

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

**Nebulização de Etanol na Entrada do
Compressor de uma Microturbina a Gás de
30kW: Análise Termodinâmica e Experimental**

Rudy Pérez Herrera

Itajubá, Maio de 2015

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

Rudy Pérez Herrera

**Nebulização de Etanol na Entrada do
Compressor de uma Microturbina a Gás de
30kW: Análise Termodinâmica e Experimental**

**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.**

Área de Concentração: **Conversão de Energias**

Orientador: **Prof. Dr. Christian J. Coronado Rodriguez**

Maio de 2015

Itajubá – MG

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

Rudy Pérez Herrera

**Nebulização de Etanol na Entrada do
Compressor de uma Microturbina a Gás de
30kW: Análise Termodinâmica e Experimental**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 04 de maio de 2015, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica**.

Banca Examinadora:

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

Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

Prof. Dr. Sandro Metrevelle M. de Lima e Silva

Itajubá – MG

2015

Dedicatória

A Deus,

“Obrigado, começamos juntos e terminamos juntos”.

Agradecimentos

Particularmente quero agradecer a:

Meus pais Javier e Rosa, por todo o apoio moral e financeiro, mas principalmente pelo carinho e amor que sempre me deram.

Minhas irmãs Neyda, Mabel e Arleth, por seu apoio e amizade.

Meu orientador Prof. Christian Coronado, pela oportunidade e toda a ajuda que me deu.

O Prof. Marco Antônio Rosa do Nascimento, pela colaboração e ensino.

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

Aos amigos/as brasileiros, colombianos, venezuelanos, peruanos, equatorianos e bolivianos, pela amizade e apoio durante este tempo.

Aos professores e funcionários do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, pela assistência no meu tempo de estudo.

Todo o povo brasileiro, pela boa acolhida que tive neste tempo que morei no Brasil.

A conclusão de um trabalho de pesquisa é um logro que se consegue com a ajuda de muita gente que se envolvem indiretamente, neste caso eles colaboraram com cada um de seus artigos, publicações, notas, etc. conseguindo de alguma forma passar-me um pouco de seus conhecimentos para que pudesse concluir meu trabalho. O agradecimento especial é para todos os pesquisadores que trabalham com turbinas a gás.

Resumo

Pérez , R. H. (2015), Nebulização de Etanol na Entrada do Compressor de uma Microturbina a Gás de 30 kW: Análise Termodinâmico e Experimental, Itajubá, 142p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

A diminuição na potência útil de saída e eficiência do ciclo Brayton sofrida pelas turbinas a gás quando a temperatura ambiente é elevada, levou ao desenvolvimento de técnicas de resfriamento para reduzir a temperatura do ar na entrada das turbinas a gás. Muitas dessas técnicas utilizam fluidos com propriedades termodinâmicas ideais para o resfriamento. Neste trabalho de dissertação se estuda o etanol como fluido para produzir o resfriamento do ar na entrada de uma microturbina a gás; além disso, uma diminuição do consumo de combustível na câmara de combustão é avaliada, considerando-se que o etanol injetado chega até a câmara de combustão como combustível extra na combustão. Realizou-se uma modelagem termodinâmica informatizada, no qual etanol nebulizado foi estudado desde a entrada no compressor até o fim do ciclo para determinar as temperaturas e pressões do fluido de trabalho (mistura ar e etanol) nos diferentes pontos do ciclo, isto, permitiu calcular depois a potência útil e eficiência do ciclo.

Posteriormente foram realizados testes experimentais com misturas de etanol/água nebulizado na entrada de ar de uma microturbina a gás Capstone C30. Os resultados mostram um rápido resfriamento do ar na entrada da microturbina. Pode-se evidenciar também uma pequena redução no consumo de gás natural quando se realizou o resfriamento do ar de admissão com misturas de etanol/água. O impacto deste resfriamento na potência útil de saída é pequeno, este parâmetro se mantém em uma faixa acima da potência programada na microturbina. Por outro lado, a eficiência do ciclo com resfriamento revelou um ganho de 2 a 3% comparada com valores de eficiência que se obteve em testes experimentais anteriores para as mesmas potências geradas com microturbina utilizada.

Palavras Chave

Análise termodinâmica, nebulização, resfriamento, etanol, microturbina a gás, limites de inflamabilidade.

Abstract

Pérez , R. H. (2015), Ethanol Nebulization in Compressor Inlet of a Gas Microturbine at 30kW: Thermodynamic and Experimental Analysis, Itajubá, 141p. Dissertation (Master Degree in Mechanical Engineering) – Institute of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá.

The large decreases in net power output and efficiency of gas turbines cycles suffered when the ambient temperature is high, leading to the development of techniques to reduce cooling air temperature in gas turbine inlet. The fluids used in this techniques have an ideal thermodynamic properties for cooling. In this work is studied the ethanol fluid to produce cooling air at the compressor inlet of gas microturbines. In addition, a reduction in fuel consumption in the combustion chamber is evaluated, if considered that the injected ethanol reaches the combustion chamber as fuel supplement which aids combustion. We performed a computer thermodynamic model, where ethanol is vaporized and studied since the entrance to the compressor till the end of the cycle for determining the temperature and pressure of the working fluid (air mixture and ethanol) at different points in the cycle, this allowed to calculate then the output and cycle efficiency.

Subsequently experimental tests were carried out with mixtures of ethanol/water vaporized in the compressor inlet of a gas microturbine Capstone C30. The results show rapid cooling air at the compressor inlet. It can be see also a small decrease in consumption of natural gas, when the air intake it's cooling with mixtures of ethanol/water. The impact of cooling in net power output is small; this parameter keeps in a range above the power programmed in the microturbine. Moreover, the cycle with cooling show an efficiency gain of 2 to 3% compared with efficiency values that had in previous tests for the same experimental generated power.

Keywords

Thermodynamic analysis, nebulization, cooling, ethanol, gas microturbine, flammability limits.

Lista de Figuras

Figura 2.1	Efeito da temperatura ambiente sobre a potência de saída.....	11
Figura 2.2	Resfriamento evaporativo com <i>media</i>	12
Figura 2.3	Processo de resfriamento evaporativo.....	13
Figura 2.4	Instalação típica de um sistema <i>fooging</i>	14
Figura 2.5	Bico de alta pressão utilizado em sistemas <i>fooging</i>	15
Figura 2.6	Distribuição do tamanho das gotas na nebulização.....	16
Figura 2.7	Processo de resfriamento mecânico com <i>chiller</i>	17
Figura 2.8	Sistema de resfriamento por <i>chiller</i> mecânico.....	18
Figura 2.9	Planta de potência de turbina a gás utilizando resfriamento por <i>chiller</i> de absorção.....	19
Figura 2.10	Processo de energia térmica armazenada.....	21
Figura 2.11	Sistema de resfriamento do ar na entrada com armazenamento de água gelada.....	22
Figura 2.12	Sistema de resfriamento do ar na entrada com armazenamento de gelo.....	23
Figura 2.13	Pressão de vapor do etanol líquido.....	28
Figura 2.14	Usina Termelétrica de Juiz de Fora (MG). Primeiras turbinas a gás em gerar energia elétrica utilizando etanol/gás natural.....	31
Figura 2.15	Forma geral dos limites de inflamabilidade de um combustível em ar a uma pressão constante.....	33
Figura 2.16	Influência da temperatura sobre os limites de inflamabilidade do etanol para 1 atm.....	34
Figura 2.17	Limites de inflamabilidade do etanol hidratado para 101 kPa.....	35
Figura 3.1	Protótipo de uma microturbina de 25 kW da AlliedSignal.....	37
Figura 3.2	Esquema de uma microturbina com regenerador.....	40
Figura 3.3	Eixo de uma microturbina.....	40
Figura 3.4	Componentes de uma microturbina a gás.....	41
Figura 3.5	Compressor centrífugo e suas partes.....	42
Figura 3.6	Impacto do uso de um recuperador sobre a eficiência de uma microturbina.....	44

Figura 3.7	Interface da eletrônica de potência de uma microturbina.....	45
Figura 3.8	Regenerador da microturbina Capstone C30.....	47
Figura 3.9	Impacto da temperatura ambiente sobre o desempenho de uma microturbina de 30 kW.....	49
Figura 3.10	Trabalho específico da microturbina como uma função da relação de pressão e a temperatura de entrada na turbina.....	49
Figura 3.11	Componentes de uma microturbina Capstone C30.....	50
Figura 3.12	Eixo de uma microturbina Capstone C30.....	51
Figura 4.1	Esquema do ciclo convencional da microturbina Capstone C30.....	60
Figura 4.2	Esquema do ciclo modificado da microturbina Capstone C30.....	60
Figura 4.3	Ganho na eficiência térmica com o ciclo modificado em função da relação de pressão.....	66
Figura 4.4	Relação etanol/ar requerido no ciclo modificado para diferentes temperaturas de entrada na câmara de combustão.....	66
Figura 5.1	Esquema do dispositivo de nebulização de etanol.....	68
Figura 5.2	Dispositivo de nebulização de etanol.....	69
Figura 5.3	Graduação do PWM para a determinação da vazão volumétrica.....	70
Figura 5.4	Dispositivo de nebulização em funcionamento.....	70
Figura 5.5	Montagem do dispositivo de nebulização na microturbina.....	71
Figura 5.6	Distância do ponto de injeção até a entrada da microturbina.....	72
Figura 5.7	Microturbina a gás Capstone C30 com duto de admissão.....	73
Figura 5.8	Disposição na microturbina dos instrumentos e sensores de medição de dados.....	73
Figura 5.9	Tela do software de controle da microturbina Capstone.....	75
Figura 5.10	Modelo de planilha de controle utilizada.....	77
Figura 6.1	Tendência da temperatura do ar de admissão antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.....	83
Figura 6.2	Vazão mássica de gás natural antes e depois do resfriamento com mistura 50/50.....	84

Figura 6.3	Vazão mássica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.....	85
Figura 6.4	Comportamento da massa específica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.....	85
Figura 6.5	Eficiência do ciclo com resfriamento por mistura 50/50 de etanol/água.....	86
Figura 6.6	Tendência da temperatura do ar de admissão antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.....	88
Figura 6.7	Vazão mássica de gás natural antes e depois do resfriamento com mistura 70/30.....	89
Figura 6.8	Vazão mássica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.....	89
Figura 6.9	Comportamento da massa específica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.....	90
Figura 6.10	Eficiência do ciclo com resfriamento por mistura 70/30 de etanol/água.....	90

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Vantagens do resfriamento do ar na entrada das turbinas a gás.....	10
Tabela 2.2	Características e propriedades do etanol.....	26
Tabela 3.1	Características de desenho das microturbinas.....	47
Tabela 3.2	Características técnicas da microturbina Capstone de 30 kW.....	52
Tabela 4.1	Coeficientes para o calor específico.....	57
Tabela 4.2	Constantes da Equação de Antoine.....	58
Tabela 4.3	Coeficientes da equação de Majer e Svoboda.....	59
Tabela 4.4	Eficiências dos componentes da Microturbina Capstone C30.....	63
Tabela 4.5	Resultados da modelagem do ciclo convencional.....	63
Tabela 4.6	Resultados da potência e eficiência do ciclo convencional.....	64
Tabela 4.7	Resultados da modelagem do ciclo modificado.....	64
Tabela 4.8	Resultados da potencia e eficiência do ciclo modificado.....	64
Tabela 4.9	Comparação de resultados entre o ciclo convencional e ciclo modificado.....	65
Tabela 5.1	Partes do dispositivo de nebulização de etanol.....	68
Tabela 5.2	Descrição dos instrumentos e sensores de medição.....	74
Tabela 6.1	Vazão representada pelas regiões nos gráficos.....	82
Tabela 6.2	Vazão representada pelas regiões nos gráficos.....	87
Tabela B.1	Medias dos dados experimentais para a mistura 70/30.....	118
Tabela B.2	Medias dos dados experimentais para a mistura 50/50.....	120
Tabela C.1	Dados para o calculo do tamanho de gota.....	122

Simbologia

Letras latinas

A, B, C, D, E	Coeficientes característicos utilizados na Eq. (4.1)
\bar{C}_p	Calor específico molar a pressão constante, [J/mol K]
\bar{h}	Entalpia molar específica, [J/mol]
H	Entalpia total, [J]
n	Numero de moles, [mol]
N	Numero total de moles, [mol]
P	Pressão, [kPa]
\bar{R}	Constante universal dos gases, [J/mol K]
\bar{s}	Entropia molar específica, [J/mol K]
S	Entropia total, [J/K]
T	Temperatura, [K]
VF	Fração de vapor, [-]
\bar{W}	Trabalho específico, [J/mol]

Letras gregas

η	Eficiência
θ	Ângulo, [°]
μ	Viscosidade, [Pa*s]
π	3,14159265...
ρ	Massa específica, [kg/m ³]
σ	Tensão superficial, [N/m]

Sobrescritos e subscritos

a	Subscrito referente para o ar
b	Referente à câmara de combustão
c	Referente ao compressor

f	Referente para o etanol
g	Referente ao vapor de etanol
i	Referente a um componente na mistura
r	Referente ao regenerador
s	Referente ao estado depois de um processo isentrópico
t	Referente à turbina
$^{\circ}$	Valor para a temperatura de referência, 25 °C.
$^{\circ}_f$	Usado para a entalpia de formação, ou seja h°_f
fg	Mudança das propriedades durante a evaporação
$^{\circ}_{fg}$	Mudança das propriedades durante a evaporação para temperatura de referência, 25 °C
$1, 1a, 2, x, 3, 4$	Pontos do ciclo definido nas Figuras 4.1 e 4.2

Siglas

CTAC	Combustión Turbine Air Cooling
CFCs	Clorofluorocarbonetos
CTIAC	Combustión Turbine Inlet Air Cooling
DB	Dry Bulb
GE	General Electric
GTIAC	Gás Turbine Inlet Air Cooling
HFCs	Hidrofluorocarbonetos
NIST	National Institute of Standards and Technology
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
RH	Relative Humidity
TES	Thermal Energy Storage
TESTIAC	Thermal Energy Storage for Turbine Inlet Air Cooling
TET	Temperatura de Entrada na Turbina
TIAC	Turbine Inlet Air Cooling
TIC	Turbine Inlet Cooling
TICA	Turbine Inlet Cooling Association
WB	Wet Bulb

Sumario

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
SIMBOLOGIA.....	v
Letras latinas.....	v
Letras gregas.....	v
Subscritos e Sobrescritos.....	v
Siglas.....	vi
SUMARIO.....	vii
Capítulo 1.....	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos.....	5
1.2 Motivação.....	6
1.3 Estrutura do Trabalho.....	7
Capítulo 2.....	9
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1 Resfriamento do ar na entrada da turbina.....	9
2.1.1 Vantagens do resfriamento do ar na entrada da turbina.....	10
2.1.2 Sistemas de resfriamento na entrada das turbinas a gás.....	11
2.1.2.1 Resfriamento evaporativo com “meio” (<i>Media Evaporative Cooling</i>).....	12
2.1.2.2 Nebulização direta a alta pressão na entrada (<i>Fooging</i>).....	13
2.1.2.3 Resfriamento por <i>chiller</i> mecânico.....	17
2.1.2.4 Resfriamento por <i>chiller</i> de absorção.....	18
2.1.2.5 Energia térmica armazenada para resfriamento do ar na entrada da turbina (TESTIAC).....	20
2.1.2.6 Sistemas Híbridos.....	24
2.2 Uso de etanol em turbinas a gás.....	24
2.2.1 Características e propriedades do etanol.....	25

2.2.2 Aspectos importantes da queima de etanol em turbinas a gás.....	28
2.2.3 Turbinas a gás funcionando com etanol.....	30
2.3 Limites de inflamabilidade do etanol.....	32
2.3.1 Importância e definição.....	32
2.3.2 Parâmetros que influenciam os valores dos limites de inflamabilidade.....	33
2.3.2.1 Temperatura.....	34
2.3.3 Limites de Inflamabilidade do Etanol.....	35
Capítulo 3.....	36
MICROTURBINAS A GÁS.....	36
3.1 Considerações gerais.....	36
3.2 Princípio de funcionamento.....	39
3.3 Componentes de uma microturbina.....	41
3.3.1 Compressor centrifugo.....	41
3.3.2 Turbina radial.....	42
3.3.3 Câmara de combustão.....	43
3.3.4 Regenerador (trocador de calor).....	43
3.3.5 Gerador elétrico.....	44
3.3.6 Eletrônica de potência.....	45
3.4 Características de projeto e desempenho das microturbinas.....	46
3.4.1 Características de projeto.....	46
3.4.2 Características de desempenho.....	48
3.5 Microturbina Capstone de 30 kW.....	50
3.5.1 Modos de funcionamento da microturbina Capstone C30.....	52
3.5.1.1 Modo de funcionamento em <i>grid connection</i>	53
3.5.1.2 Modo de funcionamento em <i>Stand alone</i>	53
Capítulo 4.....	55
MODELAGEM TERMODINÂMICA DA NEBULIZAÇÃO DE ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 30KW.....	55
4.1 Propriedades dos fluidos de trabalho.....	55

4.1.1 Propriedades termodinâmicas dos gases.....	55
4.1.2 Propriedades termodinâmicas dos líquidos e mudanças de estado.....	57
4.2 Descrição do sistema.....	59
4.2.1 Metodologia da Modelagem Termodinâmica.....	60
4.3 Desenvolvimento dos cálculos.....	63
Capítulo 5.....	67
DISPOSITIVO DE NEBULIZAÇÃO DE ETANOL E MONTAGEM DA BANCADA	
EXPERIMENTAL.....	67
5.1 Dispositivo de nebulização de etanol.....	67
5.1.1 Funcionamento do dispositivo de nebulização.....	69
5.1.2 Montagem do sistema de nebulização na microturbina.....	71
5.2 Microturbina e sistema de aquisição de dados.....	72
5.3 Procedimento experimental.....	75
5.4 Normalização dos dados experimentais.....	77
Capítulo 6.....	81
ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	81
6.1 Introdução.....	81
6.2 Resultados com a mistura 50/50.....	82
6.3 Resultados com a mistura 70/30.....	87
Capítulo 7.....	92
CONCLUSÕES.....	92
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96
Apêndice A.....	105
ALGORITMO DA MODELAGEM TERMODINÂMICA DA NEBULIZAÇÃO DE	
ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE	
30 KW.....	105

Apêndice B.....	118
MÉDIAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS.....	118
Apêndice C.....	122
CÁLCULO DO TAMANHO DE GOTAS.....	122

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

O trabalho específico de compressão é diretamente proporcional à temperatura de entrada do ar. Em plantas de potência com turbinas a gás, a elevada temperatura do ar do meio ambiente na entrada da turbina leva à diminuição na massa específica do ar, resultando em uma menor vazão mássica através da turbina, o que faz com que a eficiência e potência das centrais sejam significativamente reduzidas durante a época do verão (SURYAN *et al.*, 2011).

Segundo Meher-Homji e Mee III (1999), o processo de compressão consome no máximo 66 % do trabalho total produzido pela turbina a gás e, por conseguinte qualquer meio para reduzir o trabalho de compressão irá aumentar a potência útil de saída na turbina a gás.

A eficiência sofre uma queda de 0,18% e a potência de 0,6%, para cada 1 K de incremento na temperatura ambiente (EL-HADIK, 1993). Uma maneira de conter essa queda na saída de potência é resfriando o ar de entrada na turbina a gás.

Segundo Meher-Homji e Mee III (1999), a injeção de água na entrada do compressor de uma turbina a gás é um conceito antigo. Afirmam que os primeiros estudos foram realizados na década de 1940 por Kleinschmidt e por Wilcox e Trout na década de 1950; quando a técnica era usada em um velho motor a jato para aumentar a potência de decolagem, e quando a aeronave estava operando em dias quentes ou em aeroportos com elevada altitude.

MacCracken (1994) afirma que a primeira aplicação de resfriamento do ar na entrada de uma turbina de combustão (Combustion Turbine Inlet Air Cooling - CTIAC), foi um sistema direto de ar condicionado para uma planta em Battle Creek em Michigan nos Estados Unidos em 1988, e a segunda foi utilizando um sistema colhedor de gelo fora de horas de “pico” em Nebraska, Estados Unidos, em 1992.

Na atualidade, diferentes tipos de sistemas de resfriamento do ar na entrada da turbina a gás podem ser aplicados para melhorar a eficiência da turbomáquina existente com um baixo custo de investimento. Entre as técnicas de resfriamento tem-se como as principais e mais comuns: resfriadores evaporativos, nebulização direta a alta-pressão na entrada (*fooging*), refrigeração na entrada (compressão mecânica e absorção), uso de energia térmica armazenada (Thermal Energy Storage - TES) e sistemas híbridos.

Em sistemas de resfriamento evaporativo, o incremento da massa específica do ar é realizado pela evaporação da água dentro da corrente do ar. Uma técnica deste tipo é a “*media evaporative cooling*” que utiliza a *media* que é um material composto por fibras de lã de madeira ou papel ondulado impregnado com sais que absorve a água, e através dela passa ar filtrado (FARZANEH-GORD; DEYMI-DASHTEBAYAZ, 2011). Quando o ar entra em contato com a água, parte do calor é transferida à água líquida, o que resulta na evaporação de parte dela. Consequentemente, a umidade do ar é elevada, devido à água evaporada para o ar na entrada (JOHNSON, 1988).

Segundo Cortes e Willems (2003), a técnica pode aumentar a produção de energia em até 14% e os custos anuais de operação e manutenção são cerca de 3 – 5% dos custos de instalação. Por outro lado, Nabati *et al.* (2003) estimaram que o consumo de energia parasita pode ser inferior a 0,5% da produção aumentada e, além disso, reduziu-se as emissões de NO_x de 0,8 – 1,5 % para cada °C de resfriamento. Os sistemas de resfriamento evaporativo são aplicáveis em locais onde o ar do meio ambiente é quente e principalmente em clima secos.

Resfriamento por *chiller* mecânico é uma técnica tradicional com a qual se consegue resfriar o ar na entrada até temperaturas mais baixas que as que são possíveis com o resfriamento evaporativo, independente da temperatura ambiente de bulbo úmido. Neste método, o ar é resfriado por uma serpentina de resfriamento que recebe água gelada de um *chiller* mecânico, que necessita de eletricidade e água líquida para produzir a água gelada

requerida. A principal desvantagem deste método são os custos de capital, e seu alto consumo de eletricidade.

O sistema de resfriamento por absorção é similar ao resfriamento com *chiller* mecânico, mas ao invés de usar a energia mecânica para a operação, este método requer uma fonte primária de energia térmica que pode ser vapor, água quente, gases quentes de exaustão, gás natural, biogás, etanol, etc. Utiliza-se a recuperação de calor para produzir água gelada, que depois circula através de um trocador de calor para resfriar a temperatura do ar ambiente. O rendimento do sistema de resfriamento por absorção em *chiller* depende das propriedades químicas e termodinâmicas do fluido do trabalho. Tipicamente, plantas de potência utilizam brometo de lítio (LiBr) como fluido absorvedor e água como o fluido refrigerante, mas também pode-se utilizar amônia – água, sendo a amônia o refrigerante e a água o absorvente. A mistura amônia – água possui algumas vantagens sobre a mistura brometo de lítio – água. Como a massa específica do vapor da amônia – água é maior e a viscosidade da solução é menor, o equipamento para este tipo de fluido de trabalho é relativamente compacto.

A vantagem deste sistema é a independência das condições do ar ambiente. A principal aplicação é em plantas de potência onde há disponibilidade de excesso de energia térmica residual (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, 2008).

Com a energia térmica armazenada, o calor sensível da água (água armazenada) ou o calor latente do gelo (gelo armazenado) são acumulados em depósitos, e em horas quentes o ar que entra no compressor é resfriado usando essa energia térmica (AMERI *et al.*, 2005). A energia se armazena durante os períodos fora do horário de pico, logo este é distribuído durante os horários de pico (TICA, 2014). O sistema de armazenamento da água utiliza equipamentos de refrigeração convencional. Geralmente o refrigerante utilizado é o R-134a ou R-132 (BROWN, 2000). O armazenamento da água gelada é mais prático em aplicações com cargas relativamente altas e este sistema geralmente utiliza *chillers*. Também *chillers* mecânicos são utilizados no sistema de armazenamento de gelo para produzir energia de resfriamento.

Sistemas de armazenamento térmico são utilizados em regiões onde a umidade relativa é bastante elevada e há uma ampla variação na tarifa elétrica entre as horas de pico e não pico. As desvantagens destes sistemas são: elevados custos de capital inicial e de operação e

manutenção, maiores tempos de instalação e precisa-se de muita experiência para operação e manutenção da planta (VAHID *et al.*).

Nebulização direta na entrada (*fooging*) é outro método no qual água desmineralizada é convertida em vapor através de bicos de alta pressão de operação (entre 6,5 e 20,5 MPa). Esta névoa fornece resfriamento quando se evapora no conduto do ar de admissão da turbina a gás (MEHER–HOMJI; MEE III, 1999). Como as gotas de névoa se evaporam, 100% de umidade relativa é alcançada e o ar é resfriado até a temperatura de bulbo úmido.

White *et al.* (1996) determinaram a capacidade de resfriamento por nebulização direta, juntamente com tamanho de gota e requerimentos de água. Em condições de projeto de 32,2°C e 60% de umidade relativa era esperado um ganho de potência de 4,9%, mas as dificuldades em produzir gotas de tamanho 5 – 10 micrón necessária para taxas de fluxo elevadas significou apenas em um ganho de potência de 3,8%.

Os sistemas híbridos combinam duas ou mais tecnologias para formar um sistema de resfriamento econômico e altamente eficiente. O objetivo de sistemas híbridos é maximizar a potência de saída em um clima quente. Cada sistema híbrido precisa ser otimizado para uma planta específica com base nos dados meteorológicos, a demanda de energia, preços elétricos e disponibilidade de energia térmica (TICA, 2014).

Por outro lado, nos últimos anos têm-se utilizado consideravelmente o etanol como combustível para motores alternativos, o uso em turbinas a gás ainda está em desenvolvimento devido em grande parte à baixa capacidade de armazenamento de energia (Poder Calorífico Inferior - PCI) dos alcoois em relação aos combustíveis convencionais. Porém, sabe-se também que os alcoois podem ser queimados por injeção direta na câmara de combustão das turbinas a gás em um ciclo aberto, mas os resultados mostraram que não se têm mudanças significativas no rendimento térmico do motor da turbina a gás (NASCIMENTO; SANTOS, 2012).

Em uma modelagem computacional feita por Bardon (1982) se demonstrou que existem possíveis melhorias significativas na eficiência térmica ao se modificar a maneira em que os alcoois (metanol e etanol) são utilizados em motores do ciclo Brayton. Tal autor realizou a comparação de um ciclo regenerativo e não regenerativo. Mostrou-se que a injeção de álcool durante o processo de compressão pode melhorar a eficiência térmica e o trabalho

específico do ciclo, devido ao efeito de resfriamento na evaporação dos alcoois. Mostrou-se também que a relação de pressão ótima para os dois ciclos, regenerativo e não regenerativo é diferente quando é utilizado o resfriamento evaporativo intermediário no compressor ao invés de simplesmente injetar o combustível dentro da câmara de combustão.

Portanto, o etanol pode ser utilizado como fluido regenerador no compressor das microturbinas a gás, obtendo-se assim uma diminuição da temperatura e uma diminuição do consumo de combustível na câmara de combustão da turbina a gás.

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. Embora o seu funcionamento baseie-se também no ciclo Brayton, têm características que diferem das turbinas de grande porte.

Sabendo que o funcionamento de uma microturbina baseia-se também no ciclo Brayton, o desempenho das mesmas também é afetado pelas condições ambientais. Para temperaturas com entrada do ar acima de 15 °C, tanto a potência quanto a eficiência diminuem, a potência diminui devido à diminuição da massa específica do ar com o aumento da temperatura, e a eficiência diminui porque o compressor requer mais energia para comprimir o ar a uma temperatura mais elevada.

