355	0,11663	15,905	0,062872	19,615	19,622	0,079123
370	0,20205	15,557	0,064281	21,892	21,905	0,085403
385	0,33279	15,181	0,065871	24,268	24,290	0,091699
250	0,00027007	0,00012998	7693,7	49,039	51,116	0,21409
265	0,00089527	0,00040670	2458,8	49,932	52,134	0,20808
280	0,00025823	0,0011115	899,69	50,851	53,174	0,20310
295	0,00066146	0,0027080	369,28	51,792	54,234	0,19899
310	0,015298	0,0059814	167,18	52,749	55,307	0,19561
325	0,032394	0,012150	82,305	53,717	56,383	0,19282
340	0,063544	0,022975	43,525	54,684	57,450	0,19053
355	0,11663	0,040873	24,466	55,640	58,494	0,18862
370	0,20205	0,069039	14,485	56,573	59,500	0,18701
385	0,33279	0,11160	8,9606	57,469	60,451	0,18562

APÊNDICE B

**PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO ETANOL (VAPOR SUPERAQUECIDO).
(Perry e Chilton, 1993).**

<i>T</i> K	<i>Pressão</i> Mpa	<i>Densidade</i> mol/m ³	<i>Volumem</i> dm ³ /mol	<i>Energia Int.</i> kJ/mol	<i>Entalpia</i> kJ /mol	<i>Entropia</i> kJ/mol k
300,00	0,10000	17,016	0,058768	12,219	12,225	0,056554
351,05	0,10000	15,993	0,0652727	19,033	19,040	0,077475
351,05	0,10000	0,035314	28,317	55,390	58,222	0,18909
400,00	0,10000	0,030577	32,704	59,207	62,477	0,20043
500,00	0,10000	0,024191	41,338	67,925	72,058	0,22176
600,00	0,10000	0,020086	49,786	77,796	82,775	0,24127
300,00	1,0000	17,034	0,058707	12,202	12,261	0,056497
400,00	1,0000	14,795	0,067589	26,751	26,783	0,097937
423,85	1,0000	14,049	0,071181	30,866	30,938	0,10802
423,85	1,0000	0,033095	3,0216	59,504	62,526	0,18255
500,00	1,0000	0,25567	3,9114	67,014	70,925	0,20078
600,00	1,0000	0,20473	4,8846	77,311	82,195	0,22131

APÊNDICE C

CALORES ESPECÍFICOS DOS COMPOSTOS ORGÂNICOS. (Yaws, 1983).

$c_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$ $c_p = \text{joule}/(\text{mol K}), T-K$								
<i>Formula</i>	<i>Nome</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>Tmin</i>	<i>Tmax</i>
C₂H₂	Acetileno	19,360	1,1519E-01	-1,2374 E-04	7,2370E-08	-1,6590E-11	200	1500
C₄H₁₀	Butano	20,056	2,8153E-01	-1,3143E-05	-9,4571E-08	3,4149E-11	200	1500
C₄H₁₀	Isobutano	6,772	3,4147E-01	-1,0271E-04	-3,6849E-08	2,0429E-11	200	1500
CO₂	Dióxido	27,437	4,2315E-02	-1,9555E-05	3,9968E-09	-2,9872E-13	50	5000
CO	Monóxido	29,556	-6,5807E03	2,0130E-05	-1,2227E-08	2,2617E-12	60	1500
C₂H₆	Etano	28,146	4,3447E-02	1,8946E-04	-1,9082E-07	5,3349E-11	100	1500
C₂H₆O	Etanol	27,091	1,1055E-11	1,0957E-04	-1,5046E-07	4,6601E-11	100	1500
C₃H₈	Propano	28,277	1,1600E-01	1,9597E-04	-2,3271E-07	6,8669E-11	100	1500
CH₄	Metano	34,942	-3,9957E-02	1,9184E-04	-1,5303E-07	3,932E-11	50	1500

APÊNDICE D

EXERGIA QUÍMICA PADRÃO E ENTALPIA DE FORMAÇÃO DE SUBSTÂNCIAS QUÍMICAS. (Tuna, 1999).

Ar	11 690	0
Nitrogênio (N₂)	720	0
Oxigênio (O₂)	3 970	0
Dióxido de Carbono (CO₂)	19 870	0
Água	900	-44 030
Vapor d'água	9 500	0
Carbono (C)	410 260	393 780
Hidrogênio (H₂)	236 100	242 000
Enxofre (S)	609 600	724 580
Monóxido de Carbono (CO)	275 100	283 150
Dióxido de enxofre (SO₂)	313 400	427 480
Monóxido de Nitrogênio (NO)	88 900	90 430
Dióxido de Nitrogênio (NO₂)	55 600	33 870
Amônia (NH₃)	337 900	316 780
Metano (CH₄)	831 650	802 320
Etano (C₂H₆)	1 495 840	1 428 780
Propano (C₃H₈)	2 154 000	2 045 380
Butano (C₄H₁₀)	2 805 800	2 658 830