1.1 Objetivos

O objetivo principal desta dissertação de mestrado é nebulizar e injetar misturas de etanol/água na entrada de ar de uma microturbina a gás Capstone C30 (30 kW) para avaliar este sistema de resfriamento e verificar se oferece uma boa alternativa para melhorar a eficiência térmica do ciclo e no trabalho útil. Além disso, neste estudo pretende-se atingir os seguintes objetivos específicos:

- Fazer uma modelagem termodinâmica informatizada da injeção do etanol na entrada do compressor de uma microturbina a gás Capstone C30.
- Instalar uma bancada experimental para nebulizar e injetar misturas de etanol/água na entrada do ar de uma microturbina Capstone de 30 kW.

- Realizar testes experimentais do ciclo Brayton modificado na microturbina Capstone C30 no Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá – IEM/UNIFEI.
- Avaliar a injeção de etanol na entrada do compressor como um sistema de resfriamento evaporativo.

1.2 Motivação

Hoje em dia, com a crescente demanda por energia elétrica, a indústria de geração termelétrica está se tornando cada vez mais competitiva, pelo qual há um acentuado interesse em aumentar a capacidade de potência sem ter que investir uma grande quantidade de capital associado à instalação de uma nova turbina (MEHER-HOMJI; MEE III, 1999).

Este interesse por aumentar a capacidade das turbinas já instaladas tem levado ao estudo de métodos comerciais disponíveis para melhorar a potência de saída e eficiência das turbinas a gás existentes. Um desses métodos é o resfriamento de ar na entrada da turbina, o qual tem várias configurações que poderiam ser utilizadas, dependendo do tipo de turbina, as condições climáticas, as horas de funcionamento da turbina, a relação entre o fluxo de massa e potência gerada e os preços de energia no mercado. Portanto, instalações de sistemas de resfriamento de ar na entrada da turbina oferecem vantagens como o incremento na potência de saída, na eficiência do ciclo, redução da taxa de consumo de combustível e aumento na produção de vapor num ciclo combinado, entre outras.

As microturbinas na atualidade são uma alternativa crescente no setor de geração de energia principalmente para os usos residencial e comercial, já que a confiabilidade da operação é uma grande necessidade dessas indústrias. Estas turbinas a gás de pequena potência também podem trabalhar em modo de cogeração, obtendo além de energia elétrica vapor de água, água quente e ar condicionado, aumentando assim a eficiência destas máquinas.

Sabe-se também que há poucas informações do rendimento das microturbinas a gás que operam com biocombustíveis, sendo esta uma motivação extra para este estudo. Portanto sabendo que os alcoois (etanol e metanol) possuem menores poderes caloríficos inferiores (PCI), entalpias de evaporação maiores e um considerável efeito de resfriamento por

evaporação que pode mudar substancialmente a eficiência do motor, considera-se relevante o estudo deste processo em uma microturbina Capstone C30 instalada no Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá – IEM/UNIFEI.

Deste modo, resfriando o ar por evaporação do etanol na entrada e utilizando o mesmo etanol como combustível auxiliar na câmara de combustão, espera-se conhecer o aumento real do trabalho total e da eficiência térmica de uma microturbina a gás.

1.3 Estrutura do trabalho

O capítulo 1 deste trabalho compreende a introdução, objetivos e as justificativas.

No capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica dos diversos sistemas de resfriamento de ar na entrada da turbina a gás, estado da arte do uso do etanol em turbinas a gás e limites de inflamabilidade do etanol.

No capítulo 3 é apresentado um estudo detalhado das microturbinas a gás, especialmente da microturbina Capstone C30. O estudo das microturbinas inclui principais componentes (compressor, turbina, regenerador, câmara de combustão) e os ciclos termodinâmicos.

No capítulo 4 apresenta-se uma modelagem termodinâmica da injeção de etanol na entrada de uma microturbina a gás. Com esta modelagem pretende-se conhecer a possibilidade de um ganho na eficiência do ciclo e potência útil de saída utilizando o etanol como fluido de resfriamento.

No capítulo 5 mostra-se em detalhe o procedimento experimental da injeção do etanol na entrada do compressor da microturbina, incluindo a bancada experimental e os equipamentos utilizados, assim, como as condições operacionais nas quais foram realizados os testes.

No capítulo 6 são apresentados os resultados obtidos nos testes experimentais, que incluem: diminuição na temperatura do ar ambiente antes da entrada na microturbina, efeitos na potência de saída, eficiência do ciclo e consumo de combustível.

Apresentam-se as conclusões e contribuições do presente trabalho no Capítulo 7, onde será realizada uma análise dos resultados obtidos. Também se dão algumas sugestões para trabalhos futuros, que poderiam ser realizados para complementar este tema.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais temas associados a esta dissertação, os quais incluem: sistemas de resfriamento de ar na entrada de turbinas a gás, estado de arte do uso de etanol em turbinas a gás e limites de inflamabilidade do etanol.

2.1 Resfriamento do ar na entrada da turbina

O resfriamento do ar ambiente antes da entrada no compressor é uma técnica na qual estão envolvidos processos de transferência de calor e massa. Para o resfriamento se utilizam diferentes substâncias que têm propriedades químicas e termodinâmicas ideais para produzir o resfriamento e os quais podem estar em diferentes estados.

Na literatura técnica, estas técnicas são conhecidas por muitos nomes, por exemplo: *Turbine Inlet Cooling* (TIC), *Combustion Turbine Inlet Air Cooling* (CTIAC), *Turbine Inlet Air Cooling* (TIAC), *Combustion Turbine Air Cooling* (CTAC) e *Gas Turbine Inlet Air Cooling* (GTIAC).

2.1.1 Vantagens do resfriamento do ar na entrada da turbina

A principal razão pela qual se utiliza uma destas técnicas de resfriamento do ar na entrada da turbina a gás é para evitar a perda de potência quando a temperatura ambiente é elevada. Porém, têm-se benefícios adicionais, que estão resumidos na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Vantagens do resfriamento do ar na entrada das turbinas a gás (TICA, 2014)

<i>Incremento da potência</i>	Conseguindo-se diminuir a temperatura na admissão até mesmo abaixo da nominal (15 °C), se conseguirá ter mais potência que nas condições nominais.
<i>Redução do custo por kW líquido</i>	Com a crescente demanda por energia elétrica, há um acentuado interesse em aumentar a capacidade de potência das plantas de produção sem ter que investir uma grande quantidade de capital associado à instalação de uma nova capacidade (turbina). A saber, é mais custoso instalar outra turbina que forneça a potência requerida em condições adversas que instalar na planta um sistema de resfriamento do ar na entrada da turbina a gás.
<i>Menor consumo de combustível</i>	Outro efeito significativo do resfriamento do ar na entrada da turbina a gás é a redução da taxa de consumo de combustível queimado na turbina a gás. O consumo de combustível aumenta com o incremento da temperatura ambiente.
<i>Incremento na produção de vapor</i>	Técnicas de resfriamento do ar na entrada da turbina a gás também evitam as perdas de produção de vapor num ciclo combinado; ou seja, a razão pela qual se produziriam perdas na produção de vapor seria a redução da vazão mássica do ar, e assim, a redução de energia na saída da turbina a gás que está ligada à caldeira de recuperação de calor (Heat Recovery Steam Generator - HRSG) que produz o vapor.

Na Figura 2.1 mostra-se o efeito da temperatura ambiente sobre a potência de saída nominal em turbinas a gás industriais e aeroderivativas. Nota-se que as turbinas aeroderivativas são mais sensíveis a temperaturas ambiente elevadas.

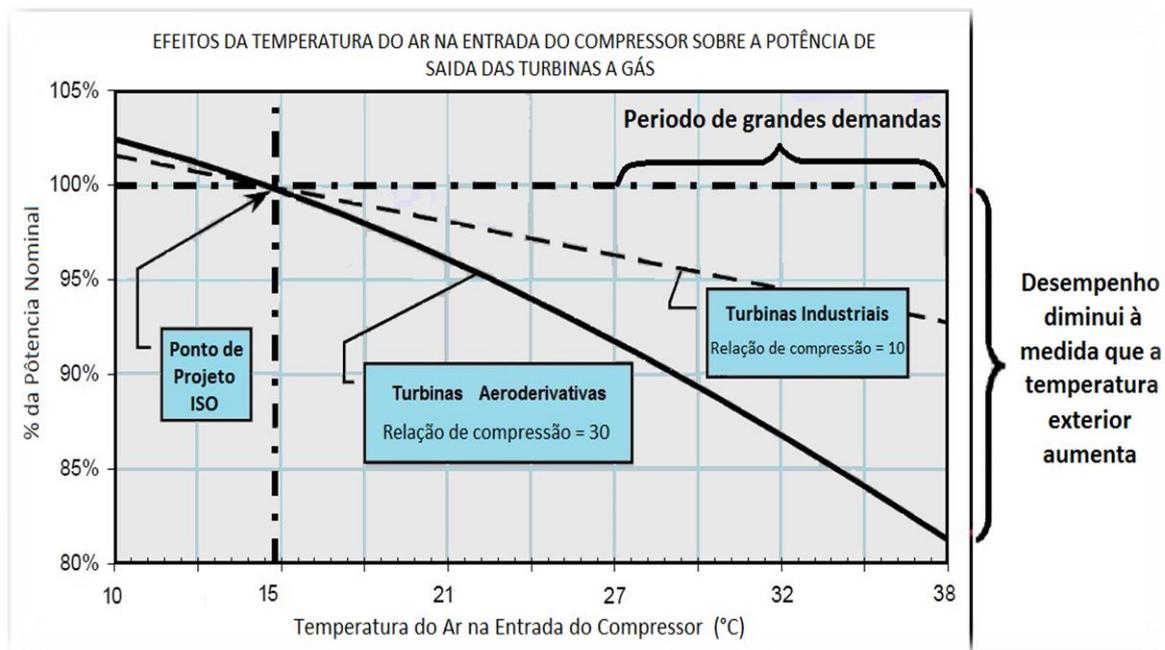


Figura 2.1 - Efeito da temperatura ambiente sobre a potência de saída (TICA, 2014).

2.1.2 Sistemas de resfriamento na entrada das turbinas a gás

O ganho de potência e a melhora no rendimento do ciclo de uma turbina a gás com resfriamento de ar na entrada dependem muito da escolha do tipo de sistema de resfriamento. Entre os parâmetros que se deve levar em conta para fazer a escolha do tipo de sistema de resfriamento mais conveniente se inclui: o tipo de turbina, as condições climáticas, as horas de funcionamento da turbina, a relação entre a vazão mássica, a potência gerada e os preços de energia no mercado.

Há vários métodos avaliados para o aumento de potência por resfriamento do ar na entrada da turbina (MEHER-HOMJI; MEE III, 1999). Em geral os métodos podem ser classificados em três classes principais:

- *Métodos Evaporativos*: com resfriadores evaporativos convencionais (*Media*) ou nebulização direta de água (*Fooging System*).
- *Resfriamento do ar na entrada por sistemas de refrigeração*: utilizando ciclos de absorção ou *chillers* mecânico.

- *Sistemas Térmicos de Energia Armazenada (TES)*: há uso intermitente de sistemas nos quais o resfriamento é produzido fora das horas de pico, e se usa um *chiller* na entrada de ar durante as horas quentes do dia.

2.1.2.1. Resfriamento evaporativo com “meio” (*Media Evaporative Cooling*)

Este sistema envolve fluxo de massa e calor e ocorre quando água e mistura de ar/água não saturada entram em contato. Essas transferências são uma função das diferenças nas temperaturas e pressões de vapor entre o ar e a água. O ar ambiente quente entra em contato com a água presente no meio de resfriamento, uma parte desse calor é transferida à água líquida e parte dessa água se evapora no ar, sendo este último um processo de transferência de massa (SANTOS, 2012). Os detalhes deste sistema são mostrados na Figura 2.2.

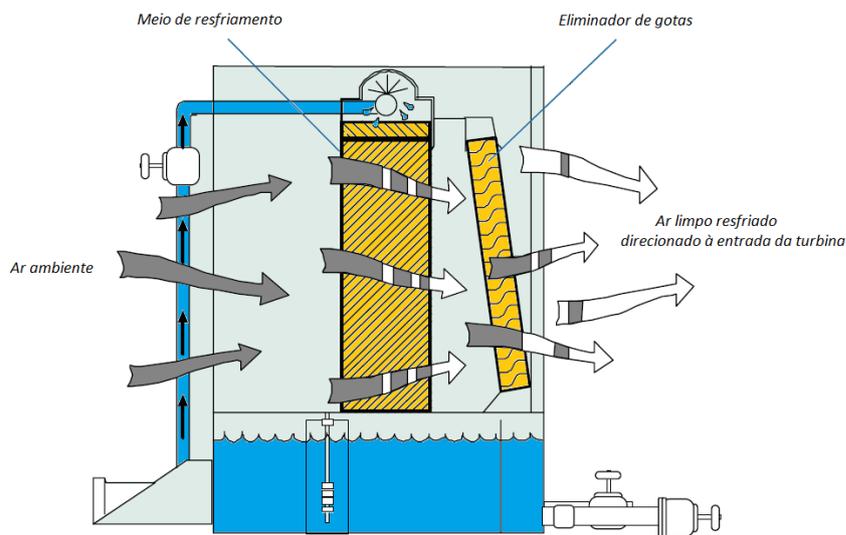


Figura 2.2 - Resfriamento evaporativo com meio (DONALDSON COMPANY, 2005)

O *meio* de resfriamento é um material poroso (por exemplo, fibras de lã de madeira ou papel ondulado impregnado com sais *anti-rot* insolúveis). As partículas de água (em forma de *spray*) são introduzidas pela parte superior do *meio* e pela ação da gravidade drena-se através deste (JOHNSON, 1988). O ar quente passa através do meio úmido fazendo com que a água se evapore no ar, as gotas de água restantes são eliminadas pelo separador de gotas. Os resfriadores evaporativos com *meio* têm uma eficiência entre 85 – 90%, o que significa que não se consegue a temperatura de bulbo úmido (MEHER-HOMJI; MEE III, 1999).

O funcionamento do resfriamento evaporativo é baseado no processo termodinâmico de saturação adiabática, no qual água é evaporada no ar que tem sua temperatura de bulbo seco diminuído e sua umidade absoluta aumentada. De acordo com a Figura 2.3, os processos psicrométricos que ocorrem neste sistema são: resfriamento devido ao calor sensível transferido do ar ambiente a água (por variação de temperatura) e umidificação provocada pela mudança de fase da água devido ao calor latente (evaporação da água) (SANTOS, 2012).

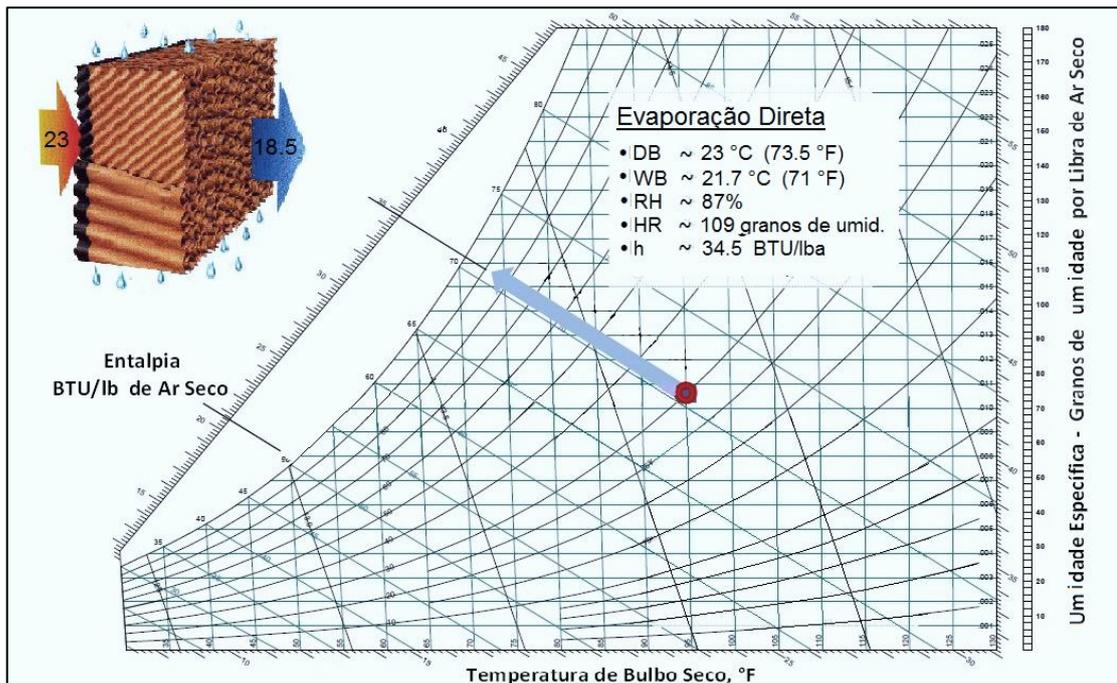


Figura 2.3 - Processo de resfriamento evaporativo (TICA, 2013c)

Recomenda-se que o resfriador evaporativo seja instalado depois do filtro de ar de entrada para proteger o meio de resfriamento do pó e outros contaminantes. Sistemas de resfriamento evaporativo tipicamente utilizam somente pequenos sopradores e bombas de água (SANTOS, 2012).

Meher-Homji e Mee III (2000a) destacaram o fato de que a quantidade de água necessária para o resfriamento evaporativo depende do grau de resfriamento necessário, as condições ambientais e a taxa de fluxo de massa da turbina.

2.1.2.2 Nebulização direta a alta pressão na entrada (*Fooging*)

Nebulização direta na entrada é um método no qual água desmineralizada é convertida em névoa através de bicos de alta pressão de operação (entre 6,8 e 20,5 MPa). Esta névoa se

mistura com o ar quente e fornece resfriamento quando se evapora no conduto do ar de admissão da turbina a gás (MEHER–HOMJI; MEE III, 1999). Na Figura 2.4 é mostrada uma instalação típica de um sistema *fooging* na entrada de uma turbina a gás.

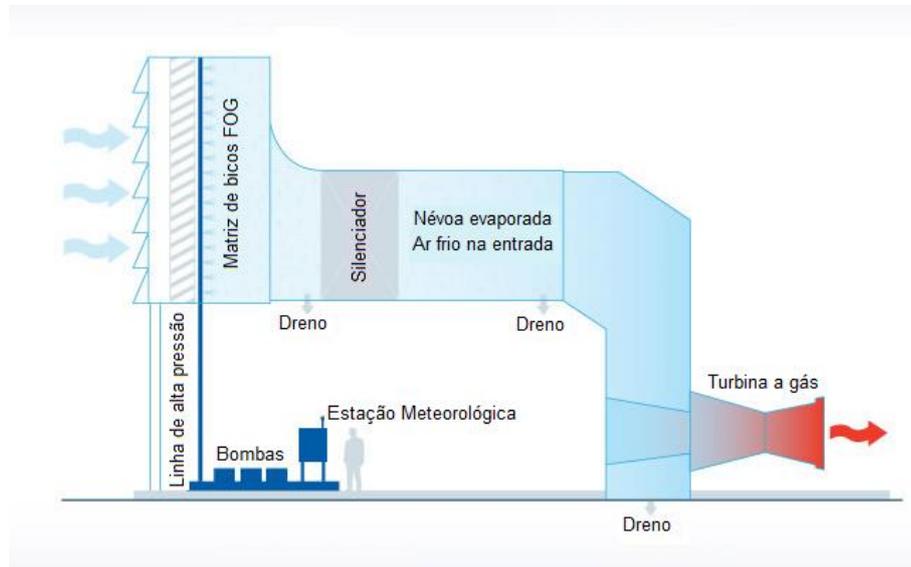


Figura 2.4 - Instalação típica de um sistema fooging (MEE INDUSTRIES INC.)

Por definição meteorológica, névoas (*fog*) são finas ou micro gotas com tamanho inferior a $40 \mu\text{m}$, enquanto a névoa (*mist*) apresenta gotas de tamanho entre 40 e $100 \mu\text{m}$. Parte da névoa *fog* tende a ficar no ar devido ao movimento Browniano, que é a colisão aleatória de moléculas de ar que freia a queda das gotículas. Ainda no ar, as partículas de névoa com diâmetro de $10 \mu\text{m}$ iriam descer a uma taxa de cerca de 1 metro em 5 minutos, enquanto que partículas com diâmetro de $100 \mu\text{m}$ desceriam a uma taxa de cerca de 1 m em 3 segundos, o que dá tempo para sua evaporação (MEHER–HOMJI; MEE III, 1999).

A névoa é gerada pela aplicação do líquido em uma matriz de bicos especialmente projetada para trabalhar a pressões entre 6,8 e 20,5 MPa. O bico (vide a Figura 2.5) é feito de aço inox (pode ser aço inox 316 SS) e tem um pequeno orifício de 5 a 7 milésimos de polegada ($153 \mu\text{m}$) para aplicações em turbina a gás (MEHER–HOMJI; MEE III, 2000a).



Figura 2.5 - Bico de alta pressão utilizado em sistemas fooging (INGISTOV, 2000)

O líquido que sai do orifício do bico impacta em uma superfície, especialmente projetado para quebrar o jato do líquido em bilhões de micro gotas ou névoa. Outro fator igualmente importante é a taxa de evaporação das gotas principalmente dependentes da superfície da área do líquido exposta ao ar.

Um parâmetro de projeto importante a levar em conta neste sistema de resfriamento é o tamanho das gotas. A eficiência máxima do sistema *fooging* depende do tamanho das pequenas gotas, além de que pequenas gotas evitam problemas de erosão no compressor. Portanto, deve-se ter especial cuidado no projeto, seleção e teste dos bicos para avaliar o tamanho das gotas. Ao utilizar pressões mais elevadas de atomização, o tamanho das gotas diminui.

Dentro de certos limites, tamanhos de gota são inversamente proporcionais à raiz quadrada da relação de pressão do bico. Por exemplo, duplicando a pressão, o tamanho das gotas reduziria cerca de 30%. Mostra-se na Figura 2.6 uma distribuição de gotas que se obtiveram com água, aplicando uma pressão de 6,8 MPa, vazão de 7,2 litros/hora e um bico com 153 μm de diâmetro de furo na saída (MEHER–HOMJI; MEE III, 1999).

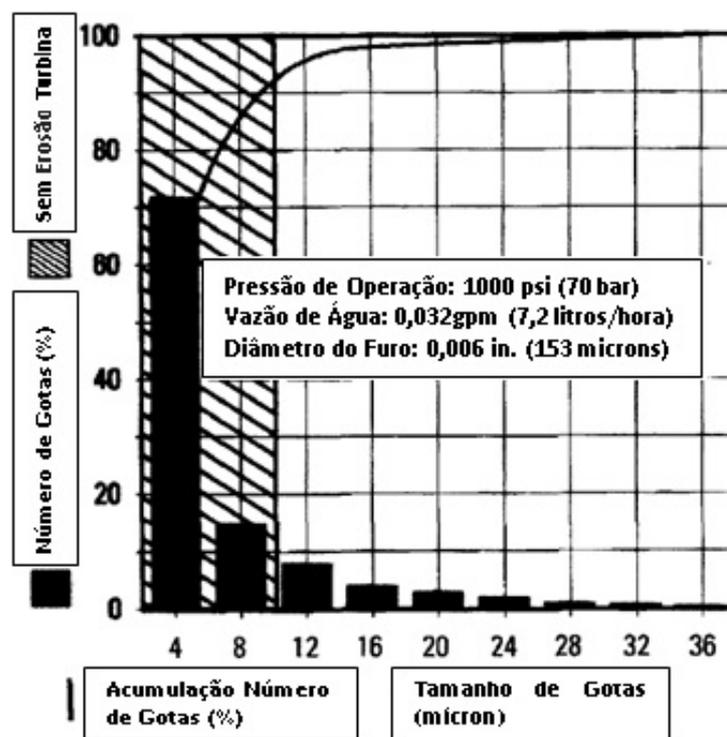


Figura 2.6 - Distribuição do tamanho das gotas na nebulização (MEHER-HOMJI E MEE III, 1999)

Segundo Meher-Homji e Mee III (2000b), um típico sistema *fog* exigirá 15–20 horas de manutenção por ano. Eles recomendam a instalação dos bicos de nebulização de alta pressão depois do filtro de ar para reduzir o uso de água, e se o objetivo principal da nebulização fora o resfriamento evaporativo, a instalação teria que estar antes dos silenciadores para dar maior tempo às gotas de névoa para sua evaporação. Porém, se o objetivo for o resfriamento intermediário, deve-se instalá-los pouco antes dos filtros de impurezas (*trash screens*).

Publicações realizadas por Chaker *et al.* (2002a, 2002b) descrevem uma análise abrangente sobre projeto do bico, termodinâmica das gotas e transferência de calor em sistemas de nebulização a alta pressão na entrada de turbinas a gás. Eles modelaram o comportamento transiente da névoa em termos do diâmetro das gotas, as mudanças na umidade relativa do ar e temperatura, tempo para alcançar a saturação, e demonstraram a importância da uniformidade das pequenas gotas. Pelo fato de uma gota de 10 μm possuir 13% da massa de uma gota de 20 μm e de forma equivalente a quatro vezes a sua área superficial, ela irá evaporar mais rapidamente e será menos provável que impacte sobre a turbina.

Assim, a nebulização direta a alta pressão na entrada é uma técnica bastante utilizada na atualidade em plantas de geração de energia, por ter baixos custos de investimento comparados com outras técnicas. Também pode ser usada para criar um efeito de resfriamento intermediário, ao permitir que o excesso de névoa entre no compressor, incrementado assim consideravelmente a potência útil de saída (MEHER-HOMJI; MEE III, 1999).

2.1.2.3 Resfriamento por *chiller* mecânico

Com o sistema de resfriamento por *chiller* mecânico consegue-se resfriar o ar na entrada da turbina até temperaturas mais baixas que as que são possíveis com o resfriamento evaporativo, independente da temperatura ambiente de bulbo úmido (SANTOS, 2012).

O processo de resfriamento por *chiller* mecânico é esquematizado na Figura 2.7, na qual a diminuição da temperatura do ar ocorre a uma umidade específica constante.

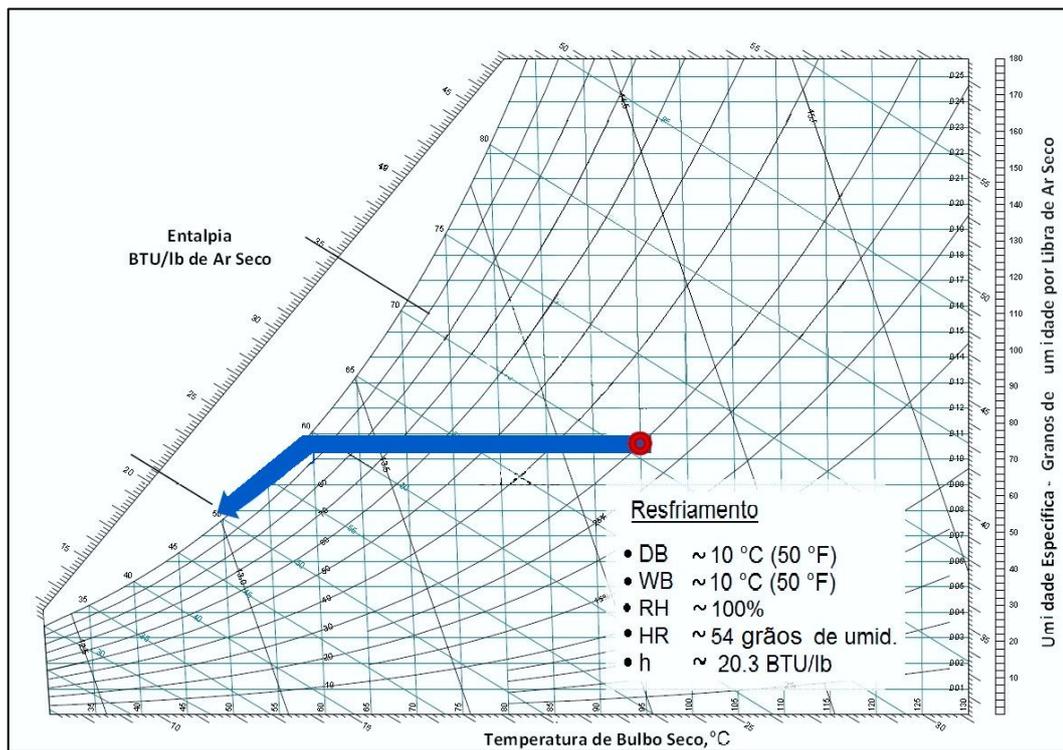


Figura 2.7 - Processo de resfriamento mecânico com chiller (TICA, 2013c)

Neste método o ar é resfriado por uma serpentina de resfriamento que recebe água gelada de um *chiller* mecânico, pelo qual necessita de eletricidade e água condensada para proporcionar a água gelada requerida. Na Figura 2.8 é mostrado um esquema de planta de potência de turbina a gás utilizando resfriamento mecânico por *chiller*. O refrigerante

utilizado nestes *chillers* pode ser CFCs, HFCs ou amônia (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, 2008). Também pode ser um fluido secundário, usualmente água (FARZANEH-GORD E DEYMI-DASHTEBAYAZ, 2011).

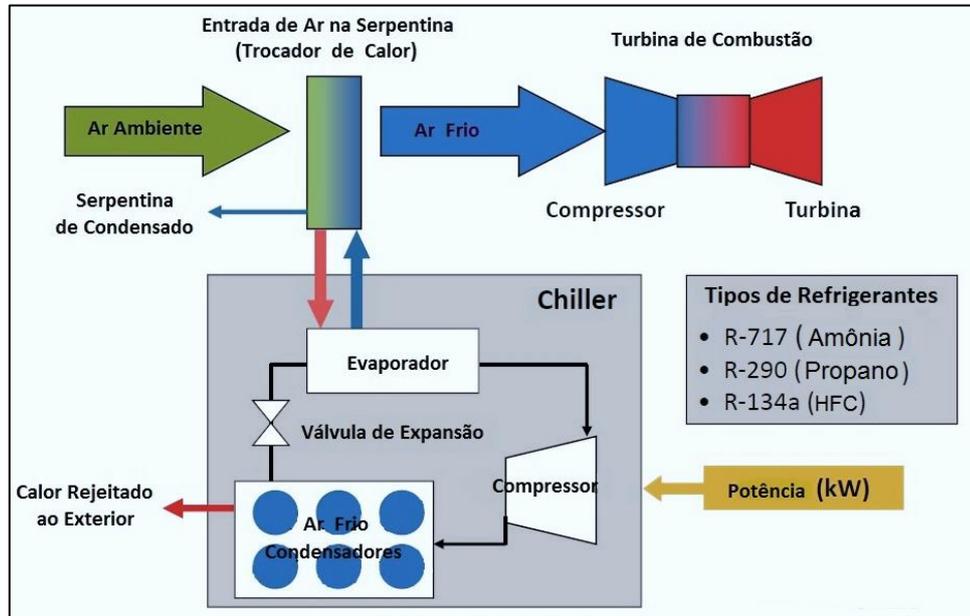


Figura 2.8 - Sistema de resfriamento por *chiller* mecânico (TICA, 2013a)

A principal desvantagem deste método são os altos custos de capital e seu alto consumo de eletricidade. A energia demandada pelo sistema de compressão de vapor é conhecida como perdas parasitas e seu impacto sobre a saída do gerador é significativa, podendo com isto reduzir até cerca de 30% no ganho de potência, o que leva a um alto *heat rate* e baixa eficiência na planta de potência. Sua principal vantagem é que pode alcançar temperaturas baixas desejadas independentemente das condições climáticas (SANTOS, 2012).

2.1.2.4 Resfriamento por *chiller* de absorção

O sistema de resfriamento por absorção é similar ao resfriamento com *chiller* mecânico, mas ao invés de usar a energia mecânica para a operação, este método requer uma fonte primária de energia térmica que pode ser vapor, água quente, gases quentes de exaustão, gás natural, biogás, etanol, etc. Utiliza-se recuperação de calor para produzir água gelada que depois passa através de um trocador de calor para resfriar a temperatura do ar ambiente (AL-IBRAHIM; VARNHAM, 2010). A Figura 2.9 descreve um diagrama esquemático de uma planta de potência de turbina a gás com resfriamento por *chiller* de absorção.

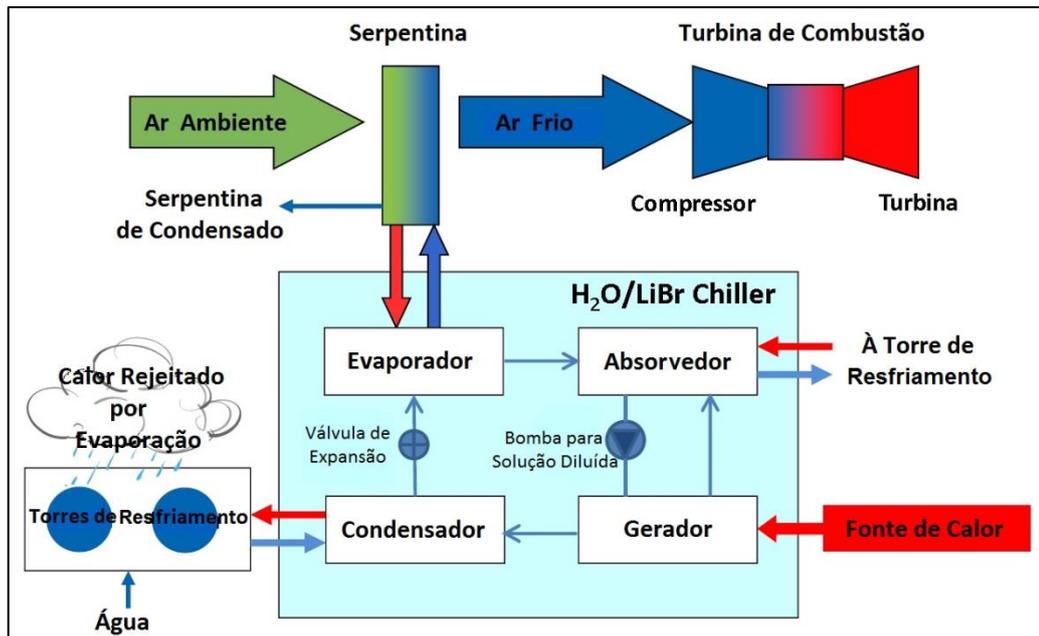


Figura 2.9 - Planta de potência de turbina a gás utilizando resfriamento por *chiller* de absorção (TICA, 2013a)

Segundo Sigler *et al.* (2001), o calor que vem dos gases quentes de exaustão pode ser utilizado no gerador de vapor para aquecer um refrigerante de uma solução absorvente. Logo este vapor de refrigerante é condensado no condensador, e expandido no evaporador. Nesta etapa do ciclo ocorre o processo de resfriamento, o refrigerante a baixa pressão recebe calor da corrente do líquido ou gás e é evaporado, e flui até o absorvedor, onde se mistura com a solução expandida do gerador. No absorvedor, o calor de absorção é rejeitado à temperatura ambiente. A solução bombeia-se de novo ao gerador a través de um recuperador que pré-aquece a solução dentro o gerador com o calor perdido pela solução que flui ao absorvedor.

Um *chiller* de absorção pode ser classificado como simples efeito ou duplo efeito. No primeiro, há um gerador simples, condensador, evaporador, absorvedor, trocador de calor e bombas, além disso, requer vapor a baixa pressão (103 kPa), enquanto que o segundo contém um gerador adicional e utiliza vapor a alta pressão (793 kPa) (SANTOS, 2012).

O rendimento do sistema de resfriamento por *chiller* de absorção depende das propriedades químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho. Tipicamente, plantas de potência (Fig. 2.9) utilizam brometo de lítio (LiBr) como o absorvedor e água como o refrigerante, mas também pode-se utilizar amônia-água, nas quais a amônia é o refrigerante e

água é o absorvedor. A mistura amônia-água tem algumas vantagens sobre a mistura de brometo de lítio-água. Como a densidade do vapor amônio-água é maior e a viscosidade da solução é pequena, o equipamento para este tipo de fluido de trabalho é relativamente compacto. Por outro lado, a amônia pode operar a temperaturas inferiores aos do ponto de congelamento da água, fato que permite alcançar temperaturas baixas na entrada do compressor. No entanto, a amônia precisa de potências de bombeamento e pressões superiores que da água, e também é tóxica (SIGLER *et al.*, 2001).

O uso de *chillers* de absorção água-amônia foi estudado por Al-Bortmany (2002), em uma planta situada em Omã. Resfriamento do ar na entrada da turbina a gás com um sistema de refrigeração por absorção água-vapor de amônia é tecnicamente viável e economicamente atraente para o local específico estudado. Nesse estudo, resfriando o ar de entrada na turbina a gás até 7 °C se aumentaria a potência, em uma base anual, em 14% e 20% para as turbinas LM1600 e LM2500+ respectivamente.

Boonnasa *et al.* (2006) avaliaram métodos para aumentar a capacidade de uma central de ciclo combinado existente em Bangkok, Tailândia. Um *chiller* de absorção de vapor foi proposto para resfriar ar ambiente na entrada da turbina até 15 °C. Era esperado um ganho de potência de cerca de 10%, com um tempo de retorno de 3,8 anos.

A vantagem deste sistema é a independência das condições do ar ambiente. Pode-se resfriar o ar de entrada pré-especificando a temperatura constante, mas o custo de capital é alto. Sua principal aplicação é em plantas de potência onde há disponibilidade de excesso de energia térmica residual (SANTOS, 2012).

2.1.2.5 Energia térmica armazenada para resfriamento do ar na entrada da turbina (TESTIAC)

Neste método, o calor sensível da água ou o calor latente do gelo são armazenados em depósitos (tanques) e em horas quentes o ar que entra no compressor é resfriado usando essa energia térmica armazenada (AMERI *et al.*, 2005). A energia é armazenada durante os períodos "não pico", logo, este é distribuído durante os períodos de "pico" como é mostrada na Fig. 2.10.

Sistemas de armazenamento térmico são utilizados em zonas onde a umidade relativa é bastante alta e há uma ampla variação na tarifa elétrica entre as horas de pico e não pico (VAHID *et al.*).

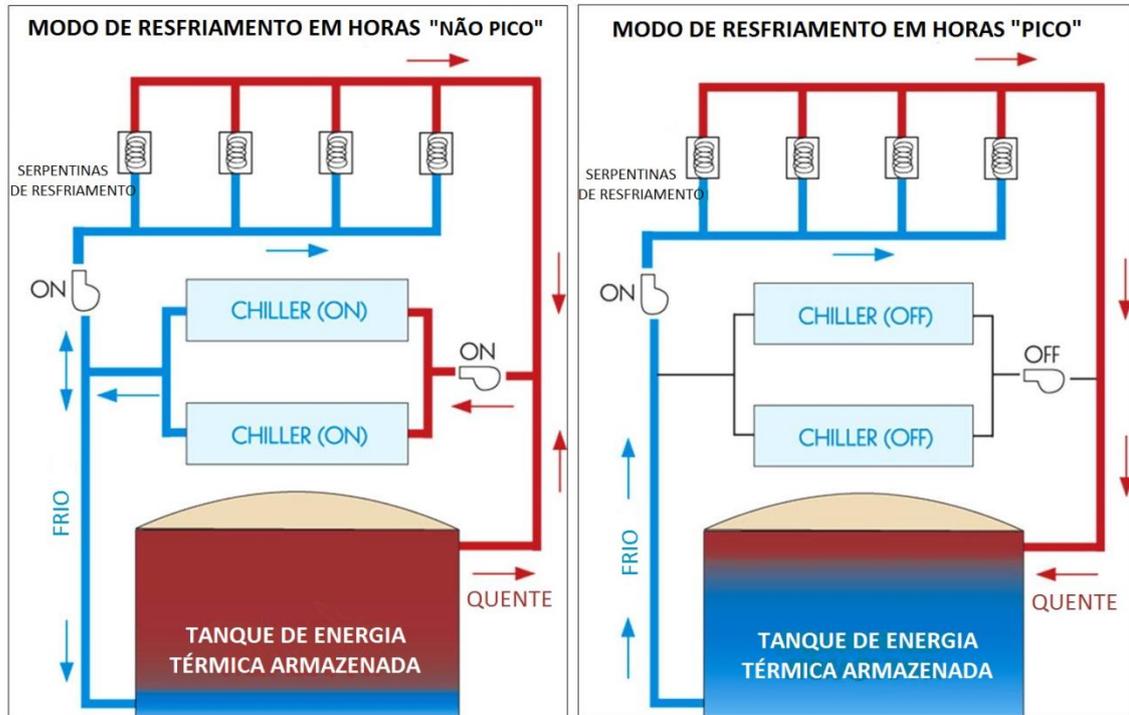


Figura 2.10 - Processo de energia térmica armazenada (TICA, 2013b)

No sistema de armazenamento de água ou gelo utiliza-se equipamentos de refrigeração convencional como: *chillers* mecânicos, serpentinas de resfriamento, condensador, bombas e máquinas de fazer gelo. Geralmente o refrigerante utilizado é R-134a ou R-132. Armazenamento de água gelada é mais prático em aplicações com cargas relativamente altas e este sistema geralmente utiliza *chillers* centrífugos. Também *chillers* mecânicos são utilizados no sistema de armazenamento de gelo para produzir energia de resfriamento (AMERI *et al.*, 2005).

A serpentina de resfriamento geralmente é diferente e cara. Dependendo das horas de funcionamento e a localização do projeto, podem-se utilizar serpentinas de tubos de cobre com aletas de alumínio menos caras; embora já tenham sido utilizadas serpentinas mais caras de aço inoxidável em projetos TESTIAC.

Existem algumas especificações particulares para cada sistema, para os que utilizam água gelada ou gelo. A quantidade de energia armazenada para o resfriamento com água

gelada depende da diferença de temperaturas entre a água gelada armazenada no tanque e a água quente de retorno desde o trocador de calor (BROWN, 2000). Maximizando a temperatura da água de retorno e minimizando a temperatura de armazenamento, maximiza-se a diferença de temperatura. Na Figura 2.11 se aprecia um esquema do sistema TESTIAC que utiliza armazenamento de água gelada.

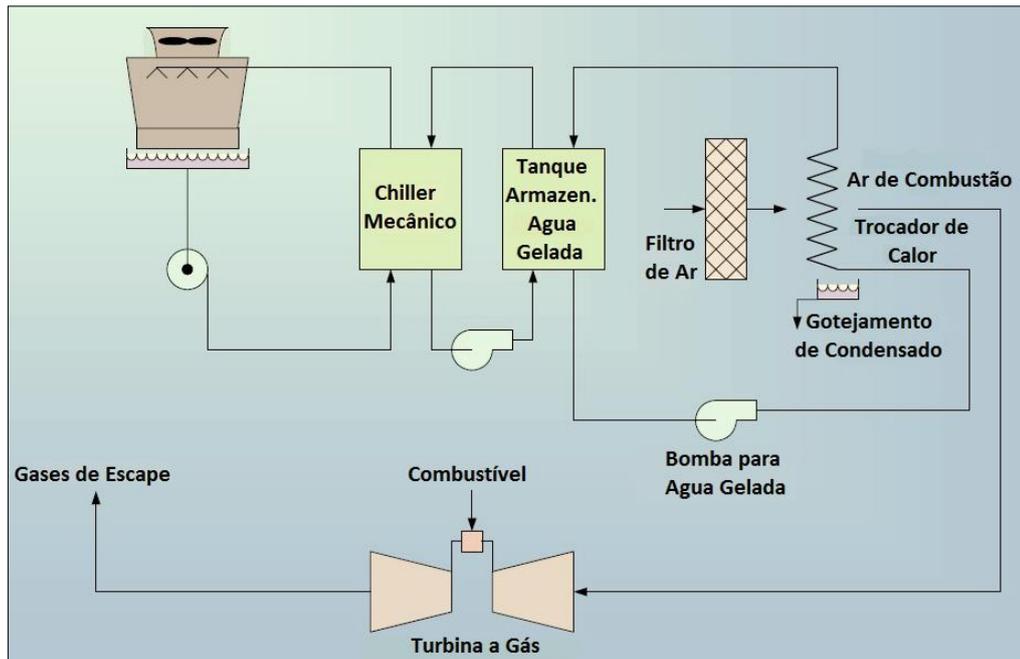


Figura 2.11 - Sistema de resfriamento do ar na entrada com armazenamento de água gelada (OMIDVAR, 2001).

Armazenamento de água gelada por estratificação é geralmente reconhecido como o método mais simples, mais eficiente e mais econômico de armazenamento de água gelada (BROWN, 2000).

Liebendorfer e Andrepont (2005), apresentaram um caso de estudo de um sistema de energia térmica armazenada de 678,6 MWh adaptados para turbinas a gás, em Riyad, Arábia Saudita. O sistema tem uma planta de água gelada de 38,7 MW de capacidade térmica operando por 6 horas e 18 horas fora do pico, e que pode fornecer 10,5 MW de resfriamento simultâneo para cada uma das 10 turbinas a gás, ou seja, 105 MW no total. A potência líquida do sistema aumentou em 30% e reduziu os custos de capital em US\$ 10 milhões.

No sistema de armazenamento de gelo, o método preferido para fazer gelo utiliza o método da colheita, no qual, refrigerante quente passa periodicamente desde o compressor através do evaporador para tirar o gelo da superfície do evaporador. O gelo cai do evaporador para formar uma pilha dentro do tanque. Vários tipos de evaporadores são utilizados para a distribuição do gelo (BROWN *et al.*, 1996). Na Figura 2.12 mostra-se o esquema simplificado que descreve um sistema TESTIAC com armazenamento de gelo.

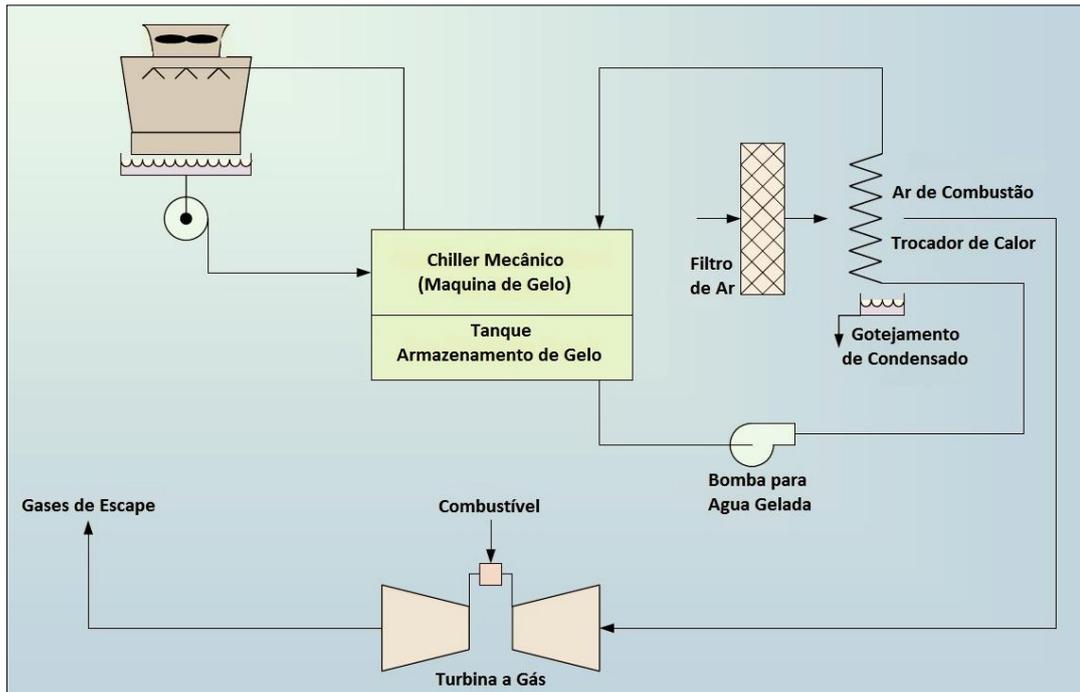


Figura 2.12 Sistema de resfriamento do ar na entrada com armazenamento de gelo (OMIDVAR, 2001).

As desvantagens destes sistemas são: altos custos de investimento inicial e de operação e manutenção, maiores tempos de instalação e precisa-se de muita experiência para operação e manutenção da planta (VAHID *et al.*).

Andrepont e Steinmann (1994) recomendam a seleção de água gelada como meio de armazenamento para o resfriamento do ar na entrada, uma vez que exige relativamente baixo custo comparado com o sistema de resfriamento com armazenamento de gelo. No entanto, devido à sua limitada entrega no resfriamento da temperatura de cerca de 7 °C, dependendo do local e condições climáticas, sistemas de água gelada pode não produzir melhorias no desempenho comparável com os sistemas de armazenamento de gelo.

Como uma alternativa à recomendação de Andrepont e Steinmann, Cross *et al.* (1995) recomendam o uso de um sistema híbrido de armazenamento gelo/água gelada, usando o sistema de água gelada para satisfazer o resfriamento da maior parte da carga do ar na entrada, e um sistema de armazenamento de gelo menor para alcançar os 4 °C requeridos. Eles concluíram que os sistemas baseados em armazenamento de gelo e sistemas híbridos poderiam produzir um aumento de 11% na capacidade da planta em comparação com os sistemas baseados em água gelada. Comparando os sistemas de armazenamento de gelo com os sistemas híbridos, Cross *et al.* (1995) mostraram que os sistemas híbridos poderiam alcançar os mesmos benefícios no rendimento como o sistema de armazenamento baseado em gelo, mas com uma economia no custo de 6–36%. No entanto, eles enfatizaram que estes resultados são dependentes do perfil de carga da turbina, e podem precisar ser recalculados para diferentes perfis de carga.

2.1.2.6 Sistemas Híbridos

Sistemas híbridos combinam duas ou mais das tecnologias vistas anteriormente para formar um sistema de resfriamento econômico e altamente eficiente. O objetivo de sistemas híbridos é maximizar a potência de saída durante o clima quente. Cada sistema híbrido precisa ser otimizado para uma planta específica com base nos dados meteorológicos, a demanda de energia, preços elétricos e disponibilidade de energia térmica (TICA, 2014).

Segundo à *Turbine Inlet Cooling Association* diferentes combinações híbridas incluem:

- *Chiller* híbrido
- Resfriamento evaporativo híbrido
- Energia térmica armazenada híbrida

2.2 Uso de etanol em turbinas a gás

A turbina a gás é um acionador primário de vazão contínua que desenvolve chama estável durante a sua combustão. Esta característica permite a utilização favorável de vários combustíveis e também proporciona uma combustão limpa na turbina a gás. Razões de compressão moderadas, projetos mecânicos robustos e sistemas de combustão versáteis ajudam a utilizar uma ampla gama de biocombustíveis como álcoois, biodiesel, biomassa

gaseificada, gás de síntese, hidrogênio, além, de gás natural convencional. As diferentes propriedades de tais combustíveis influenciam na eficiência da turbina a gás, as emissões de NO_x e projeto de combustão (GUPTA *et al.*, 2010).

Na atualidade há um grande interesse no mundo inteiro para utilizar biocombustíveis líquidos que formam uma família numerosa. Entre esses biocombustíveis, o bioetanol é um candidato natural em regiões como Brasil e Índia, onde se tem grande produção dos mesmos e que são utilizados como combustíveis para turbinas a gás. O etanol tem algumas semelhanças com combustíveis derivados de petróleo voláteis em termos de dados físicos; porém, a molécula de álcool exibe um comportamento de combustão totalmente distinta (MOLIERE *et al.*, 2009).

É sabido que a combustão limpa do etanol pode ser obtida por uma adequada combinação dos parâmetros de combustão, como temperatura, relação etanol-ar ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}/\text{O}_2$) e tempo de residência (VERMA, 2004). Além disso, a compatibilidade de diferentes biocombustíveis com sistemas de fornecimento de combustível de turbinas é principalmente uma função da viscosidade do combustível (GUPTA *et al.*, 2010).

A classificação de alta octanagem correlaciona-se com uma menor propensão para a ignição e permite que o motor de ignição por faísca possa operar a uma maior taxa de compressão sem provocar autoignição. Metanol, etanol, propanol e os isômeros têm elevado índice de octano (Research Octane Number - RON) e têm sido muito utilizados para melhorar o índice de octano dos combustíveis de motores de ignição por faísca. Porém, um decréscimo no número de octano correlaciona-se com um aumento do número de cetano (ou seja, uma maior propensão para a ignição), fazendo aos álcoois mais adequados para aplicações em motores de combustão interna (SARATHY *et al.*, 2014).

2.2.1 Características e propriedades do etanol

O etanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) resulta da fermentação anaeróbica de açúcares naturais (uva, beterraba sacarina, milho, cana de açúcar, dentre outros), seguida da destilação. Também pode ser produzido por reação catalítica entre etano e água a uma temperatura aproximada de 240°C e a 100 atm. No caso do Brasil, este combustível é obtido a partir da cana de açúcar, o que faz com que seja frequentemente reportado como bioetanol (MARMENTINI, 2010). O etanol é constituído por um único tipo de molécula e é altamente miscível em água, pelo qual

é impossível desidratar o etanol completamente utilizando destilação comum. A desidratação total do etanol pode ser produzida pela chamada destilação azeotrópica com benzeno, e se chama *absoluting* (KALLENBERG, 2013).

Até agora, o etanol tem sido o mais importante dos bio álcoois devido à sua compatibilidade com a gasolina fracionada e seu alto número de octano (RON). Esta característica lhe permite ser o substituto para motores a gasolina com ignição por faísca e complemento em frações de E5, E25 e E85, que são produtos que contém 5%, 25% e 85%, respectivamente, de etanol na gasolina (MOLIERE *et al.*, 2009). Algumas das características e propriedades do etanol estão dadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Características e propriedades do etanol (KALLENBERG, 2013; GUPTA *et al.*, 2010)

Propriedades	Valor
Poder Calorífico Inferior (MJ/kg)	29,2
Massa específica @ 15 °C (kg/m ³)	799
Viscosidade Cinemática @ 40 °C (cSt)	1,44
Ponto de inflamabilidade (°C)	13
Ponto de congelamento (°C)	-117
Temperatura de ignição (°C)	423
Nº de cetano	8
Relação estequiometrica ar/combustivel	9,79
Carbono (% massa)	52,2
H ₂ (% massa)	13,1
N ₂ (% massa)	-
O ₂ (% maasa)	34,8
Enxofre (% massa)	-

O calor latente de vaporização (H_{vap}) dos álcoois é significativamente maior do que os combustíveis derivados de petróleo como a gasolina e diesel (SARATHY *et al.*, 2014). Este calor latente de vaporização elevado (aproximadamente 854 kJ/kg) é um fator que contribui ao baixo calor de combustão (PCI) do etanol líquido, pelo fato de subtrair uma fração do valor do PCI quando se evapora; isto é devido às fortes ligações de hidrogênio que existem no

etanol líquido (semelhantes às da água) que estabilizam o estado líquido. O PCI do etanol vaporizado é de aproximadamente 27718 kJ/kg a 15 ° C (MOLIERE *et al.*, 2009).

O ponto de inflamação do etanol (11 °C) está dentro dos limites normais de temperatura ambiente; isto significa que o tanque de combustível contendo etanol combustível terá uma atmosfera inflamável dentro dele. Portanto, a utilização de etanol como substituto direto da gasolina ou diesel apresenta um risco significativo de uma mistura explosiva estar presente no tanque de combustível (ASTBURY, 2008).

A temperatura de chama adiabática para uma mistura estequiométrica de etanol líquido e ar é aproximadamente 1965 °C, à temperatura e pressão ambiente. O etanol é um líquido menos viscoso. É menos viscoso do que o gás, óleo e água, mas é mais viscoso do que a nafta (MOLIERE *et al.*, 2009).

O etanol puro apresenta uma relativamente baixa, mas não desprezível, condutividade elétrica (1,35 nS/cm) em comparação com a água pura, que tem 55 nS/cm. A condutividade do etanol se incrementa com o conteúdo de água, especialmente, no caso de espécies iônicas dissolvidas (sais). Tal nível de condutividade não gera risco de carga eletrostática real quando o etanol flui dentro de tubulações. Assim, o etanol líquido apresenta em geral excelentes propriedades para a combustão. Porém, suas propriedades físicas diferem essencialmente dos combustíveis derivados do petróleo e seu manuseio e combustão em turbinas a gás devem ser abordados com precaução (MOLIERE *et al.*, 2009).

Sua desvantagem é a baixa pressão de vapor, o que leva à evaporação rápida e miscibilidade com água, criando problemas de manuseio e perdas por evaporação excessiva. O etanol também queima com uma chama invisível, o que é bom para a turbina, mas cria um risco de segurança fora da máquina (PIER, 1999). Na Figura 2.13 mostra-se a curva da pressão de vapor do etanol líquido em função da temperatura. Nesta figura verifica-se que a temperaturas ambientes a pressão de vapor é baixa, aproximadamente 10 kPa o que significa que a pressões acima desta o etanol evaporaria muito rápido.

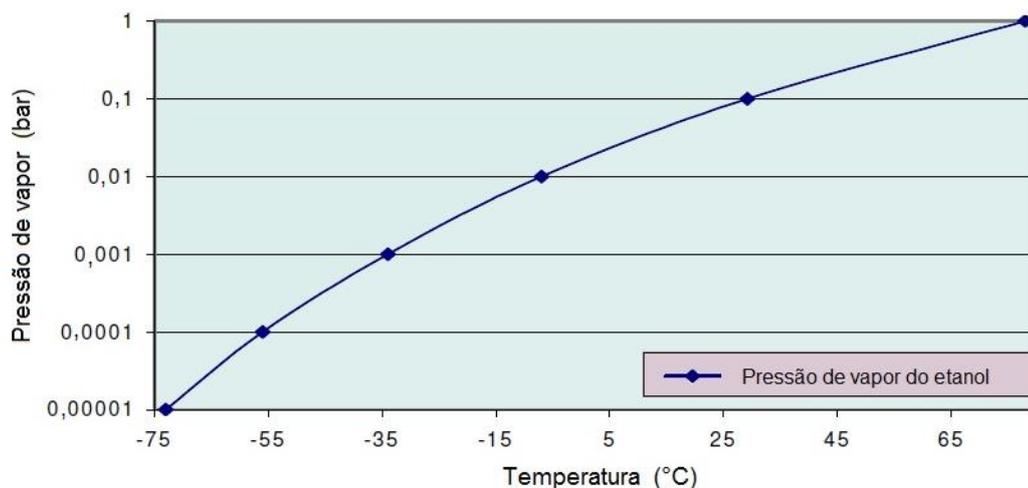


Figura 2.13 - Pressão de vapor do etanol líquido (MOLIERE *et al.*, 2009)

Além disso, o etanol, como todos os álcoois de cadeia curta, exibe uma lubricidade pobre e é levemente corrosivo como um líquido. Sua corrosividade é aumentada pela presença de água e sais dissolvidos (por exemplo, água + cloretos de sódio) que são potencialmente agressivos para os materiais da turbina a gás, no trajeto dos gases quentes (XIE, 2004).

2.2.2 Aspectos importantes da queima de etanol em turbinas a gás

A evolução das turbinas a gás tem sido orientada continuamente para obter temperaturas mais altas, potências maiores e mínimas emissões enviadas ao meio ambiente. O tipo de combustível fornecido à câmara de combustão pode impactar na temperatura de entrada na turbina (Turbine Inlet Temperatura- TIT) provocando mudanças significativas na potência e eficiência. Além disso, pode causar alguns danos nas etapas iniciais da turbina de gás, devido às altas temperaturas. Porém, o uso de biocombustíveis em um combustor de turbina a gás apresenta alguns benefícios; a) melhor comportamento na distribuição da TIT, b) ligeiramente maior potência e c) menor impacto de NO_x e emissões de CO_2 (ALFARO-AYALA *et al.*, 2012).

Assim, há vários aspectos que se devem considerar quando se pensa em introduzir um novo combustível em uma turbina a gás. Uma turbina a gás converte energia armazenada do combustível em energia mecânica. Portanto, um combustível com baixo PCI requer de uma elevada vazão em massa de combustível para gerar essa energia mecânica, o que implica fazer algumas mudanças como no sistema de fornecimento do combustível, sistema de armazenamento do combustível e também o preço por kWh (KALLENBERG, 2013).

Combustíveis líquidos se queimam em forma de gás. Isto significa que o líquido primeiro tem que evaporar-se antes que possam ocorrer reações de combustão. A capacidade para atomizar um líquido combustível é altamente dependente da viscosidade, tensão superficial do combustível e desenho do bico (KALLENBERG, 2013). A evaporação de gotas de combustível em um *spray* envolve simultaneamente processos de transferência de calor e de massa no qual o calor da evaporação é transferido à superfície da gota por condução e convecção do gás quente circundante e vapor é transferido por convecção e difusão de volta para o fluxo de gás. A taxa média de evaporação depende do diâmetro das gotas no *spray* (LEFEBVRE, 1989).

Quanto menor for a tensão superficial e viscosidade, melhor será a atomização dentro da câmara de combustão. A massa específica do fluido influencia um pouco na atomização, mas a influência parece bastante pequena (LEFEBVRE, 1989).

A autoignição de combustível líquido num ambiente turbulento é de importância para o funcionamento de muitos sistemas de combustão, particularmente os motores diesel e turbinas a gás a combustíveis líquidos de queima limpa. A ignição do etanol parece ocorrer quase inteiramente na fase gasosa (GORDON *et al.*, 2011).

Em microturbinas a gás se utiliza a combustão pobre, pré-misturado e pré-vaporizado. Devido à baixa pressão e baixa temperatura de entrada no combustor, o combustível líquido é evaporado sobre uma superfície quente, pois a temperatura do ar que vem do compressor é demasiado baixa para uma evaporação intensa das gotículas de combustível pulverizadas. O filme de combustível líquido na superfície interior do tubo é evaporado por transferência de calor a partir dos gases quentes de combustão através da parede do tubo. Condições de queima pobre e uma mistura homogênea de ar-combustível levam a baixas temperaturas de chama e, conseqüentemente, à redução de óxido de nitrogênio NO_x (LIEDTKE E SCHULZ, 2003).

Assim, em resumo, os principais pontos críticos que foram tomados em conta nos testes realizados pela GE Energy em uma turbina a gás utilizando etanol como combustível são (MOLIERE *et al.*, 2009):

- Verificação da miscibilidade da mistura etanol-nafta com conteúdos variáveis de água.

- Compatibilidade entre o etanol e os materiais envolvidos no circuito do combustível.
- Detecção de vapores de etanol.
- Utilizar um aditivo adequado para corrigir a lubrificação ruim e corrosividade do etanol.
- Habilidade de detectar facilmente qualquer contaminação acidental da mistura de etanol por metais.
- A capacidade de potência das bombas de fluxo para corresponder as condições de escoamento e pressão maiores de combustível.

2.2.3 Turbinas a gás funcionando com etanol

Como um registro dos esforços desenvolvidos durante os anos 1980 para a introdução de biocombustíveis na matriz energética brasileira; em 1976, o professor João Roberto Barbosa e sua equipe desenvolveram, fabricaram e homologaram, no Centro Tecnológico Aeroespacial (CTA), uma pequena turbina a gás, concebida para ser utilizada como unidade aerotransportável para partida (em solo) da aeronave AT-26 Xavante, da Embraer. Experimentalmente, essa turbina operou com etanol com sucesso, mas, devido a que o etanol tem baixo poder energético, se concluiu que o etanol apresentava limitadas perspectivas para substituir o querosene de aviação (CENTRO DE GESTÃO E ESTUDOS ESTRATÉGICOS, 2010).

No ano 2008, a GE Energy, como parte de um programa de desenvolvimento dedicado aos biocombustíveis, fez testes experimentais utilizando bioetanol em uma turbina a gás 6B Frame equipado com câmaras de combustão padrão e funcionando em ciclo simples, na Usina Goa localizada na Índia. Foi caracterizada a combustão desse equipamento com uma ampla gama de misturas de nafta/etanol (até 95% de etanol). Como principais resultados foram identificados a necessidade de um incremento na vazão do biocombustível, troca do bico do combustível para maior vazão e as emissões de CO e UHC (hidrocarbonetos não queimados) foram desprezíveis. Além disso, fornecendo 100% de etanol, os NO_x foram reduzidos à metade quando se compara com os 100% de combustível de nafta, principal combustível utilizado na Índia (MOLIERE *et al.*, 2009).

Colantoni *et al.* (2009) mostraram o impacto de queimar gás de síntese (*syngas*) em uma turbina a gás GE10-2 que operava com gás natural. A finalidade de queimar gás de

síntese foi determinar o impacto na redução da vida útil das palhetas e bocais da turbina. O fato interessante é que a redução da vida das palhetas e bocais é causada por um sobre aquecimento nas palhetas devido a um incremento da vazão do combustível, o qual era necessário para manter a potência. Este fato pode acontecer também quando se trabalha com etanol, já que também é necessário incrementar a vazão de etanol para manter a potência.

No Brasil, na Usina Termelétrica de Juiz de Fora (mostrada na foto da Figura 2.14), uma das turbinas a gás GE LM6000-PC de 43,5 MW, foi adaptada para trabalhar com etanol, em um projeto inovador que tem sido desenvolvido pela GE Energy e a Petrobras desde o final do ano de 2009.



Figura 2.14 - Usina Termelétrica de Juiz de Fora (MG). Primeiras turbinas a gás em gerar energia elétrica utilizando etanol/gás natural.

A conversão consistiu em trocar a câmara de combustão modelo G35 (original) por uma câmara *ruggedized*, trocar os bicos injetores e instalar periféricos para receber e armazenar o etanol para a turbina. Para o armazenamento do Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) foram instalados vinte (20) tanques de aço carbono com capacidade para 30.000 litros cada, volume suficiente para suprir 32 horas de operação de uma turbina em potência máxima.

Foram realizadas 658 horas de testes com a câmara *ruggedized* (recomendada pelo fabricante, porém com limitações para operar com Gás Natural) e 317 com a câmara original (G35). Para fins de comparação utilizou-se os valores do ensaio de performance com a câmara original G35. Assim, com relação à eficiência registrou-se 39,6% com o etanol e

40,5% com gás natural e uma ligeira redução de 1,4% na potência máxima alcançada com etanol. Do ponto de vista ambiental, foi comprovada a redução das emissões de NO_x (até 46,7%) ao se substituir o gás natural por etanol. O desgaste dos componentes está compatível com o esperado para combustíveis líquidos, não acarretando redução da vida útil da turbina. Foi comprovada a possibilidade de se iniciar e terminar a operação da UTE diretamente com o etanol, não sendo necessário se iniciar a operação com gás natural, substituir o combustível por etanol e depois retornar ao GN para se desligar a turbina (NOVGORODCEV; DAEMON, 2013).

O custo da conversão foi de R\$ 45 milhões (AGENCIA DE NOTICIAS “AGÊNCIA ESTADO”, 2011). As operações de inspeção, construção, manutenção e substituição de componentes foram realizadas por funcionários da Petrobras na Oficina de Turbo Máquinas em Macaé.

2.3 Limites de inflamabilidade do etanol

2.3.1 Importância e definição

Os limites de inflamabilidade inferior e superior de um combustível são ferramentas fundamentais para a previsão de fogo e concepção de sistemas de proteção. O conhecimento sobre os riscos envolvidos com a explosão de misturas de combustíveis líquidos vaporizados ou gasosos com ar é muito importante para garantir a segurança em aplicações industriais, domésticas e aeronáuticas (CORONADO *et al.*, 2012). Assim, em um projeto que envolve combustíveis, para propósitos de segurança dos processos, é importante estudar os limites de inflamabilidade destes combustíveis.

Segundo a definição de alguns autores, uma mistura homogênea de combustível e ar é inflamável quando através dela pode-se propagar uma chama livremente dentro de um intervalo limitado de composição, quando uma fonte de ignição (por exemplo, uma faísca ou uma chama piloto) faz presença, isso em termos de quantidade de combustível. As extremidades desse intervalo de inflamabilidade são definidas pelo limite inferior de inflamabilidade (LII) para as misturas mais diluídas e pelo limite superior de inflamabilidade (LSI) para as misturas mais concentradas (QUINTERO, 2013).

De forma simplificada o conceito de limite de inflamabilidade estabelece que uma mistura combustível/ar somente será inflamável se estiver dentro do intervalo de

inflamabilidade, cujos extremos são definidos pelo limite inferior e superior de inflamabilidade do combustível investigado (MARMENTINI, 2010).

Assim, uma mistura inflamável só pode ser queimada em um intervalo de composição. Abaixo de um limite de composição, a mistura é muito pobre, e acima do outro limite da composição, a mistura é muito rica. Assim, as concentrações entre esses limites constituem a faixa de inflamabilidade (QUINTERO, 2013). Uma representação desta definição pode ser apreciada na Figura 2.15.

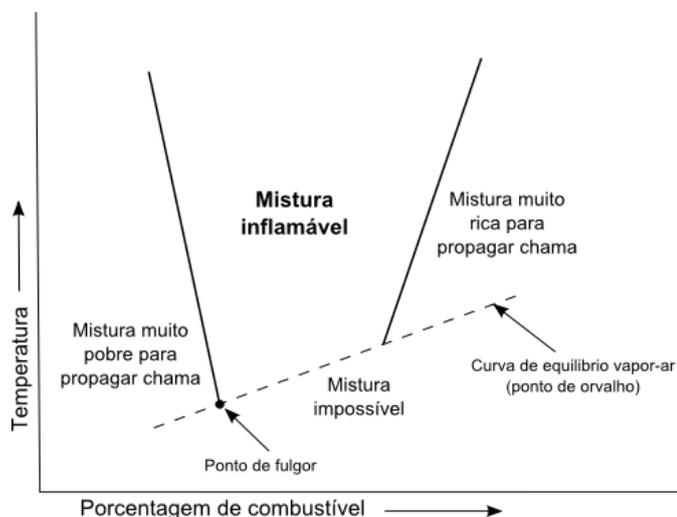


Figura 2.15 - Forma geral dos limites de inflamabilidade de um combustível em ar a uma pressão constante (QUINTERO, 2013).

Outro conceito ligado aos limites de inflamabilidade tem relação com a mínima energia de ignição (MEI). Segundo Coronado *et al.* (2012), os combustíveis, quando misturados a um oxidante, requerem uma quantidade de energia maior ou igual à MEI para a combustão quando se encontram dentro do intervalo de inflamabilidade. Tem sido constatado que a energia de ignição é uma propriedade que depende essencialmente da composição da mistura, tipo de combustível, pressão e temperatura.

2.3.2 Parâmetros que influenciam os valores dos limites de inflamabilidade

Os limites de inflamabilidade podem variar muito dependendo das condições de operação em que esteja a substância. Os aparelhos para medir experimentalmente os limites de inflamabilidade e a norma padrão usados para a medição também afetam os valores dos limites de inflamabilidade. Desta forma, limites de inflamabilidade são afetados por muitos

parâmetros, entre eles os mais conhecidos e estudados são pressão, temperatura, turbulência, concentração de oxigênio, a energia de ignição, a direção de propagação da chama, campo gravitacional. A seguir se comentará brevemente acerca da influência da temperatura. Para uma leitura detalhada dos limites de inflamabilidade de biocombustíveis se recomenda a leitura de Coronado *et al.*, (2012) e Coronado *et al.*, (2014).

2.3.2.1 Temperatura

Geralmente o aumento da temperatura tende a ampliar a faixa de inflamabilidade, como pode ser visto na Figura 2.16. Se a temperatura aumenta, o limite inferior de inflamabilidade deve diminuir, enquanto que o limite superior deve aumentar. Em outras palavras, a faixa da zona inflamável aumenta quando a temperatura inicial da mistura aumenta (CORONADO *et al.*, 2012). Além disso, foi constatado experimentalmente que os limites de inflamabilidade variam linearmente com a temperatura (ZABETAKIS, 1965).

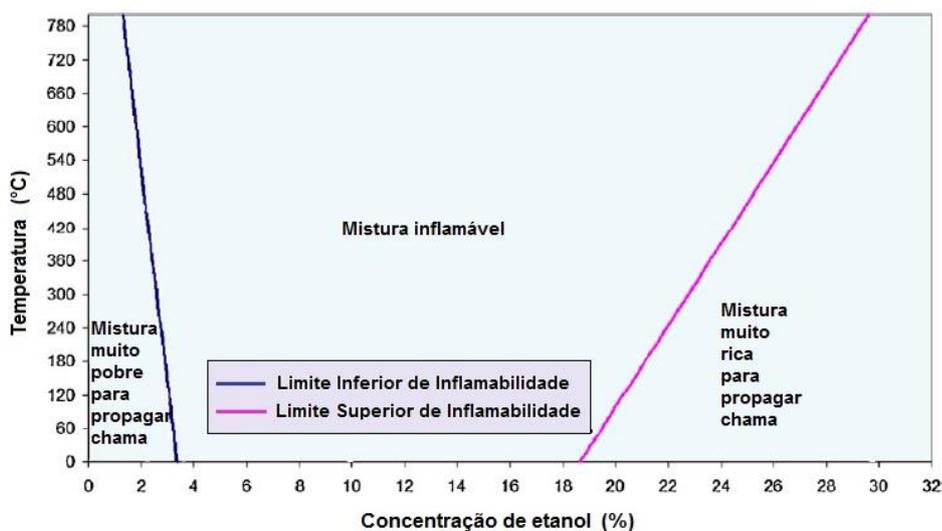


Figura 2.16 - Influência da temperatura sobre os limites de inflamabilidade do etanol para 1 atm (CORONADO *et al.*, 2012)

Inversamente aos efeitos do aumento da temperatura, temperaturas baixas têm efeito nos limites de inflamabilidade. Procedimentos experimentais dos limites de inflamabilidade, realizados por Li *et al.* (2011) com misturas de metano-nitrogênio em ar a uma ampla faixa de temperatura (150–300 K) e pressão atmosférica, confirmam os resultados obtidos por Zabetakis, (1965). A temperatura mais baixa na qual um material se inflama sem a presença de uma fonte de ignição é chamada de temperatura de autoignição (ZABETAKIS, 1965).

Quando uma mistura inflamável é aquecida a uma alta temperatura, esta provoca uma reação que pode progredir rapidamente o suficiente para inflamar a mistura. Uma baixa temperatura de ignição da mistura significa que é potencialmente perigoso (CORONADO *et al.*, 2012).

2.3.3 Limites de Inflamabilidade do Etanol

Muitos pesquisadores fizeram testes de inflamabilidade utilizando etanol. Infelizmente, diferentes países utilizam normas de teste diferentes que podem resultar em valores de limite de inflamabilidade diferentes (BRANDES E URAL, 2008). Mas em todas estas normas para a elaboração de procedimentos experimentais, as variáveis são as mesmas: o tamanho da câmara de combustão (recipiente de ensaio), a temperatura, a pressão de operação, o tempo de descarga do eletrodo (ignição por centelha ou de ignição por fio fusível) e energia de ignição dos eletrodos (CORONADO *et al.*, 2012).

Desta forma, para o etanol, valores de limite de inflamabilidade reportados na literatura são de 3,7% vol. para o LII e 19% vol. para o LSI (QUINTERO, 2013). Coronado *et al.*, (2012) e (2014) junto com Quintero (2013), realizaram testes experimentais de etanol anidro e hidratado, em uma bancada experimental instalada no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI. Os resultados destes testes servirão para prever a inflamabilidade do etanol na análise da microturbina que é objeto de estudo desta dissertação. Um exemplo dos resultados obtidos por Quintero, (2013) é apresenta-se na Figura 2.17, alí são mostrados as curvas de inflamabilidade do etanol hidratado para 1 atm.

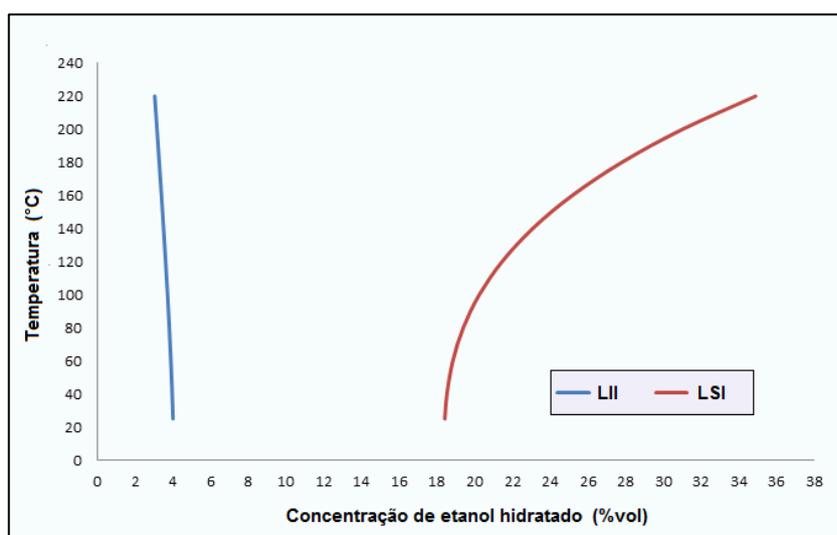


Figura 2.17 - Limites de inflamabilidade do etanol hidratado para 101 kPa (QUINTERO, 2013).

Capítulo 3

MICROTURBINAS A GÁS

Na primeira parte deste capítulo é apresentado um estudo detalhado das microturbinas a gás em geral, no qual se estudam os princípios de funcionamento (ciclos termodinâmicos), descrição dos principais componentes (compressor, turbina, regenerador, câmara de combustão e eletrônica de potência), vantagens na sua utilização, entre outros. Na segunda parte se estuda a microturbina Capstone C30 a qual será utilizada para realizar os testes experimentais desta dissertação.

3.1 Considerações gerais

Microturbinas são pequenas turbinas a gás que operam na faixa de 30 - 300 kW de potência. Embora o seu funcionamento se baseie também no ciclo Brayton, tem características que diferem das turbinas maiores (industriais) (SOARES, 2007). O que as difere é a construção e a potência. Nas turbinas industriais, turbinas aeroderivativas e nas turbinas de propulsão, o fluxo de ar é axial, paralelo ao eixo e a câmara de combustão fica em torno do eixo. Nas microturbinas têm se optado pelo compressor radial e turbina tangencial (SAKATSUME, 2004).

Baseados no desenho das turbinas a gás, as microturbinas foram concebidas entre os anos 1950 a 1970 para serem utilizadas inicialmente como geradores em postos de lançamento de mísseis, motores de avião, de ônibus e outros meios de transporte comerciais. Em meados da década de 1980 o interesse nas microturbinas se viu acrescentada para a utilização em geração de energia estacionária; nos anos de 1990 se observou um crescimento acelerado quando a demanda por geração de energia estacionária aumentou e também devido à sua reutilização no mercado automotivo em veículos híbridos (LISS, 1999).

Na Figura 3.1 mostra-se uma fotografia de um protótipo de microturbina de 25 kW fabricada e testada pela empresa AlliedSignal na década de 1990.

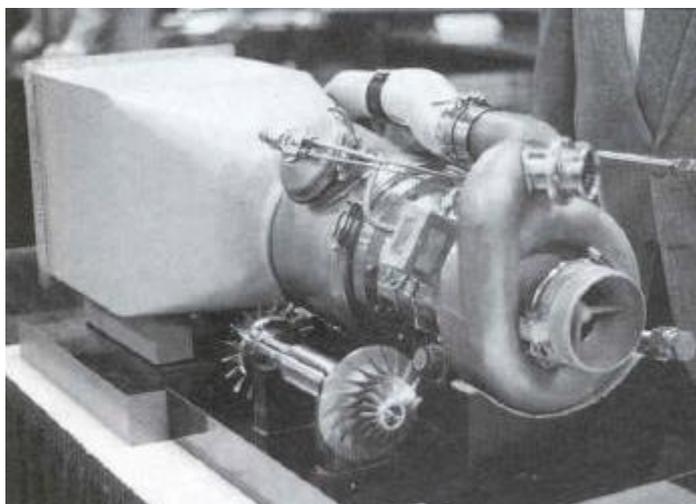


Figura 3.1 - Protótipo de uma microturbina de 25 kW da AlliedSignal (TURBOMACHINERY INTERNATIONAL, 1996)

Nos anos 2000 se esperava que as microturbinas fossem um sucesso para a geração distribuída no segmento residencial e comercial principalmente, devido às vantagens que apresentavam para estas áreas como: baixo custo e pequena necessidade de manutenção, dimensões reduzidas, alta confiabilidade, baixos níveis de ruído e de vibração, valores de eficiência aceitáveis e níveis aceitáveis de emissões de contaminantes como os NO_x ; esta última é uma vantagem nobre com o meio ambiente que naquela época começava a ser uma preocupação no mundo inteiro.

Nos últimos anos, as pesquisas sobre o aproveitamento máximo da energia térmica proveniente da queima dos combustíveis utilizados na produção de eletricidade (cogeração), ajudaram as microturbinas a serem ainda mais atrativas para sua comercialização, já que estas

turbinas a gás de pequena potência também podem trabalhar em modo de cogeração obtendo, além de energia elétrica, vapor de água, água quente ou ar condicionado, aumentando assim a eficiência destas máquinas.

Outro grande avanço que ajudou ao desenvolvimento das microturbinas é a ampla gama de combustíveis líquidos e gasosos que se podem queimar nestas máquinas, como óleo diesel, gasolina, gás natural, álcool, propano, metano, gás de síntese, gás de digestor dentre outros, sendo o gás natural o combustível mais utilizado atualmente. Por outro lado, avanços na área de materiais que compõem os diferentes componentes como recuperadores, inversores, eletrônica de potência, comunicação e controle, aceleraram a evolução das microturbinas (FARRET E SIMÕES, 2006).

Alguns aspectos que não são técnicos, mas que também ajudaram e ajudarão ainda mais ao uso das microturbinas, são as normativas nas áreas energéticas que vêm sendo implementadas para incentivar o uso de recursos renováveis e diversificar as matrizes energéticas. O incentivo inicial à geração distribuída surgiu nos EUA com as mudanças na legislação e com a desregulamentação da geração de energia iniciadas pelo *Public Utilities Regulatory Policies Act* (PURPA) em 1978 e ampliadas em 1992 pelo *Energy Policy Act*, (Barbosa e Azevedo, 2013). No Brasil, recentemente foi implementada a Resolução Normativa nº 482 de 17/04/2012 da ANEEL, que estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica (ANEEL, 2012). Embora esta normativa só forneça pautas claras para as fontes de energia envolvidas e as capacidades de geração, nela estão envolvidas a geração com biomassa e cogeração qualificada, o qual envolve indiretamente as microturbinas que trabalham com gás de biomassa, e podem trabalhar em modo cogeração. Com esta normativa, as microturbinas passam a ser uma boa opção para geração distribuída no Brasil.

Deve-se salientar também que as microturbinas apresentam algumas desvantagens, principalmente relacionadas com sua eficiência, que na atualidade está entre 28 a 32% como máximo em modo simples (sem cogeração), enquanto motores de combustão interna possuem eficiências acima de 38%. Outra desvantagem é que as microturbinas, tais como as turbinas a gás maiores, são sensíveis às condições ambientais (temperatura do ar, pressão atmosférica, umidade), fatores que às vezes restringem a sua utilização em alguns lugares que apresentam

climas não favoráveis para um bom desempenho da microturbina (FARRET E SIMÕES, 2006).

Assim, mesmo tendo algumas desvantagens, as microturbinas com o passar dos anos foram evoluindo, muitos fabricantes foram projetando e testando diversos e diferentes modelos de microturbinas para ser usados em diferentes áreas como a geração de energia, aviação e indústria automotiva. Na atualidade, aquela que era considerada uma tecnologia promissora se converteu numa realidade, principalmente para a geração de energia elétrica distribuída em modo cogeração.

3.2 Princípio de funcionamento

A microturbina pode estar ou não equipada com trocador de calor interno (regenerador) para a recuperação de calor dos gases quentes de exaustão e melhorar a eficiência elétrica (SOARES, 2007). Sem regenerador, a eficiência global das microturbinas está entre 14 e 17%. Entretanto, com regeneradores de elevada eficiência, a eficiência da microturbina atinge cerca de 30% (GOMES, 2002). Atualmente, a maioria das microturbinas são projetadas e fabricadas com regenerador.

As microturbinas têm como princípio de funcionamento o ciclo Brayton (se não está equipada com regenerador) ou ciclo Brayton Regenerativo que corresponde às turbinas a gás equipadas com regenerador. No ciclo Brayton, o compressor (centrífugo) comprime o ar que passa por um regenerador para o pré-aquecimento antes de ser enviado à câmara de combustão; na câmara de combustão forma-se uma mistura de ar comprimido e combustível que alimenta um processo de combustão contínuo. Os gases quentes provenientes do combustor se expandem na turbina, transformando a energia térmica em energia mecânica de eixo. Na Figura 3.2 apresenta-se um esquema de uma microturbina a gás com ciclo regenerativo.

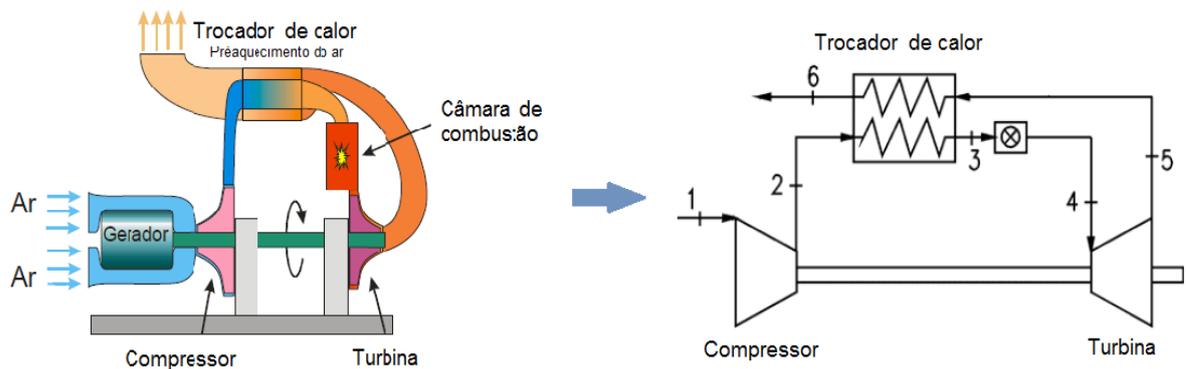


Figura 3.2 - Esquema de uma microturbina com regenerador (SAKATSUME, 2004)

Também a microturbina pode ser de um ou dois eixos. Em microturbinas com um eixo, como a que se mostra na Figura 3.3, uma única turbina de expansão faz girar tanto o compressor e o gerador. Nos modelos de dois eixos, se usa uma turbina (gerador de gás) para acionar o compressor e uma segunda turbina (turbina livre) para acionar o gerador. Os gases de exaustão da turbina livre são utilizados no regenerador para aquecer o ar que vem do compressor (LISS, 1999).

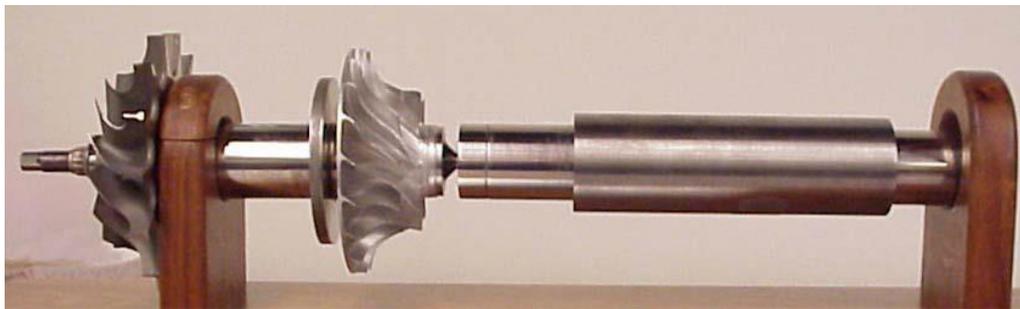


Figura 3.3 - Eixo de uma microturbina (CAPSTONE, 2006).

As principais diferenças entre microturbinas de um ou dois eixos tem a ver com o tipo de gerador elétrico utilizado, a quantidade de peças móveis, tecnologia dos mancais utilizados, a eletrônica de potência requerida e a baixa ou alta manutenção que repercute numa maior ou menor disponibilidade.

Microturbinas de eixo único utilizam um gerador elétrico síncrono a ímã permanente montado no mesmo eixo do compressor e da turbina para a geração de energia elétrica, este gerador gera energia com tensão em alta frequência (até 1.600 Hz, que corresponde a uma velocidade angular de 96.000 rpm para um gerador de 2 polos). A tensão terminal compatível com a rede elétrica e com os equipamentos elétricos convencionais (50 ou 60 Hz) é obtida

mediante o uso de um conversor CA/CC (retificador), um elo de corrente contínua e um conversor CC/CA (inversor) ligados em cascata aos terminais do gerador elétrico. O modelo de eixo separado utiliza uma rotação de 3600 rpm e um gerador convencional (usualmente um gerador de indução) conectados via uma transmissão.

3.3 Componentes de uma microturbina

Uma microturbina é composta basicamente por um compressor, câmara de combustão, gerador, recuperador, turbina e interface de eletrônica de potência (COSTA, 2010). A seguir, será feita uma breve descrição de cada um destes componentes, e os quais podem ser visualizados na Figura 3.4.

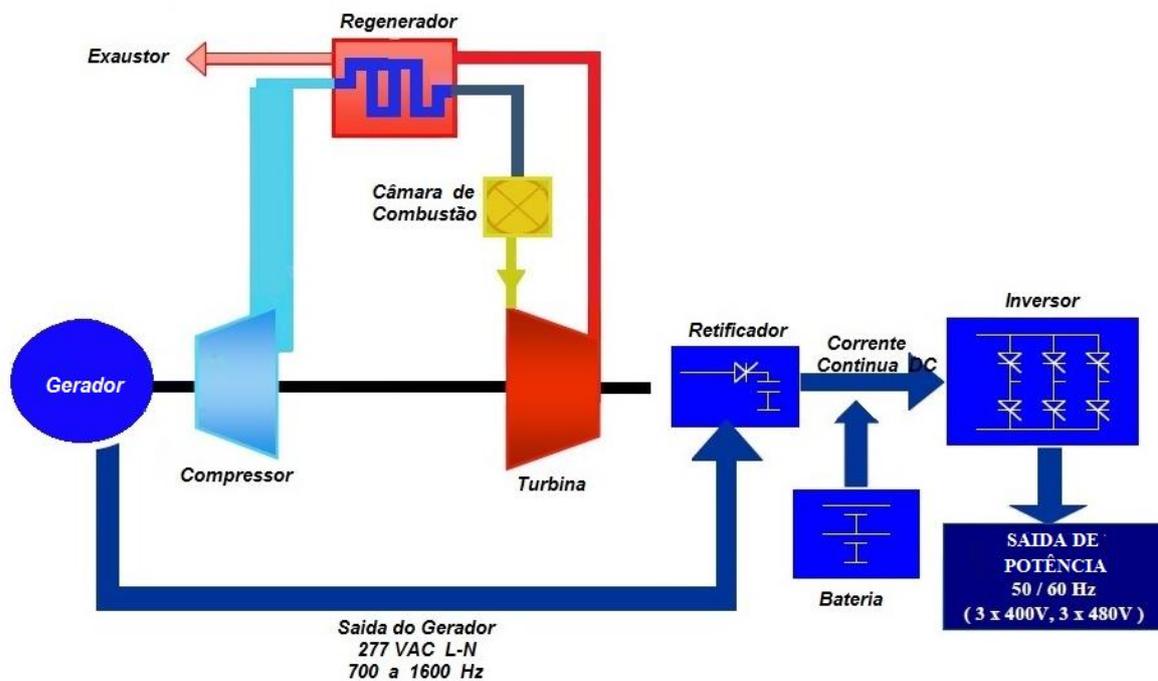


Figura 3.4 - Componentes de uma microturbina a gás (CAPSTONE CORPORATION)

3.3.1 Compressor centrífugo

O compressor tem como finalidade elevar a pressão do ar, sendo que, para tal, utiliza uma parte da potência entregue pela turbina. Existem dois tipos de compressores: centrífugo e axial (MALDONADO, 2005).

Segundo Maldonado (2005), as microturbinas comumente utilizam compressor do tipo centrífugo (Figura 3.5). Este tipo de compressor tem como característica trabalhar com

pequenas vazões de ar e uma razão de compressão máxima de 9:1 por estágio. Suas partes constituintes são um rotor radial e uma carcaça onde se encontra um difusor. Devido à sua alta rotação, o ar é aspirado pelo centro de um rotor radial e descarregado na periferia do mesmo, num movimento provocado pela rotação. Depois disso, o ar passa por um difusor, formado por um espaço anular em torno do rotor, onde o ar é desacelerado resultando em elevação da pressão (EXCEN, 2012).

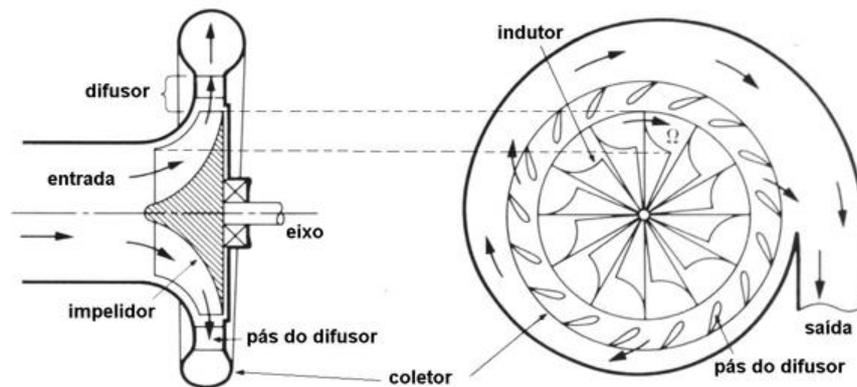


Figura 3.5 - Compressor centrífugo e suas partes

Finalmente o gás é recolhido por uma caixa espiral denominada “voluta” e conduzido à descarga do compressor. Cada conjunto de rotor e difusor forma um estágio. São usados múltiplos estágios para maiores elevações de pressão. Geralmente projeta-se o compressor de forma que metade da pressão final seja elevada no rotor e a outra metade no difusor.

3.3.2 - Turbina radial

A função da turbina é a de fornecer potência para acionar o compressor e o gerador elétrico que estão acoplados no mesmo eixo. Extrai energia dos gases quentes que deixam a câmara de combustão e os expande para uma pressão e temperatura mais baixas (MALDONADO, 2005).

Em uma turbina radial, o escoamento de gás entra no rotor da turbina com uma alta velocidade tangencial e sai do rotor com uma velocidade tão baixa quanto à velocidade tangencial próxima ao eixo. A turbina é muito similar ao compressor centrífugo, com exceção

do anel de palhetas dos bocais substituindo as palhetas do difusor. Além disso, normalmente há um difusor na saída para reduzir a velocidade de escape (GOMES, 2002).

A principal vantagem da turbina radial é que em um estágio é possível produzir trabalho equivalente ao trabalho produzido por dois ou mais estágios das turbinas axiais. Isto se deve à alta rotação das turbinas radiais, pois a potência gerada é proporcional ao quadrado da velocidade do rotor da turbina (GOMES, 2002).

3.3.3 Câmara de combustão

A câmara de combustão é o espaço onde ocorre a combustão. Assim, a função principal de uma câmara de combustão é dar lugar à liberação de energia em forma de calor por meio da queima da mistura combustível/ar, gerando os gases de combustão e adicionando energia calorífica ao ar excessivo. Outra função da câmara de combustão no último estágio é garantir o resfriamento dos gases resultantes da combustão para que as palhetas de turbinas suportem a temperatura operacional, sendo o fator limitante da temperatura o material utilizado nas pás da turbina.

O projeto de câmaras de combustão de microturbinas não é uma aplicação direta em escala das tecnologias de câmaras maiores, uma vez que nas microturbinas há alguns efeitos que devem ser considerados, tais como: o efeito crescente de resfriamento da parede da câmara e o baixo fluxo de combustível, que implica em um número menor de bicos injetores (GOMES, 2002).

A câmara de combustão deve ser capaz de realizar uma combustão estável e eficiente em toda a faixa de operação (MALDONADO, 2005).

3.3.4 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. As microturbinas requerem um regenerador para atingir níveis de eficiência necessários para ser competitivos em um serviço contínuo (SOARES, 2007). Na Figura 3.6 pode-se apreciar o impacto da utilização de um regenerador sobre a eficiência de uma microturbina.

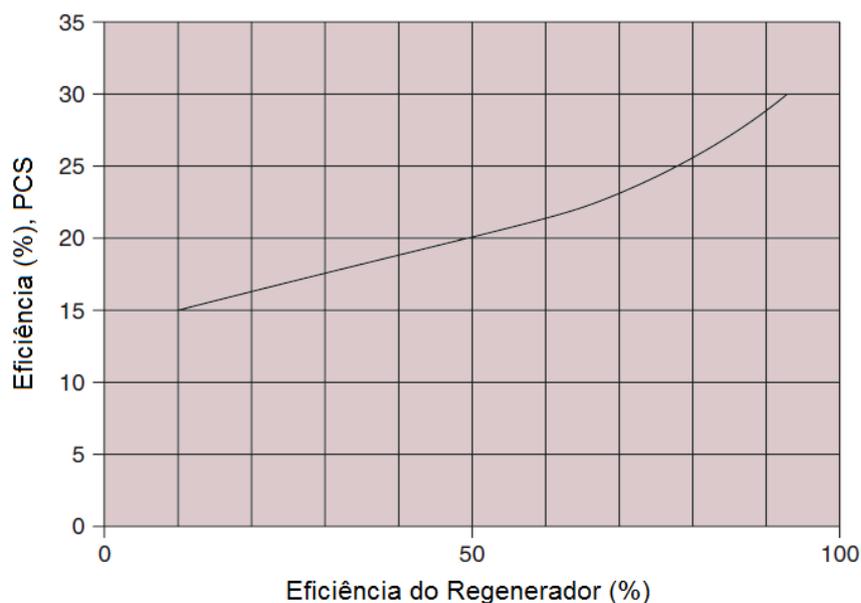


Figura 3.6 - Impacto do uso de um recuperador sobre a eficiência de uma microturbina (SOARES, 2007).

Um recuperador pode incrementar a eficiência elétrica de uma microturbina de 14% até 26% aproximadamente, dependendo da eficiência do regenerador e do projeto dos outros componentes (CAPSTONE, 2003). No entanto, a incorporação de um recuperador resulta em perdas de pressão no mesmo recuperador pelo projeto dos dutos e geometria do mesmo. Esta perda de pressão no recuperador, essencialmente reduz a relação de pressão disponível para a turbina, afetando tanto a potência de saída e eficiência do sistema. Devido a este fato é que os recuperadores utilizados atualmente são altamente eficientes com baixa queda de pressão e têm um equilíbrio no seu desempenho e custo.

3.3.5 Gerador elétrico

O gerador elétrico está constituído principalmente por um estator e um rotor. Nas microturbinas de um eixo, o rotor é formado de um ímã permanente e está acoplado ao eixo do conjunto compressor-turbina. Na maioria dos casos é síncrono com dois ou quatro polos, podendo atingir velocidades de 120.000 rpm (MALDONADO, 2005). Em microturbinas de eixo separado se adiciona uma caixa de velocidade e se utilizam geradores convencionais que giram a 3600 rpm (SOARES, 2007).

Em microturbinas de um eixo o gerador serve como motor de partida, este faz girar o eixo do compressor até atingir uma velocidade suficiente para permitir que o compressor

forneça ar suficiente para uma combustão autossustentada. Em turbinas de eixo separado se usam sistemas de partida diferentes.

3.3.6 Eletrônica de potência

A interface de eletrônica de potência é um componente crítico no projeto de microturbinas de um eixo, especificamente na adequação ou ligação da turbina com a carga. Os componentes eletrônicos controlam todo o funcionamento do motor-gerador e as funções de partida da microturbina (SOARES, 2007).

Na Figura 3.7 pode-se ver que as microturbinas de um eixo na saída do gerador possuem um conversor CA/CC, um barramento de tensão contínua, um conversor CC/CC (entre o barramento CC e um dispositivo de armazenamento de energia) e um conversor CC/CA ou CC/CC (entre o barramento CC e a rede e/ou carga) (CAPSTONE, 2003). Com todos estes conversores e controladores de potência digital a microturbina de um eixo converte a energia AC de alta frequência produzida pelo gerador em eletricidade comercialmente viável. A elevada frequência AC é retificada para DC, invertido para 60 ou 50 Hz AC, e em seguida, filtrada para reduzir a distorção harmônica (SOARES, 2007).

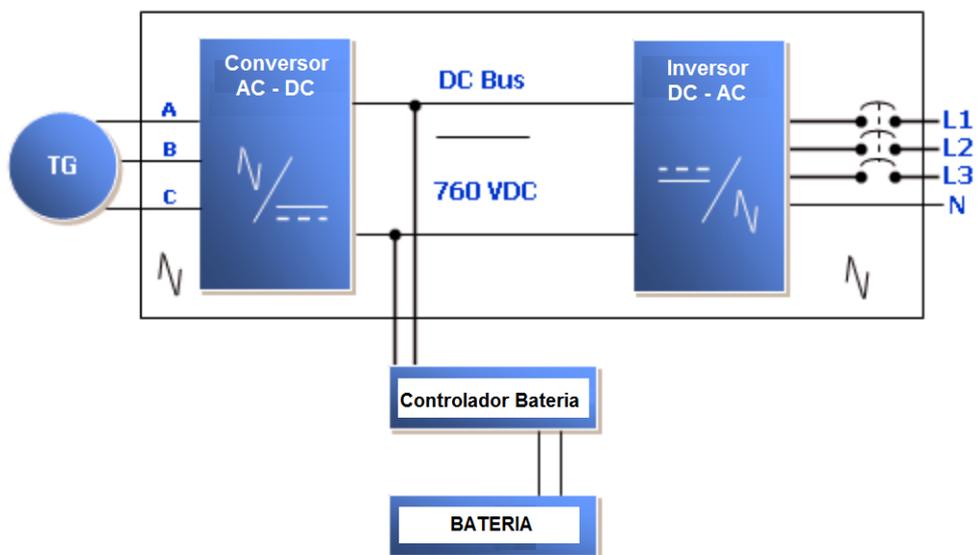


Figura 3.7 - Interface da eletrônica de potência de uma microturbina (CAPSTONE, 2006).

Uma parte da eletrônica das microturbinas está orientada ao controle da unidade e permitem a operação em paralelo ou independente da rede, pelo qual se incorporam muitas

das características de proteção de um sistema de rede, necessárias para a interligação. Os controles geralmente também permitem o monitoramento e operação remota.

3.4 Características de projeto e desempenho das microturbinas

3.4.1 Características de projeto

Uma das características mais sobressalentes no projeto das microturbinas é a tecnologia dos mancais. Utilizam-se dois tipos de mancais para o suporte do eixo do conjunto compressor-turbina: os mancais a ar eliminam a necessidade de um sistema de lubrificação, refrigeração a óleo e manutenção associada; com este tipo de mancais o eixo gira em uma fina camada de ar pressurizado, com isso evita-se o contato metal com metal, com exceção do breve instante durante a partida (GOMES, 2002). Por outro lado, os mancais a óleo têm uma tecnologia mais comprovada e requerem uma bomba de óleo e equipamento auxiliar de arrefecimento e filtragem; vêm em três formas principais: bolas de metal de alta velocidade, manga flutuante, e de superfície cerâmica. A última dessas normalmente oferece benefícios mais atraentes em termos de vida útil, temperatura de operação, e fluxo de lubrificante. (SOARES, 2007).

A adição de um regenerador abre numerosos parâmetros para o projeto. Como o recuperador tem quatro conexões (na descarga do compressor, descarga da turbina de expansão, entrada do combustor e exaustão do sistema), torna-se um desafio para os projetistas da microturbina fazer todas as conexões de forma que se minimize a perda de pressão, se mantenha o baixo custo na fabricação e se garanta a confiabilidade do sistema. O recuperador também tem dois parâmetros de desempenho, eficiência e queda de pressão. Alta eficiência no recuperador requer grande superfície de área do recuperador, o qual incrementa o custo e a queda de pressão. Portanto, os dois parâmetros devem ser escolhidos de forma que se combine a eficiência e baixo custo para criar melhores condições de negócios (TECHNOLOGY CHARACTERIZATION, 2008).

Mostra-se na Figura 3.8 uma fotografia do regenerador utilizado na microturbina Capstone C30. Este tipo de regenerador possui lâminas finas com pequenos canais entrecruzados, pelos quais circulam o ar e os gases quentes, respectivamente.



Figura 3.8 - Regenerador da microturbina Capstone C30 (CAPSTONE, 2006).

Os materiais utilizados na fabricação das microturbinas também são um aspecto particular que os caracteriza. As seções quentes podem ser de cerâmica ou metálica. O uso de cerâmica proporciona uma temperatura operacional superior e maior rendimento e as turbinas com seções metálicas tem um projeto mais convencional e possuem um número maior de modelos disponíveis no mercado (COSTA, 2010).

As microturbinas, da mesma forma que as turbinas maiores, geram poluentes. As principais emissões de microturbinas 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, os particulados se tornam insignificantes (GOMES, 2002). As emissões de microturbinas a gás são muito menores do que qualquer outra tecnologia devido à combustão contínua, o que permite uma queima mais completa.

Na Tabela 3.1 se descrevem algumas características de projeto das microturbinas.

Tabela 3.1 - Características de projeto das microturbinas (ADAPTADO DE SOARES, 2007).

<i>Flexibilidade de Combustível:</i>	As microturbinas podem operar usando diferentes combustíveis: gás natural, biogás (aterro, centros de tratamento de águas residuais, anaeróbia), propano e combustíveis líquidos como gasolina, óleo diesel e querosene.
--------------------------------------	--

<i>Vida útil e confiabilidade:</i>	A vida útil das microturbinas é estimada em um rango de 40000 a 80000 horas. Unidades instaladas têm demonstrado confiabilidade em serviço comercial.
<i>Modularidade:</i>	As unidades podem ser ligados 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 termica a uma variedade de indústrias.

3.4.2 Características de desempenho

Microturbinas são mais complexas que as turbinas convencionais de ciclo simples, pela adição de componentes como o recuperador. Pequenas perdas na eficiência de seus componentes, perdas de pressão internas e eficiência do recuperador têm grande impacto na eficiência e potência específica por unidade de fluxo de massa.

Condições ambientes nas quais as microturbinas operam tem um efeito significativo no desempenho da máquina. Para temperaturas elevadas de ar na entrada, a potência de saída e a eficiência diminuem. A potência cai pelo fato da vazão de ar diminuir (uma vez que a massa específica do ar diminui à medida que aumenta a temperatura), e a eficiência diminui porque o compressor requer maior potência para comprimir o ar a alta temperatura. Inversamente, a potência e eficiência aumentam com a redução da temperatura do ar de entrada. A massa específica do ar diminui a altitudes acima do nível do mar, e conseqüentemente a potência de saída também diminui (TECHNOLOGY CHARACTERIZATION, 2008).

Na Figura 3.9 pode-se apreciar a variação na potência e eficiência de uma microturbina como uma função da temperatura ambiente, com referência às condições ISO.

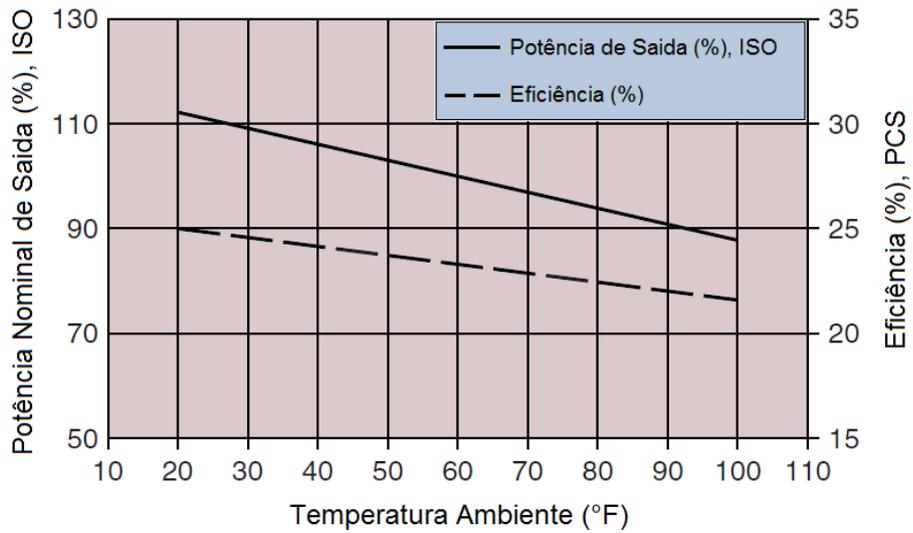


Figura 3.9 - Impacto da temperatura ambiente sobre o desempenho de uma microturbina de 30 kW (SOARES, 2007).

Por outro lado, relações de compressão mais altas resultariam em maiores potências específicas. No entanto, considerações práticas limitam a componente de velocidade na ponta do compressor e da turbina, devido às forças centrífugas e estresses admissíveis em materiais, o que resulta em limitações para a relação de pressão do compressor de 3,5 a 5 no máximo. A Figura 3.10 mostra a potência específica gerada por uma microturbina em função da relação de pressão, para diferentes temperaturas de operação.

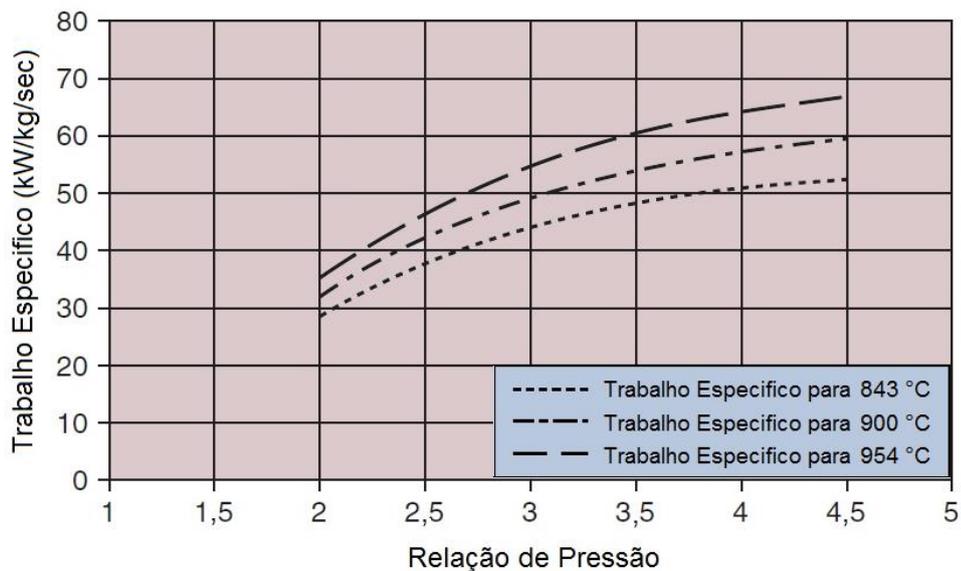


Figura 3.10 - Trabalho específico da microturbina como uma função da relação de pressão e a temperatura de entrada na turbina (SOARES, 2007).

3.5 Microturbina Capstone de 30 kW

A microturbina Capstone de 30 kW é uma turbina de combustão. Segundo (Gomes, 2002), dentre os fabricantes de microturbinas a microturbina mais compacta é a Capstone, com seu recuperador do tipo envoltório e câmara de combustão anular dobrada.

Como pode ser apreciado na Figura 3.11, esta formada por um compressor, um recuperador, um combustor, uma turbina e um gerador, os componentes móveis estão montados em um só eixo, suportados por mancais a ar que giram até 96000 rpm. O gerador de ímã permanente é resfriado pelo fluxo de ar dentro da microturbina. A saída do gerador é de tensão variável, potência AC de frequência variável. O gerador é utilizado como motor tanto durante o arranque como durante o ciclo de resfriamento na parada (CAPSTONE, 2003).

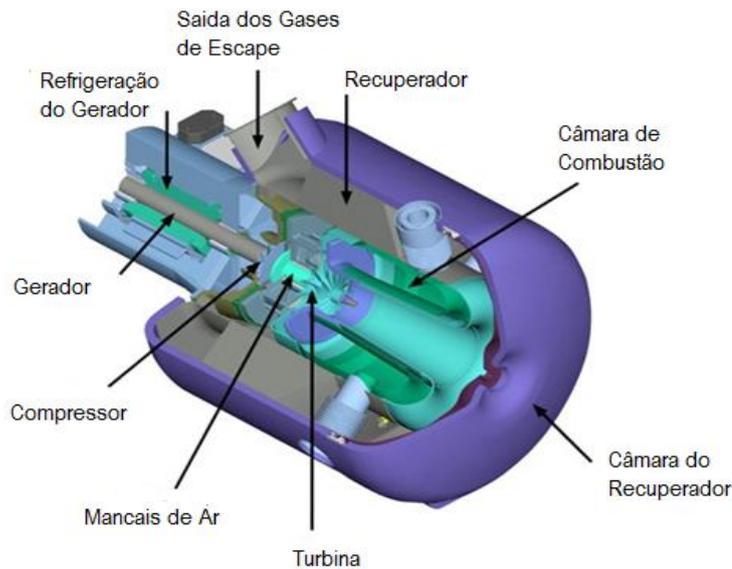


Figura 3.11 - Componentes de uma microturbina Capstone C30 (CAPSTONE, 2003).

Na Figura 3.12 mostra-se o eixo único que suporta o conjunto compressor-turbina.



Figura 3.12 - Eixo de uma Microturbina Capstone C30 (CAPSTONE, 2003).

O controlador de potência digital (DPC) é um dos principais componentes da microturbina, já que ele 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. 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.

Este modelo está equipado com a opção de funcionamento autônomo ou modo “*stand-alone*” que inclui um banco de bateria utilizado para a partida sem ajuda e para gerenciamento de carga elétrica transitória. O banco de baterias é formado por 18 baterias de 12 V ligadas em série formando um total de 216 VCC. Porém, quando carregadas podem chegar a 270 VCC.

A microturbina Capstone C30 produz um máximo de 30 kW em condições ISO de 15 °C e a nível do mar. Esta capacidade de saída é reduzida em temperaturas ambiente elevadas ou em instalações de altitude, ou por restrições na entrada ou exaustão. Com recuperador gera até 305000 kJ/h de calor de exaustão limpo e utilizável a temperaturas na faixa de 261 °C até 315 °C. É um gás seco e rico em oxigênio e pode ser usado diretamente, uma vez que possui baixo nível de emissões de NO_x (MALDONADO, 2005).

Na Tabela 3.2 se mostram as principais características técnicas em condições ISO da microturbina a gás Capstone de 30 kW.

Tabela 3.2 - Características técnicas da microturbina Capstone de 30 kW (CAPSTONE, 2003)

Combustível	Gás natural
Potência nominal	30 kW líquido (± 1)
Eficiência com regenerador (PCI)	27% (± 2)
Configuração	Um eixo
Recuperador	Convencional
Relação de pressão	4
TET (temperatura de entrada à turbina)	871 °C
Temperatura dos gases de escape	261 – 315 °C
Rotação nominal	45000 – 96000 rpm
Temperatura na saída da turbina	671 – 593 °C (45000 - >80000 rpm)
Produção de NO _x	<9 ppm

Microturbinas Capstone têm um sistema de fornecimento de combustível integrado, este sistema está projetado para combustíveis gasosos. Utilizam um sistema de combustão “*lean premix*” para atingir baixos níveis de emissões, para faixas máximas de potência. A operação com o sistema *lean premix* requer de uma relação ar–combustível elevada dentro da zona primária de combustão. A grande quantidade de ar é completamente misturada com o combustível antes da combustão. Esta pré-mistura de ar e combustível permite uma combustão limpa e ocorre a uma temperatura relativamente baixa. Três injetores controlam a relação ar–combustível e a relação da mistura ar–combustível na zona primária para garantir que uma ótima temperatura seja atingida, e o qual minimiza a produção de NO_x. Com o propósito de atingir baixos níveis de CO, de hidrocarbonetos não queimados e simultaneamente baixos níveis de NO_x, a mistura de ar–combustível é mantida na câmara de combustão por relativamente longos períodos, para permitir uma combustão mais completa de CO e de hidrocarbonetos (CAPSTONE, 2003).

3.5.1 Modos de funcionamento da microturbina Capstone C30

Há três configurações diferentes para o funcionamento da microturbina, sendo elas: ligada à rede (*grid connection*), modo autônomo (*stand alone*) e modo dual (*dual mode*) (CAPSTONE, 2003).

3.5.1.1 Modo de funcionamento em *grid connection*

Operando em paralelo à rede de distribuição de energia, a microturbina pode melhorar a eficiência da mesma em períodos de carga de pico. Em casos de interrupção da rede, o sistema pode ligar automaticamente para suprir as cargas conectadas até que a rede de distribuição retorne ao seu funcionamento normal (CAPSTONE, 2004).

No modo *grid connection*, a microturbina atua como uma fonte de corrente sincronizada com a rede, tendo como referência a tensão e a frequência da rede (CAPSTONE, 2004).

Neste modo de funcionamento, a energia inicial necessária para a partida é proveniente da rede de distribuição ao qual a microturbina esta ligada. Inicialmente, tensão é aplicada no barramento CC e, quando todos os dispositivos e *drivers* estão acionados e prontos para a partida, o gerador-motor de ímã permanente passa a funcionar como motor e, conseqüentemente, tem-se rotação no eixo. No momento em que o eixo adquire rotação suficiente para comprimir o ar à pressão ideal, inicia-se o processo de combustão (para a microturbina Capstone, isto ocorre a uma velocidade de 25.000 rpm). Após o início da combustão, a microturbina passa ao estado de aceleração em rampa do motor até que se atinja a velocidade de rotação na qual se inicia a operação como gerador (cerca de 45.000 rpm) e potência de saída de 0 kW (CAPSTONE, 2004).

3.5.1.2 Modo de funcionamento em *Stand alone*

Operação no modo *stand alone* fornece energia em instalações remotas como locais de construção, plataformas de petróleo, ou outros locais onde a rede de energia elétrica não está disponível (CAPSTONE, 2003).

Para operar a microturbina no modo *stand alone* deve-se configurar a mesma ativando o bloqueio manual dos terminais de contato no compartimento comunicações da microturbina e, em seguida, configurar o sistema para trabalhar neste modo desde o painel do display ou via comunicação remota desde um computador (CAPSTONE, 2003).

No instante da partida, para que o motor possa iniciar o movimento rotacional, utiliza-se uma fonte de armazenamento de energia, neste caso a grande bateria que a microturbina possui (CAPSTONE, 2003).

Após ter sido acionado, o dispositivo de armazenamento tem seu contato fechado e, por meio de um conversor CC/CC, aplica-se uma tensão de 760 VCC no barramento CC. Sendo o conversor CA/CC bidirecional, com a atuação do controlador no seu chaveamento, tensão e corrente são aplicadas ao motor, que passa a fornecer torque e, como está acoplado ao mesmo eixo que a turbina e o compressor, esses também se movimentam (CAPSTONE, 2003). O dispositivo de armazenamento de energia é utilizado como fonte de energia até que a turbina passe a ter rotação suficiente para comprimir o ar a uma pressão capaz de gerar uma combustão constante (aproximadamente 25.000 rpm). Iniciada a combustão, o motor acelera em rampa até atingir uma velocidade em que a energia produzida é suficiente para manter a microturbina funcionando (aproximadamente 45.000 rpm). Ao atingir esta velocidade, o conversor da fonte aumenta sua tensão de saída e, conseqüentemente, o motor passa a funcionar como gerador, fornecendo tensão para o barramento CC (CAPSTONE, 2003).

Quando a microturbina passa a funcionar normalmente, o dispositivo de armazenamento passa a ser carregado até aproximadamente 60% de sua capacidade máxima (CAPSTONE, 2003).

No instante em que a carga é inserida, para que a tensão do barramento seja constante, ou varie o mínimo possível, o dispositivo de armazenamento de energia passa a fornecer energia para o barramento CC e, simultaneamente, mais combustível é injetado na câmara de combustão a fim de aumentar a velocidade e, conseqüentemente, a energia fornecida pelo sistema, porém com uma dinâmica mais lenta. Quando a microturbina consegue gerar energia suficiente para suprir a carga, o dispositivo de armazenamento é então recarregado (CAPSTONE, 2003).

Para a situação em que a carga é retirada da microturbina, até que o fluxo de combustível e a energia produzida diminuam, para manter a tensão no barramento CC constante, o excedente de energia é encaminhado para o dispositivo de armazenamento. Isto justifica o fato de que, quando ocorre o seu carregamento, este não é feito até 100% de sua capacidade (CAPSTONE, 2003).

Capítulo 4

MODELAGEM TERMODINÂMICA DA NEBULIZAÇÃO DE ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 30 kW

Neste capítulo apresentam-se as equações e conceitos necessários para a modelagem termodinâmica da nebulização de etanol na entrada do compressor da microturbina. Na sequência se calculam as temperaturas e pressões na saída dos diferentes pontos do ciclo, determinando assim, o estado da mistura ar/etanol em cada ponto.

4.1 Propriedades dos fluidos de trabalho

4.1.1 Propriedades termodinâmicas dos gases

Para determinar as propriedades dos gases em vários pontos do ciclo, os componentes foram assumidos individual e coletivamente como gases ideais. Ar seco e os produtos da

combustão são principalmente os gases considerados neste estudo. Neste trabalho se considera a composição do ar seco como 21 % de oxigênio e 79 % de nitrogênio, que é a composição típica do ar atmosférico que é utilizado no projeto e análise de sistemas de combustão (LUGO-LEYTE *et al.*, 2009).

Assumindo que a combustão seja essencialmente completa, os gases de exaustão teriam uma composição apenas de CO₂ e H₂O produzidos durante a queima do combustível na câmara de combustão. Por conseguinte, o gás que entra na turbina consistiria apenas do nitrogênio inicial, excesso de ar, e os dois produtos da combustão.

Ao assumir os gases de trabalho como ideais, os polinômios que representam o calor específico à pressão constante e as entalpias específicas são independentes da pressão e dependentes somente da temperatura, da seguinte forma:

$$\bar{C}_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \quad (4.1)$$

sendo:

\bar{C}_p = calor específico molar a pressão constante, (J/mol K).

A, B, C, D, E = coeficientes característicos dos gases em estudo.

T = temperatura absoluta, (K).

Na Tabela 4.1 são mostrados os valores dos coeficientes característicos utilizados na Eq. (4.1). A variação de entalpia específica entre duas temperaturas T_1 e T_2 é dada pela Eqs. (4.2) e (4.3).

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = \int_1^2 \bar{C}_p dT \quad (4.2)$$

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = A(T_2 - T_1) + \frac{B}{2}[T_2^2 - T_1^2] + \frac{C}{3}[T_2^3 - T_1^3] + \frac{D}{4}[T_2^4 - T_1^4] - \frac{E}{5}[T_2^5 - T_1^5] \quad (4.3)$$

Para uma mistura de N gases, a Eq. (4.3) torna-se na Eq. (4.4).

$$H_2 - H_1 = \sum_{i=1}^N n_i A_i (T_2 - T_1) + \sum_{i=1}^N \frac{n_i B_i}{2} [T_2^2 - T_1^2] + \sum_{i=1}^N \frac{n_i C_i}{3} [T_2^3 - T_1^3] + \sum_{i=1}^N \frac{n_i D_i}{4} [T_2^4 - T_1^4] - \sum_{i=1}^N \frac{n_i E_i}{5} [T_2^5 - T_1^5] \quad (4.4)$$

sendo:

\bar{h} = entalpia molar específica, (J / mol)

n_i = número de moles do componente i na mistura.

Tabela 4.1 - Coeficientes para o calor específico (YAWS, 1999)

$\bar{C}_p = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$ C_p – [J/(mol K)], T[K]							
Gás	A	B	C	D	E	T_{\min}	T_{\max}
O ₂	29,526	-8,8999e-3	3,8083e-5	-3,2629e-8	8,8607e-12	50	1500
N ₂	29,342	-3,5395e-3	1,0076e-5	-4,3116e-9	2,5935e-13	50	1500
CO ₂	27,437	4,2315e-2	-1,9555e-5	3,9968e-9	-2,9872e-13	50	5000
H ₂ O	33,933	-8,4186e-3	2,9906e-5	-1,7825e-8	3,6934e-12	100	1500
Etanol Líquido	59,342	3,6358e-1	-1,2164e-3	1,8030e-6	-	160	465
Etanol Gasoso	27,091	1,1055e-1	1,0957e-4	-1,5046e-7	4,6601e-11	100	1500

Da mesma forma, a entropia também pode ser expressa pelas Eqs. (4.5) e (4.6).

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \int_1^2 \frac{\bar{C}_p}{T} dT - \bar{R} \ln(P_2/P_1) \quad (4.5)$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = A \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + B(T_2 - T_1) - \frac{C}{2}[T_2^2 - T_1^2] - \frac{D}{3}[T_2^3 - T_1^3] - \frac{E}{4}[T_2^4 - T_1^4] - \bar{R} \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (4.6)$$

Para uma mistura de N gases, a Eq. (4.6) torna-se na Eq. (4.7).

$$S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^N n_i A_i \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + \sum_{i=1}^N n_i B_i [T_2 - T_1] + \sum_{i=1}^N \frac{n_i C_i}{2} [T_2^2 - T_1^2] + \sum_{i=1}^N \frac{n_i D_i}{3} [T_2^3 - T_1^3] - \sum_{i=1}^N \frac{n_i E_i}{4} [T_2^4 - T_1^4] - \sum_{i=1}^N n_i \bar{R} \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (4.7)$$

sendo:

\bar{s} = entropia molar específica, (J/mol K)

\bar{R} = constante universal dos gases, 8,314 (J/mol K)

P_2/P_1 = Relação de pressão total (que é igual à razão das pressões parciais de cada componente)

4.1.2 Propriedades termodinâmicas dos líquidos e mudanças de estado

Nos cálculos realizados os calores específicos do etanol líquido e gasoso foram avaliados com os dados da Tabela 4.1. Assim, como o etanol é um combustível puro, a pressão de vapor e a fração de vapor são somente função da temperatura e podem ser

calculadas utilizando a Equação de Antoine (NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY, NIST):

$$\log_{10} P_f = A - B/(C + T) \quad (4.8)$$

$$VF = \frac{n_a P_f}{n_f (P - P_f)} \quad (4.9)$$

na qual:

P_f = pressão parcial do vapor de combustível (bar)

T = temperatura (K)

n_a = número de moles de ar.

n_f = número de moles do etanol

VF = Fração de vapor

Na Tabela 4.2 são mostrados os valores dos coeficientes da Eq. (4.8).

Tabela 4.2 - Constantes da Equação de Antoine (NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY, NIST)

Temperatura [K]	A	B	C
364,8 – 513,91	4,92531	1432,526	-61,819
292,77 – 366,63	5,24677	1598,673	-46,424
273,0 – 351,70	5,37229	1670,409	-40,191

A entalpia de evaporação \bar{h}_{fg} para qualquer temperatura T foi avaliada com a equação de Majer e Svoboda, dado pela Eq. (4.10).

$$\bar{h}_{fg} = A \exp(-\alpha T_r)(1 - T_r)^\beta \quad (4.10)$$

na qual:

\bar{h}_{fg} = entalpia de vaporização (para pressão de saturação) (kJ/mol)

T_r = temperatura reduzida (T / T_c).

T_c = temperatura crítica (K)

Mostra-se na Tabela 4.3 os valores dos coeficientes da equação de Majer e Svoboda. Por outro lado, a mudança de entropia durante o processo de evaporação S_{fg} é dada pela Eq. (4.11).

$$\bar{s}_{fg} = \frac{\bar{h}_{fg}}{T} \quad (4.11)$$

A entropia de evaporação pode ser encontrada depois de encontrar a entalpia de evaporação utilizando a Eq. (4.10).

Tabela 4.3 - Coeficientes da equação de Majer e Svoboda (NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY, NIST).

Temperatura (K)	298 – 469
A (kJ/mol)	50,43
A	0,4475
B	0,4989
T _c (K)	513,9

4.2 Descrição do sistema

Seguindo a metodologia apresentada por Bardon (1982), se realizou os cálculos da nebulização de etanol na entrada do compressor da microturbina Capstone C30. Os parâmetros operacionais da microturbina Capstone C30 são mostrados na Tabela 3.2. Na Figura 4.1 é mostrado esquematicamente o ciclo Brayton convencional, ou seja, o ciclo sem nebulização de etanol na entrada do compressor. Na Figura 4.2 mostra-se o ciclo modificado, neste ciclo se adiciona o evaporador antes da entrada do compressor onde ocorre a evaporação do etanol nebulizado antes de entrar no compressor. A seguir se aplica a modelagem termodinâmica para cada estação do esquema térmico da Figura 4.2.

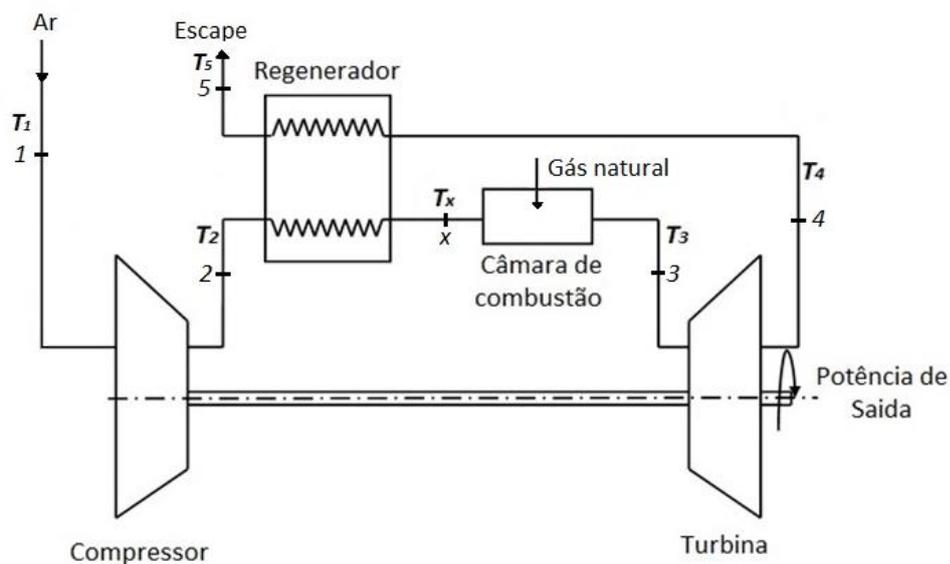


Figura 4.1 - Esquema do ciclo Brayton convencional da microturbina Capstone C30.

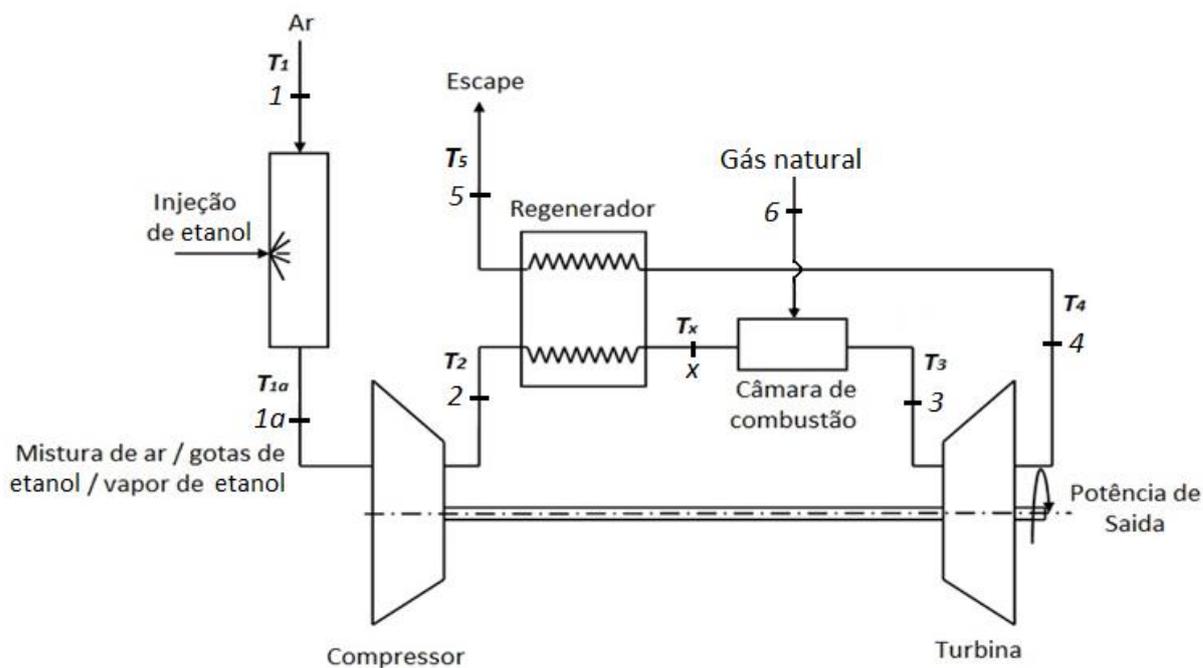


Figura 4.2 - Esquema do ciclo Brayton modificado da microturbina Capstone C30.

4.2.1 Metodologia da modelagem termodinâmica

Etapa 1: Análise no Evaporador

Inicialmente ar a temperatura e pressão ambiente entram no evaporador, onde é misturado com uma quantidade de etanol líquido nebulizado à mesma temperatura. A mistura

do ar quente e o etanol nebulizado resultam em uma diminuição na temperatura do ar pela evaporação do etanol, portanto na saída do evaporador tem-se uma mistura de ar, etanol líquido e vapor de etanol em equilíbrio. O evaporador é considerado adiabático, portanto, utilizou-se a Eq. (4.12) desenvolvida por Bardon (1982) para determinar as condições de saída do evaporador (T_{1a} , P_{1a} , VF_{1a}) sabendo que não há trabalho realizado pelo evaporador.

$$W = n_a(\bar{h}_{a2} - \bar{h}_{a1}) + n_f[(\bar{h}_{g2} - \bar{h}_{g1}) + (VF_2 - VF_1)\bar{h}_{fg1} + (1 - VF_2)(\bar{h}_{fg1} - \bar{h}_{fg2})] \quad (4.12)$$

Etapa 2: Análise no Compressor

Para a análise no compressor, foram tomadas as condições de saída do evaporador como as de entrada para o compressor, e se utilizou a Eq. (4.13) para avaliar as condições (T_{2s} , P_{2s} , VF_{2s}), depois de uma compressão isentrópica de uma mistura de duas fases. Usando o mesmo princípio de um ciclo convencional onde se define a eficiência do compressor como a relação entre o trabalho isentrópico e o trabalho real, mas sabendo que a mistura se encontra em duas fases a Eq. (4.14), pode ser utilizada para avaliar a eficiência do compressor.

$$n_a(\bar{S}_{a2} - \bar{S}_{a1}) + n_f[(\bar{S}_{g2} - \bar{S}_{g1}) + (VF_2 - VF_1)\bar{S}_{fg1} + (1 - VF_2)(\bar{S}_{fg1} - \bar{S}_{fg2})] = 0 \quad (4.13)$$

$$\eta_c = \frac{\sum_{i=1}^N n_{i2s} \bar{h}_{i2s} - \sum_{i=1}^N n_{i1} \bar{h}_{i1}}{\sum_{i=1}^N n_{i2} \bar{h}_{i2} - \sum_{i=1}^N n_{i1} \bar{h}_{i1}} \quad (4.14)$$

Na Equação (4.14), os valores de líquido e vapor são calculados individualmente.

Etapa 3: Análise no Regenerador

No caso do regenerador, a temperatura de saída da turbina determina o calor transferido ao fluido de trabalho entre a saída do compressor e a entrada do combustor. Uma vez que pode haver duas fases presentes no regenerador, a Eq. (4.15), da eficiência do regenerador é usada para determinar a temperatura na saída do regenerador T_x :

$$\eta_r = \frac{\sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_{ix} - \sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_{i2}}{\sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_{i4} - \sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_{i2}} \quad (4.15)$$

As diferentes propriedades das fases líquidas e gasosas são levadas em conta. As perdas de pressão no regenerador do lado gás e do lado ar são desprezadas.

Etapa 4: Análise na Câmara de Combustão

A eficiência da câmara de combustão é definida como a razão da diferença de entalpia sensível total entre a saída e a entrada da energia química libertada idealmente entre os reagentes e produtos. Neste estudo, o etanol na entrada da câmara de combustão é considerado como 100% vapor. A eficiência da câmara de combustão é definida como pela Eq. (4.16)

$$\eta_b = \frac{\sum_{i=1}^N [n_i(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_i]_3 - \sum_{i=1}^N [n_i(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_i]_2}{n_f * (\%PCI_{Etanol} + \%PCI_{Gas\ Natural})} \quad (4.16)$$

sendo:

$(\bar{h} - \bar{h}_f^0)_i$ = entalpia sensível do componente i acima da sua entalpia de formação para a condição padrão (25 ° C) [kJ/mol].

PCI_{Etanol} = poder calorífico inferior do etanol a 25 ° C, 1028 [kJ/mol].

$PCI_{Gas\ Natural}$ = poder calorífico inferior do gás natural veicular, 878,374 [kJ/mol]
(ROSA, 2014).

Utilizando as condições de saída do regenerador e a Eq. (4.16), foi calculada a T_3 ou TIT (temperatura de entrada da turbina). Se esta temperatura não fosse igual à temperatura de projeto, seguindo a metodologia de Lugo-Leyte *et al.* (2009) calcula-se o excesso de ar ideal para atingir a temperatura T_3 de projeto e os cálculos nas etapas 1, 2 e 3 são repetidas para um novo valor de moles de ar e combustível. Perda de pressão na câmara de combustão é desprezada.

Etapa 5: Análise na Turbina

A análise na turbina é realizada da mesma maneira que em um ciclo convencional, desde que o fluido de trabalho já não possui um componente líquido e está composto somente dos gases da combustão. O trabalho da turbina foi encontrado com a Eq. (4.17), que é a equação que define a eficiência isentrópica da turbina.

$$\eta_t = \frac{\bar{h}_3 - \bar{h}_4}{\bar{h}_3 - \bar{h}_{4s}} \quad (4.17)$$

Na Tabela 4.4 são mostradas as eficiências dos diferentes componentes da microturbina.

Tabela 4.4 - Eficiências dos componentes da microturbina Capstone C30 (CARVALHO, 2006; COHEN *et al.*, 1983).

Compressor	0,80
Regenerador	0,90
Câmara de combustão	0,98
Turbina	0,85

4.3 Desenvolvimento dos cálculos

Os cálculos foram realizados no software Matlab e se utilizou o método de iteração de Newton–Raphson com um critério de convergência de 1×10^{-6} , para determinar as temperaturas e pressões ao final de cada processo isentrópico.

Resultados da modelagem para o ciclo convencional da microturbina são mostrados na Tabela 4.5. Os resultados mostram valores de temperatura e pressão em cada uma das estações do ciclo, seguindo o esquema da Figura 4.1. Além disso, utilizando uma vazão mássica de gás natural de 0,00174 kg/s registrada em testes anteriores na microturbina Capstone C30 para potências de 25 kW (Carvalho, 2006), calcula-se a potência e eficiência do ciclo e os quais são mostrados na Tabela 4.6.

Tabela 4.5 - Resultados da modelagem do ciclo convencional.

Ponto do ciclo	Pressão [kPa]	Temperatura [K]	Temperatura isentrópica [K]
1	101,325	300,00	-
2	405,30	479,87	444,23
x	405,30	722,72	-
3	405,30	1099,99	-
4	104,00	829,28	780,21
Exaustão	104,00	570,00	-

Tabela 4.6 - Resultados da potência e eficiência do ciclo convencional.

Trabalho útil [kJ/mol]	Eficiência do ciclo [%]	Potência [kW]
250,03	28,47	25,05

Da mesma forma, resultados da modelagem para o ciclo modificado com injeção de etanol na entrada, são mostrados na Tabela 4.7. Os resultados mostram valores de temperatura, pressão e fração de vapor de etanol em cada uma das estações do ciclo, seguindo o esquema da Figura 4.2. A Tabela 4.8 apresenta resultados da potência e eficiência conseguidas com a mesma vazão de gás natural que no ciclo convencional para potências de 25 kW, e é levada em conta a fração de etanol que foi injetado nos testes experimentais com mistura 70/30 (será visto no Capítulo 6), correspondente a 0.0002513 kg/s de etanol.

Tabela 4.7 - Resultados da modelagem do ciclo modificado.

Ponto do ciclo	Pressão [kPa]	Temperatura [K]	Temperatura isentrópica [K]	Fração de vapor/etanol [%]
1	101,325	300,00	-	0,00
1a	105,45	287,42	-	58,01
2	405,30	352,76	347,31	100,00
x	405,30	687,92	-	100,00
3	405,30	1099,95	-	-
4	104,00	833,23	784,10	-
Exaustão	104,00	460,00	-	-

Tabela 4.8 - Resultados da potência e eficiência do ciclo modificado.

Trabalho útil [kJ/mol]	Eficiência do ciclo [%]	Potência [kW]
280,15	30,94	29,59

Com o intuito de fazer uma comparação entre os diferentes parâmetros térmicos dos dois ciclos modelados, se elaborou a Tabela 4.9. Esta tabela pode-se comparar também com os parâmetros operacionais da microturbina Capstone C30 que foram apresentadas na Tabela

3.2, tomando em conta que os valores apresentados na Tabela 3.2 são os nominais e fazem referencia a uma potência de 30 kW.

Tabela 4.9 - Comparação de resultados entre o ciclo convencional e ciclo modificado.

Parâmetro térmico	Ciclo convencional	Ciclo modificado
Temperatura inicial (K)	300,00	300,00
Temperatura saída/compressor (K)	479,87	352,76
Temperatura saída/regenerador (K)	722,72	687,92
Temperatura saída/câmara combustão (K)	1099,99	1099,95
Temperatura saída/turbina (K)	829,28	833,23
Temperatura de exaustão (K)	570,00	460,00
Eficiência do ciclo (%)	28,47	30,94
Potência útil (kW)	25,05	29,59

Assim, com a modelagem mostra-se que injetando etanol na entrada de ar consegue-se melhorar a potência e eficiência da microturbina. Com o resfriamento conseguido de 14,42 °C na temperatura do ar de entrada da microturbina, consegue-se uma potência de saída de 29,59 kW que praticamente corresponderia ao valor da potência nominal em condições ISO da microturbina. Também se verifica uma maior eficiência do regenerador, pelo fato de que a mistura etanol/ar chega com menor temperatura ao regenerador, a mistura absorve maior quantidade de calor dos gases quentes provenientes da turbina. Isto se vê refletido na menor temperatura dos gases de exaustão do ciclo modificado em comparação com o valor do ciclo convencional.

Na Figura 4.3 se mostram as duas curvas de eficiência modeladas do ciclo convencional e do ciclo modificado. Pode-se observar que a eficiência do ciclo convencional para uma relação de pressão de 4 é 28,47%, e no ciclo modificado com resfriamento o valor da eficiência para a mesma relação de pressão é de 30,94%, obtendo-se um ganho de 2,47%.

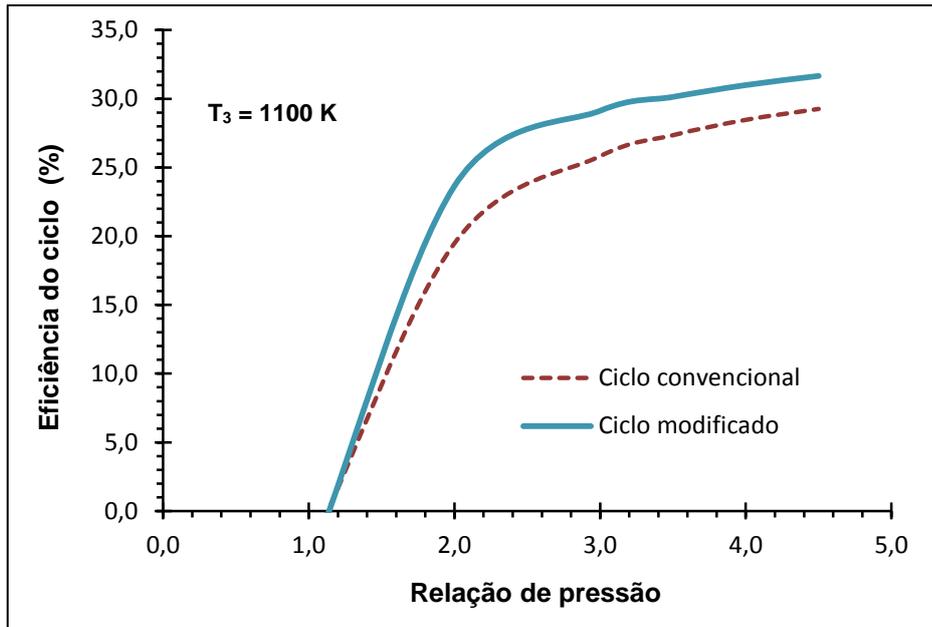


Figura 4.3 - Ganho na eficiência térmica com o ciclo modificado em função da relação de pressão.

A Figura 4.4 apresenta a relação combustível/ar requerido para atingir a temperatura de entrada na turbina T_3 em função da temperatura de entrada na câmara de combustão. A relação combustível/ar calculado para o caso do ciclo modificado é de 0,0095 kg de combustível por kg de ar, para uma temperatura de 687,97 K.

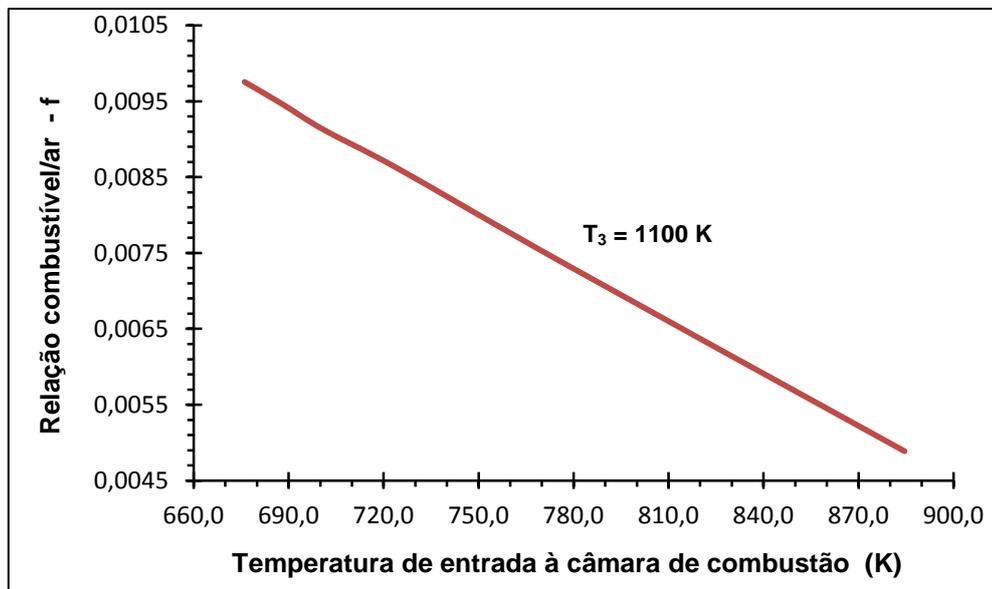


Figura 4.4 - Relação combustível/ar requerido no ciclo modificado para diferentes temperaturas de entrada na câmara de combustão.

Capítulo 5

DISPOSITIVO DE NEBULIZAÇÃO DE ETANOL E MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL

Este capítulo irá descrever a instalação e funcionamento do dispositivo de nebulização de etanol no duto de admissão de ar da microturbina. Também faz parte deste capítulo mostrar a bancada experimental completa que inclui além do dispositivo de nebulização de etanol, a microturbina Capstone C30 e sistema de aquisição de dados.

5.1 Dispositivo de nebulização de etanol

Para realizar os testes experimentais se projetou e montou um dispositivo que nebuliza o etanol líquido e o injeta no duto de admissão de ar da microturbina. Desde o princípio da pesquisa era de conhecimento que, por causa dos limites de inflamabilidade, a vazão de etanol a ser injetado seria pequena; por esta razão, este dispositivo de nebulização está baseado no sistema de injeção de combustível dos carros, e vários dos componentes utilizados na construção do dispositivo são peças da indústria automotiva. Na Figura 5.1 é mostrado um esquema do dispositivo de nebulização de etanol.

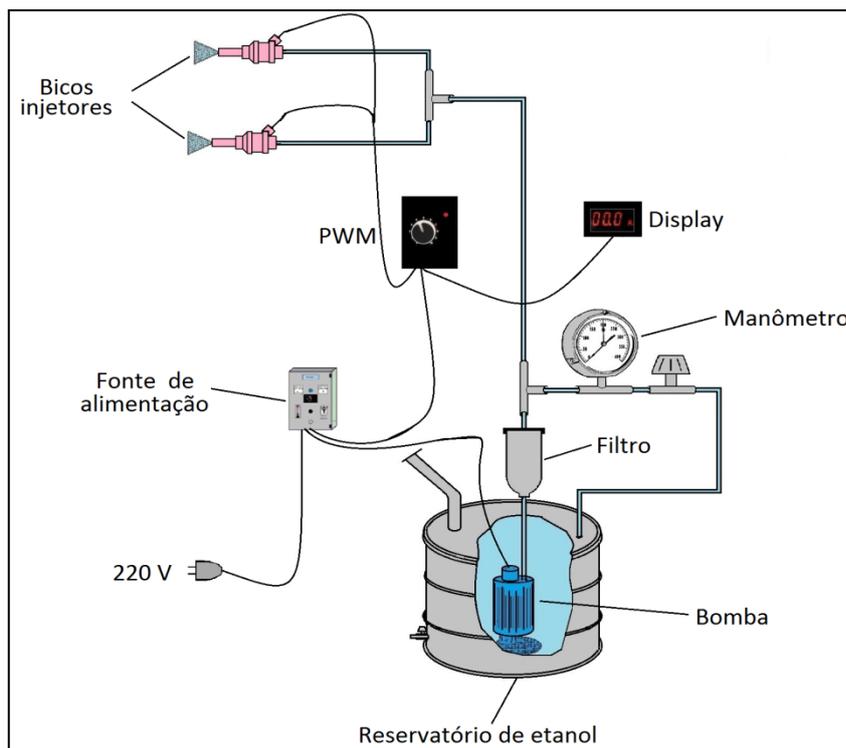


Figura 5.1 - Esquema do dispositivo de nebulização de etanol.

Por razões de segurança e com a finalidade de ter certeza na quantidade de etanol a ser injetado, o dispositivo tem dois bicos injetores. 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. O equipamento funciona de tal modo que, quando o dispositivo está em funcionamento, os dois bicos estão injetando a mesma quantidade de etanol. Na tabela 5.1 se detalha uma lista das partes que compõem o dispositivo de nebulização.

Tabela 5.1 - Partes do dispositivo de nebulização de etanol

Nº	Componente
1	Reservatório de etanol
2	Bomba
3	Filtro
4	Manômetro
5	Fontes de Alimentação
6	PWM (<i>Pulse Width Modulation</i>)
7	<i>Display</i>
8	Bicos Injetores

Uma das peças mais importantes do dispositivo é o bico injetor; o bico utilizado aqui é da indústria automotiva. Na Figura 5.2 é mostrada uma fotografia do dispositivo de nebulização de etanol.

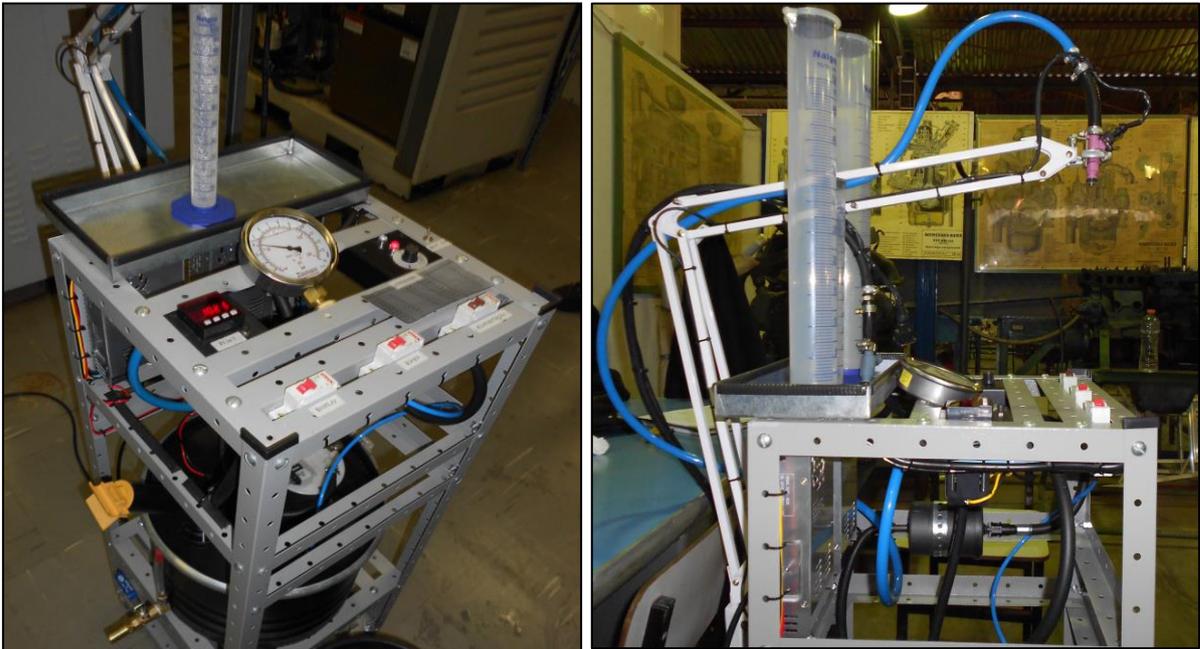


Figura 5.2 - Dispositivo de nebulização de etanol.

5.1.1 Funcionamento do dispositivo de nebulização

O funcionamento do dispositivo é relativamente simples; inicialmente se tem o etanol líquido no reservatório à temperatura e pressão ambiente, logo, quando o dispositivo for ligado a bomba que se está submergida dentro do reservatório irá colocar em movimento o etanol, pressurizando as linhas até 400 kPa como máximo. O dispositivo possui um manômetro e uma válvula para medir e regular respectivamente a pressão que se deseja no bico. Um sistema PWM (*Pulse Width Modulation*) controla a vazão nos bicos enviando sinais de pulso para o bico, estes sinais determinarão a abertura do bico e assim a quantidade de etanol que será pulverizada através dos quatro orifícios que possui cada bico injetor. Uma frequência menor de pulso resulta em uma vazão menor, e a uma frequência maior a vazão será maior. Na Figura 5.3 é mostrado o controle da vazão obtido para este trabalho utilizando o controlador PWM. Nota-se no gráfico que a menor vazão que o dispositivo pode injetar é de 0,123 ml/s e a máxima vazão de 0,593 ml/s.

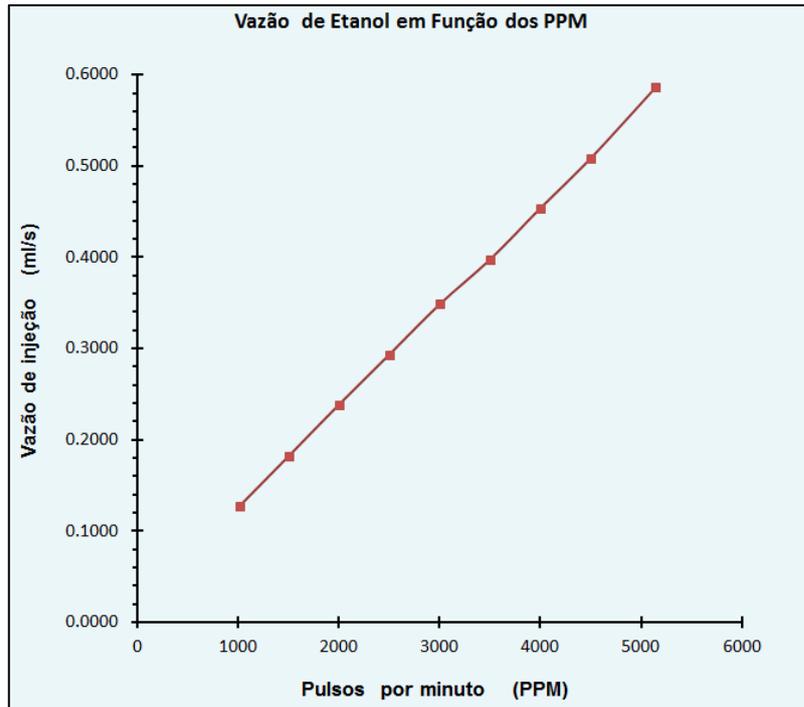


Figura 5.3 - Graduação do PWM para a determinação da vazão volumétrica.

É também parte do dispositivo um *display*, vide a Figura 5.4, que mostra o tempo de funcionamento do dispositivo ou pode mostrar os pulsos que são enviados pelo PWM. O tempo de injeção junto com o volume injetado permite determinar a vazão de etanol que é injetada.



Figura 5.4 - Dispositivo de nebulização em funcionamento.

5.1.2 Montagem do sistema de nebulização na microturbina

O dispositivo de nebulização é pequeno e compacto. O bico que nebuliza o etanol se encontra dentro de uma luva que se encaixa perfeitamente com o duto de admissão de ar, logo após do filtro de ar, como pode ser vista na Figura 5.5.

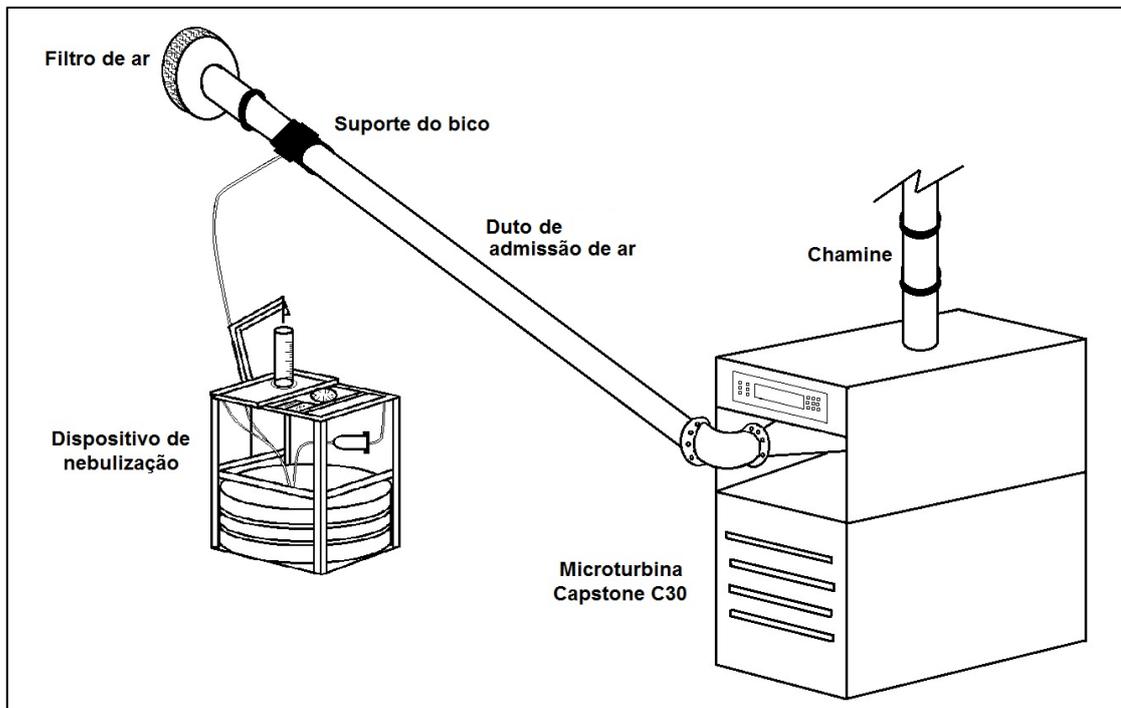


Figura 5.5 - Montagem do dispositivo de nebulização na microturbina

O ponto de injeção do etanol no duto de admissão se localizou tomando em conta o tempo de residência das gotas de etanol ou tempo que tardariam as gotas em evaporar-se com o ar quente. Cálculo do tamanho de gota, com os dados do tipo de bico e do etanol, é de $39 \mu\text{m}$ (Ver Apêndice C) e um tempo de residência de $74 \mu\text{s}$. A distância desde o ponto de injeção até a entrada do gerador é de $3,90 \text{ m}$, se estima que esta distância é suficiente para que as pequenas gotas se evaporem e não provoquem danos no gerador ou compressor da microturbina. Na Figura 5.6 mostra-se as distâncias que se têm desde o ponto de injeção até a entrada do gerador da microturbina.

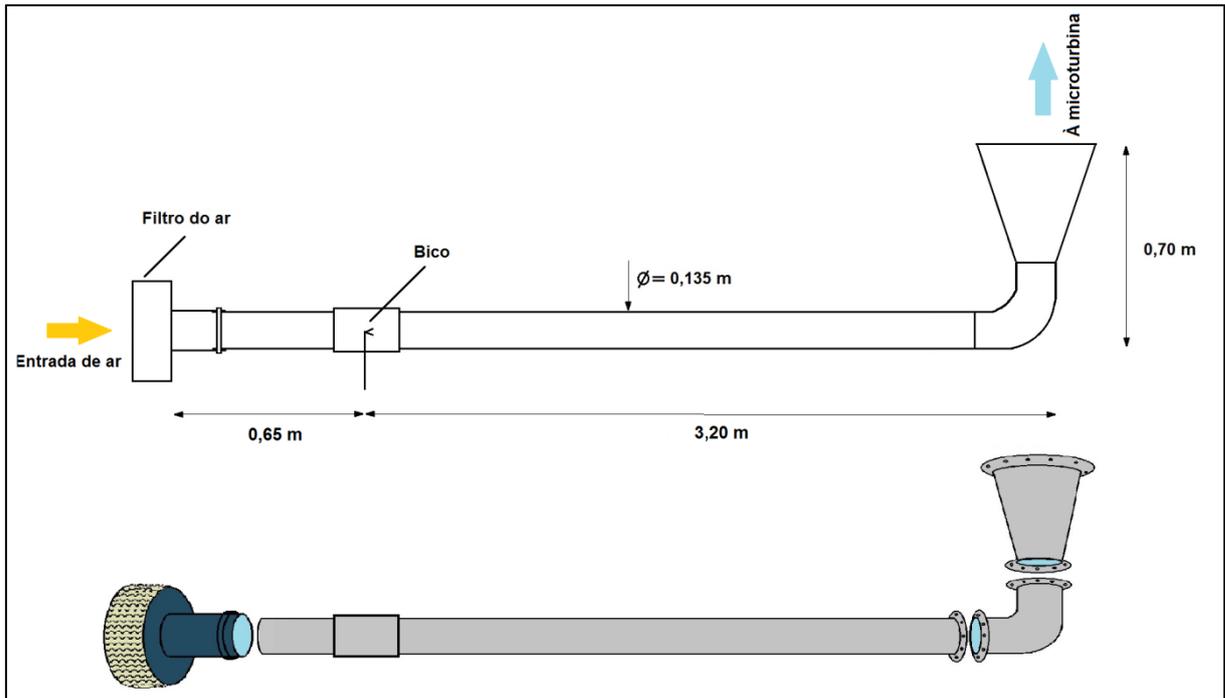


Figura 5.6 - Distancia do ponto de injeção até a entrada da microturbina.

5.2 Microturbina e sistema de aquisição de dados

Para os testes experimentais foi utilizada uma das microturbinas Capstone C30 a gás do Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá – IEM/UNIFEI. Na Figura 5.7 é mostrada a microturbina utilizada, a mesma já tem incorporado um duto de admissão de ar na entrada do compressor, para a medida da vazão de ar.



Figura 5.7 - Microturbina a gás Capstone C30 com duto de admissão.

A microturbina utilizada tem instalado um sistema de medição e aquisição de dados. Utilizando um CLP (Controlador Lógico Programável) e vários instrumentos de medição (sensores) podem-se medir diferentes parâmetros térmicos e elétricos como são: pressão, vazão de ar e combustível, temperatura, tensão, corrente, potência elétrica, etc., em pontos de interesse da microturbina. Na Figura 5.8 mostra-se um diagrama do ciclo da microturbina com os diferentes sensores posicionados nos pontos de interesse.

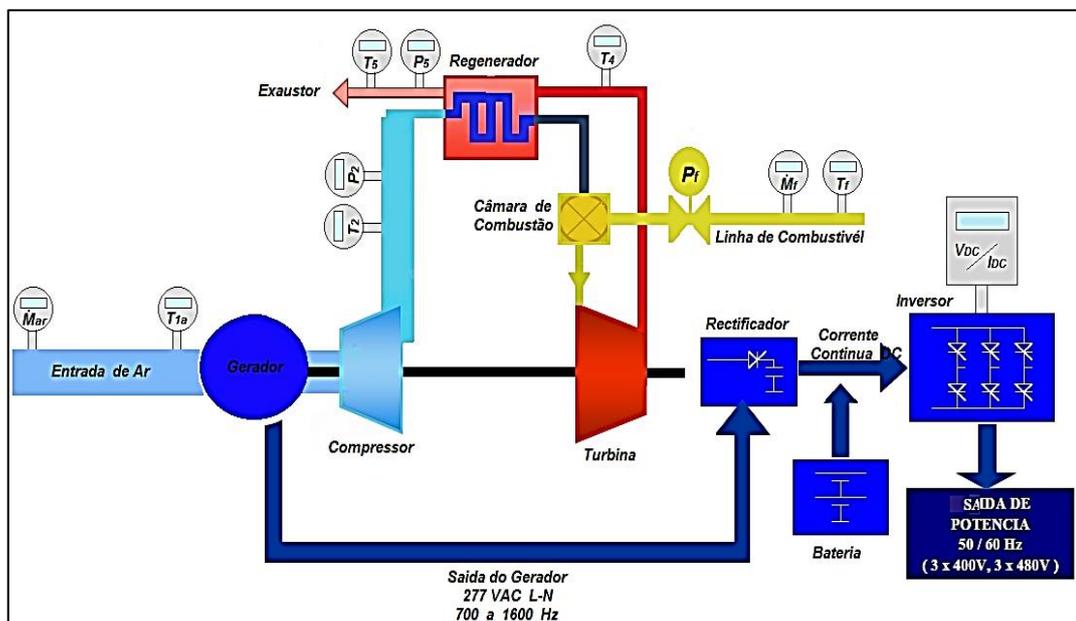


Figura 5.8 - Disposição na microturbina dos instrumentos e sensores de medição de dados.

Os diferentes sensores instalados, ver descrição na Tabela 5.2, medem e enviam os valores em forma de sinais de corrente em miliampères (4 – 20 mA), até as placas de entrada do CLP. No CLP a informação é processada e posteriormente enviada às saídas do CLP que estão comunicadas com um computador de mesa, onde encontra-se 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.

Tabela 5.2 - Descrição dos instrumentos e sensores de medição (NASCIMENTO; SANTOS, 2012; MALDONADO, 2010).

Instrumento	Faixa de medição	Resolução	Precisão
Medidor de vazão (gás natural)	0 – 15 (Nm ³ /h)	0,1 (Nm ³ /h)	± 1,0 (%) da escala
Medidor de vazão (Ar)	0 – 1140 (m ³ /h)	1,0 (m ³ /h)	± 0,5 (%) da escala
Temperatura	0 – 350 (°C)	0,31 (°C)	± 0,8 (%) da escala
Pressão	0 – 10 (bar)	0,01 (bar)	± 1,0 (%) da escala
Potência	0 – 45 (kW)	0,05 (kW)	± 0,5 (%) da escala

Da mesma forma, a microturbina Capstone C30 tem seu próprio software (Capstone Remote Monitoring System) de controle e monitoramento instalado em um computador. 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. O software da Capstone permite a leitura e armazenamento de 112 parâmetros. Na Figura 5.9 é mostrada uma imagem da tela do computador com o software da Capstone aberta.

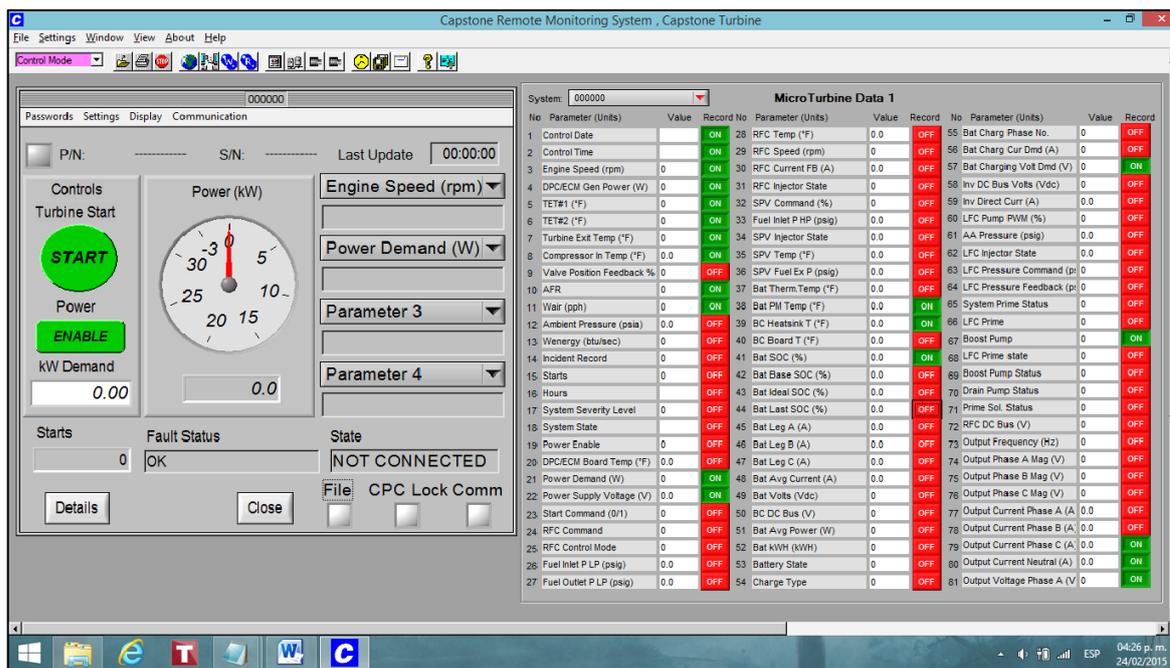


Figura 5.9 - Tela do software de controle da microturbina Capstone.

5.3 Procedimento experimental

Com a finalidade de ter maior ordem no desenvolvimento dos testes, seguiu-se uma sequência proposta nos procedimentos experimentais que é mostrada a seguir:

O resfriamento do ar na entrada da microturbina iniciou-se com misturas de etanol/água em porcentagens em massa de 50/50 (50% de etanol e 50% de água) e 70/30 (70% de etanol e 30% de água). Pretendia-se testar também com misturas de 90/10 (90% de etanol e 10% de água) e com 100% de etanol hidratado, mas ocorreu o fenômeno *surge* no compressor da microturbina ao finalizar os testes com misturas de 70/30 e por razões de segurança decidiu-se parar com os testes.

As misturas foram realizadas em recipientes individuais e devidamente limpas para evitar a contaminação por sujeira ou umidade. Após cada porcentual de mistura utilizada no reservatório do dispositivo de nebulização, esta era drenada e o dispositivo limpadado.

Os testes foram realizados com a microturbina operando em paralelo com a rede elétrica da concessionária, conexão em modo *gride connection*. Deve-se salientar também que como os objetivos dos testes foi de conhecer o impacto na potência útil gerada, rendimento do

ciclo, vazão de combustível primário (gás natural), foi importante trabalhar numa potência em regime permanente na microturbina. Assim, a potência definida na microturbina foi de 25kW.

Na potência de 25 kW, a microturbina funcionou só com gás natural (sem a nebulização) durante 5 minutos aproximadamente, até atingir as condições de regime permanente. Em seguida, o dispositivo de nebulização começava a injetar o fluido de resfriamento na vazão mínima. Em intervalos de 02 ou 03 minutos incrementava-se a vazão do fluido no dispositivo de nebulização, regulando os pulsos por minuto (PPM) de 1000 em 1000 até atingir os 5000 PPM como valor máximo. Ao atingir a última vazão, o dispositivo de nebulização era desligado, e a partir desse instante a microturbina funcionava só com gás natural o tempo suficiente para eliminar qualquer resíduo de mistura etanol/água em alguma parte ou componente da microturbina.

No conjunto do duto de admissão, na última peça cônica antes do gerador da microturbina, adaptou-se um dreno para remover condensado da mistura etanol/água que não fosse evaporada ou gotas que se condensaram nas paredes do duto de admissão. Em todos os testes realizados com as diferentes misturas se teve condensado acumulado. Nos testes com a mistura 50/50 se retirou 45 ml de etanol/água e com a mistura de 70/30 foi 20 ml de etanol/água retirada.

As informações de cada teste foram registradas em uma planilha de controle. Na Figura 5.10 apresenta-se o modelo de planilha utilizada para os testes com mistura 70/30.

Planilha de controle de testes com mistura 70% de etanol - 30% de água

Data:

Temperatura de Bulbo Seco:

Temperatura de Bulbo Úmido (calculado):

Pressão ambiente:

Umidade relativa:

Hora de Partida da MTG	
Potência [kW]	
Vazão de combustível (mistura) [Nm³/h]	
Hora inicio/injeção	
Hora fim/injeção	

Controle de Temperatura:

Temp. do ar resfriada inicial (°C)	
Temp. do ar resfriada c/injeção (°C)	
Potência aumentada [kW]	
Redução da vazão de combustível [Nm³/h]	
Temp. saída do compressor inicial (°C)	
Temp. saída do compressor c/injeção (°C)	

Figura 5.10 - Modelo de planilha de controle utilizada.

5.4 Normalização dos dados experimentais

Segundo as normas (ASME PTC 22) que regem o desempenho de uma turbina a gás, os testes em uma turbina a gás devem ser realizados preferivelmente sob condições padrão de pressão, umidade e temperatura. Essas condições de referência são as normas padrão ISO (60% de UR, 15 °C e 101,325 kPa) que são condições de referência. Usando fatores de correção é possível ajustar qualquer parâmetro da turbina. Uma vez corrigido no regime permanente, o parâmetro permanece constante independentemente da mudança nas condições

ambientes de entrada. O valor corrigido representa o valor que o parâmetro original teria sob condições de referência fixas.

Para corrigir os valores obtidos nas condições ambientes para as condições ISO foi utilizada a metodologia indicada na norma ASME PTC 22 – 2005 (2006), para códigos de testes de desempenho em turbinas a gás. Os coeficientes de correção delta (δ) e theta (θ) permitem corrigir valores de potência, vazão de combustível, temperaturas e rotações obtidos para pressões e temperaturas diferentes das condições ISO, segundo as Eqs. (5.1) e (5.2) (SIERRA, 2008).

$$\theta = \frac{T_1}{288,15 \text{ (K)}} \quad (5.1)$$

$$\delta = \frac{P_1}{101,325 \text{ (kPa)}} \quad (5.2)$$

sendo:

T_1 = temperatura de entrada, (K).

P_1 = pressão de entrada, (kPa).

Para o cálculo da potência efetiva corrigida, utilizaram-se os valores de potência útil, temperatura e pressão de entrada ao compressor, além da temperatura e pressão nas condições padrão, como mostra a Eq. (5.3) (ASME PTC 22 – 2005, 2006).

$$\dot{W}_{corr} = \frac{W_* \sqrt{\frac{T_1}{T}}}{\frac{P_1}{P}} = \frac{W_* \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.3)$$

sendo:

\dot{W}_{corr} = potência corrigida, (kW).

\dot{W} = potência útil medida, (kW).

Para o cálculo da vazão de combustível corrigida, utilizou-se a Eq. (5.4) (ASME PTC 22 – 2005, 2006).

$$\dot{m}_{f \text{ corr}} = \frac{\dot{m}_f}{\left(\frac{P_1}{P}\right) \left(\sqrt{\frac{T_1}{T}}\right)} = \frac{\dot{m}_{f_*} \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.4)$$

sendo:

$\dot{m}_{f\ corr}$ = vazão mássica de combustível corrigida, (kg/s).

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível medida, (kg/s).

Similarmente, para o cálculo da vazão de ar corrigida, utilizou-se a Eq. (5.5) (ASME PTC 22 – 2005, 2006).

$$\dot{m}_{a\ corr} = \frac{\dot{m}_a}{\left(\frac{P_1}{P}\right)\left(\sqrt{\frac{T_1}{T}}\right)} = \frac{\dot{m}_a \cdot \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.5)$$

sendo:

$\dot{m}_{a\ corr}$ = vazão mássica de ar corrigida, (kg/s).

\dot{m}_a = vazão mássica de ar medida, (kg/s).

A rotação corrigida é obtida por meio da Eq. (5.6) (SIERRA, 2008).

$$N_{corr} = \frac{N}{\sqrt{\frac{T_1}{T}}} = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (5.6)$$

sendo:

N_{corr} = rotação corrigida, (rpm).

N = rotação medida, (rpm).

Por outro lado, o consumo específico de calor (*Heat Rate*) é definido como o equivalente calórico do combustível vezes o consumo específico de combustível. Ou seja, o inverso da eficiência, como mostra as Eqs. (5.7) e (5.8) (ASME PTC 22 – 2005, 2006).

$$HR = SFC \cdot PCI \quad (5.7)$$

sendo:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (5.8)$$

sendo:

HR = consumo específico de calor (*Heat Rate*), [kJ/kWh].

SFC = consumo específico de combustível, [kg/kWh].

PCI = poder calorífico inferior do combustível, [kJ/kg].

\dot{W} = potência medida, [kW].

Finalmente, a eficiência térmica do ciclo pode ser calculada com a relação:

$$\eta = \frac{\dot{W} * 3600}{\dot{m}_f * PCI} * 100 \quad (5.9)$$

na qual:

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível, (kg/h).

Capítulo 6

ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Depois de realizar os testes experimentais os dados foram coletados, analisados e normalizados e são apresentados em gráficos que ajudarão a uma melhor compreensão dos mesmos. Os resultados apresentados neste capítulo foram realizados com misturas de 50/50 e 70/30 de etanol/água respectivamente.

6.1 Introdução

Estes testes com injeção de misturas de etanol/água na admissão de uma microturbina a gás foram realizados no Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação do Instituto de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá IEM-UNIFEI, durante o mês de dezembro na cidade de Itajubá, localizada no estado de Minas Gerais a uma altitude de 840 m. O clima no mês de dezembro nesta cidade se caracteriza por ser quente e úmido, a temperatura ambiente varia entre 25 e 33 °C e a umidade relativa fica em torno de 60 a 75%.

Como já foi explicado no Capítulo 5, a nebulização e injeção das misturas no duto de admissão foi realizada definindo a potência da microturbina em 25 kW e depois de atingir o

regime permanente. Portanto, os gráficos avaliam a mudança dos diferentes parâmetros em função do tempo.

6.2 Resultados com a mistura 50/50

A injeção da quantidade da mistura foi realizada gradualmente, começando com uma vazão mínima de mistura que o dispositivo de nebulização pode injetar, até uma vazão perto da máxima possível. Nas Figuras 6.1 a 6.5 apresentadas a seguir, as regiões delimitadas pelas linhas pontilhadas e marcadas com letras, representam uma vazão diferente de mistura etanol/água injetada, exceto a primeira região correspondente à letra “A” que representa o comportamento do parâmetro em regime permanente sem a injeção da mistura etanol/água, e que provavelmente ficaria constante no tempo se não fosse injetado um fluido para o resfriamento. A Tabela 6.1 descreve a vazão que representa cada uma destas regiões para a mistura 50/50 de etanol/água.

Tabela 6.1 - Vazão representada pelas regiões nos gráficos.

Regiões	Vazão da mistura 50/50 (ml/s)	PPM no dispositivo de nebulização
A	0,000	Sem injeção
B	0,123	1018
C	0,237	2000
D	0,347	3000
E	0,455	4000
F	0,570	5000

Testes com a mistura 50/50 de etanol/água foram realizados num dia na qual as condições climáticas indicavam uma temperatura média de 27 °C, umidade relativa de 70% e uma pressão ambiente de 91 kPa.

Na Figura 6.1 mostra-se o comportamento da temperatura do ar na entrada da microturbina, antes e depois do resfriamento. A medição da temperatura foi realizada antes do ar chegar ao gerador elétrico da microturbina. Assim, nesta figura pode-se verificar que a temperatura do ar antes do resfriamento foi de 27,08 °C, e depois da primeira injeção de etanol/água está caiu para 23,06 °C, demonstrando a rápida evaporação do etanol no ar. Na

seguinte vazão injetada, a redução de temperatura foi de 1,27 °C chegando aos 21,79 °C. Já na região “D” (terceira vazão injetada), a temperatura alcançada foi de 21,24°C correspondente a uma queda de 0,55 °C. Na região “E” a temperatura chegou para os 20,75°C, e finalmente com a última vazão a temperatura caiu para 20,40 °C, dando uma queda total na temperatura entre 6 – 7 °C.

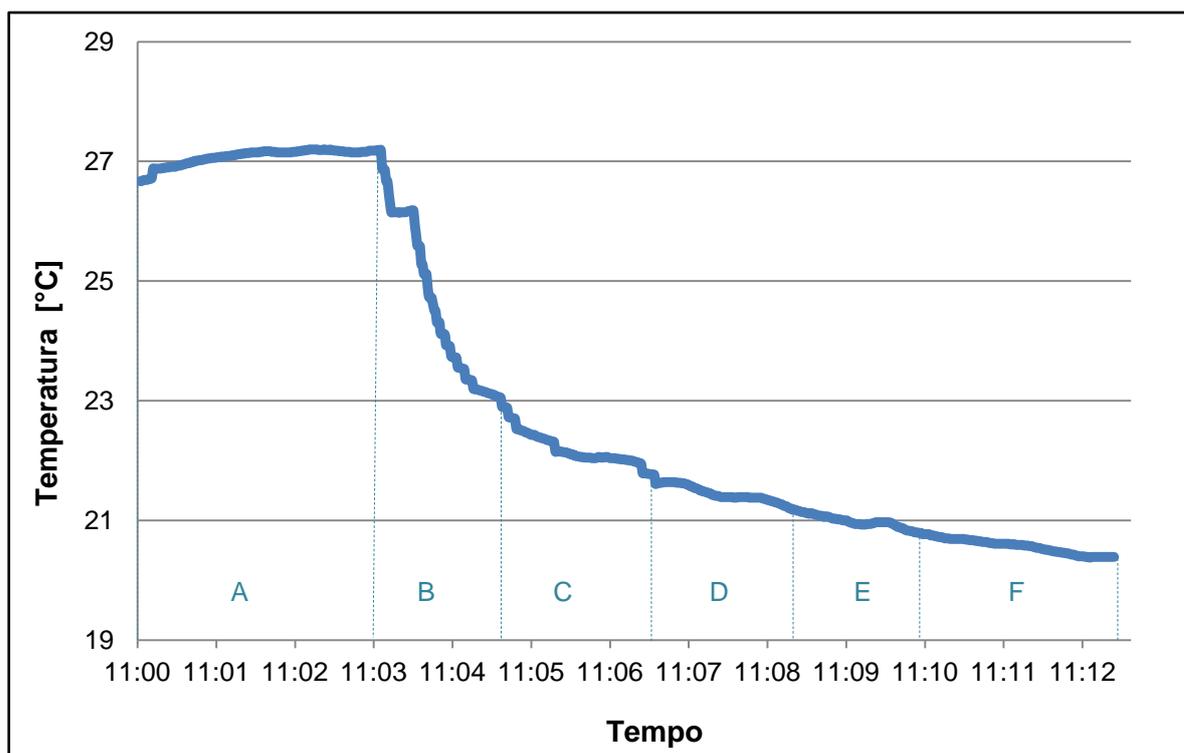


Figura 6.1 - Tendência da temperatura do ar de admissão antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.

Mostra-se na Figura 6.2 a tendência do consumo de gás natural pela microturbina. Inicialmente na região sem injeção o consumo de combustível estava em queda, e os dados não mostram o momento em que essa vazão mássica de gás natural fica estável ou constante, porém, testes experimentais anteriores com esta microturbina Capstone C30 a gás natural mostram um consumo médio de 0,00174 kg/s de gás natural para uma potência gerada de 25kW (CARVALHO, 2006).

Nesta mesma figura as regiões com resfriamento mostram uma redução de 0,00009kg/s de gás natural, porém, na última região a vazão de gás natural tende a subir de novo.

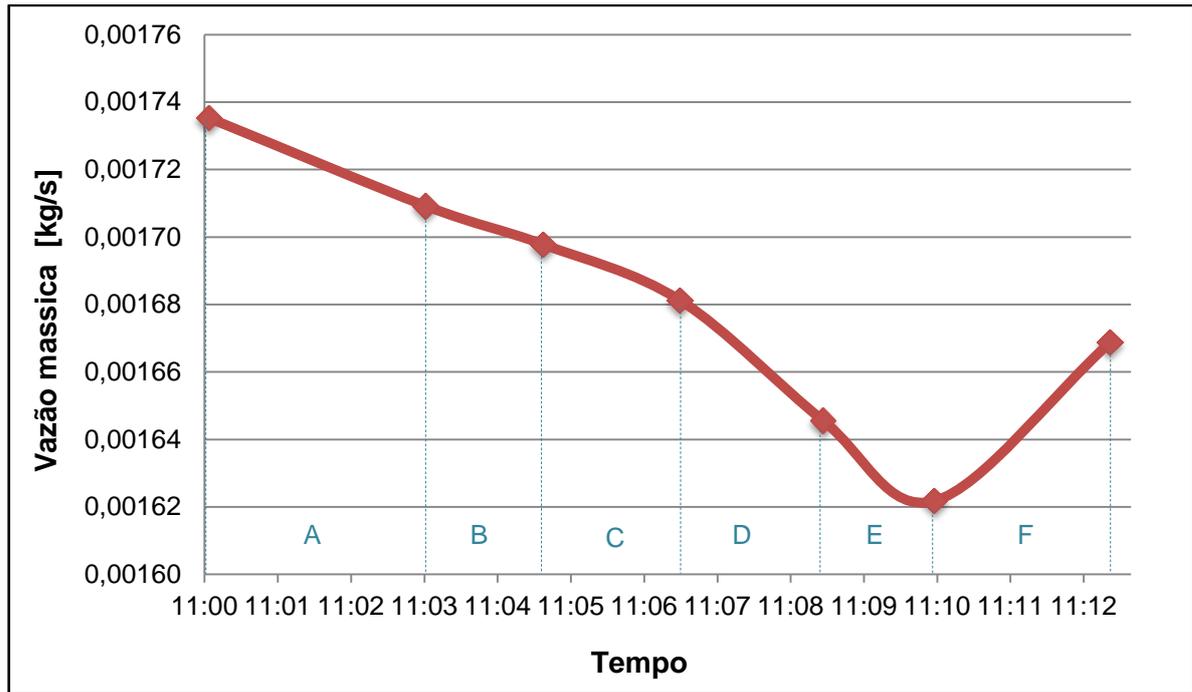


Figura 6.2 - Vazão mássica de gás natural antes e depois do resfriamento com mistura 50/50.

Segundo a literatura da área, em dias quentes as temperaturas elevadas do ar do meio ambiente na entrada de uma turbina a gás levam à diminuição na massa específica do ar, resultando em uma menor vazão mássica através da turbina, o que provoca uma queda na eficiência e potência do ciclo. É por esta razão que também se faz uma avaliação da vazão mássica e a massa específica do ar que entra na microturbina.

Nas Figuras 6.3 e 6.4 são descritos o incremento na vazão mássica de ar e na massa específica respectivamente, quando se diminuiu a temperatura do ar na entrada; pode-se verificar que o aumento da quantidade de ar, ocorre logo na primeira injeção da mistura e continua até atingir uma máxima na região E. No último estágio da injeção a vazão mássica de ar tende a cair, provavelmente pela influência da rotação, mas a massa específica do ar tende a crescer conforme continua o resfriamento.

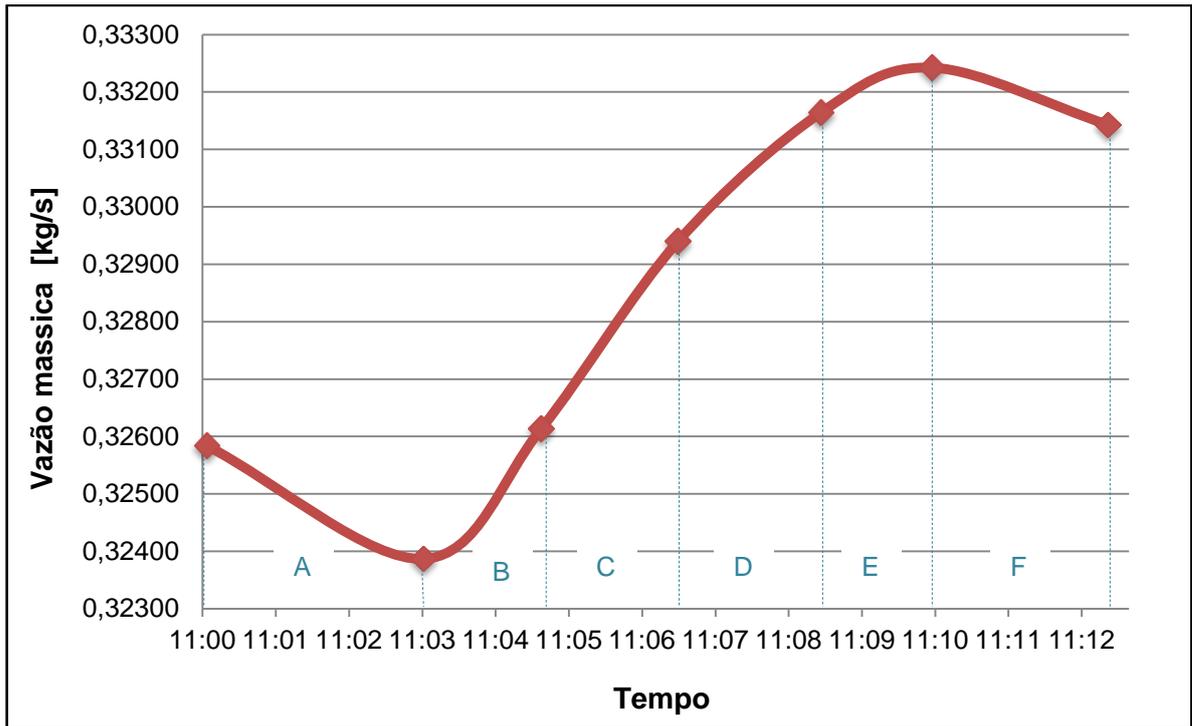


Figura 6.3 - Vazão mássica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.

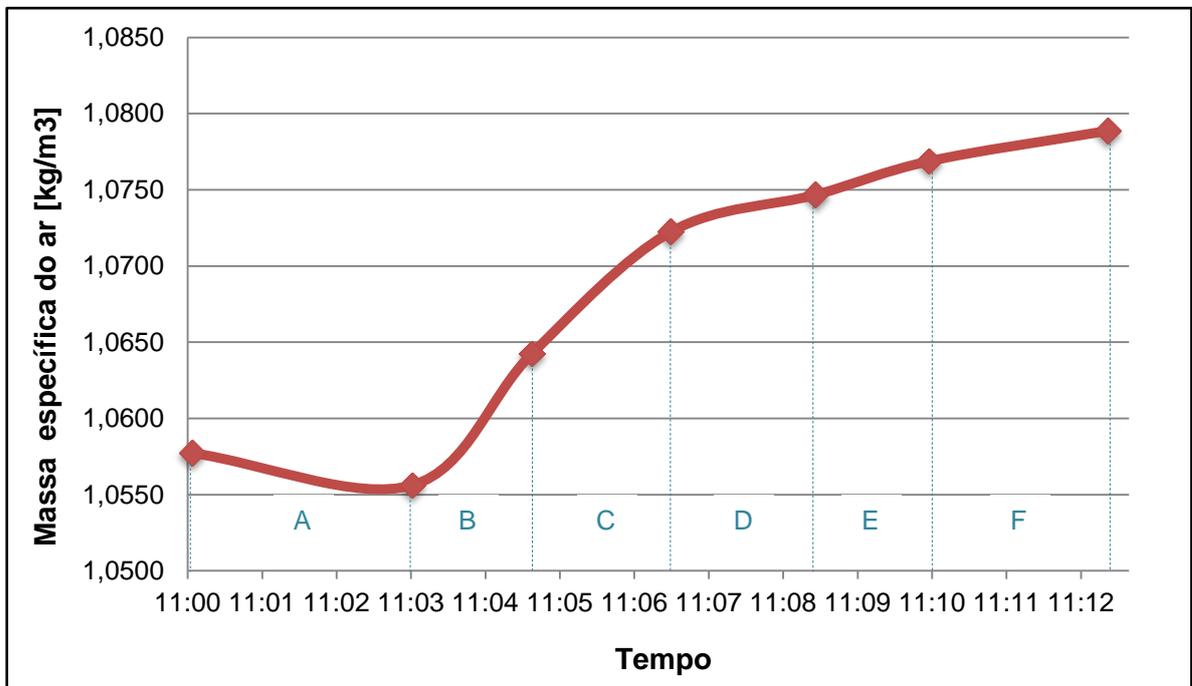


Figura 6.4 - Comportamento da massa específica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 50/50.

O último parâmetro avaliado neste ciclo com sistema de resfriamento por etanol/água é a eficiência do ciclo. Na Figura 6.5 é mostrado o comportamento variável que teve a eficiência do ciclo, inicialmente na região sem injeção a eficiência tinha uma queda, mas logo da primeira injeção é observado que a eficiência teve um ponto de inflexão e começa a subir gradualmente com a quantidade de etanol/água injetada até a região 'D', tendo nesse ponto a máxima eficiência alcançada, o qual vem a ser de 30,1%.

Resultados de testes experimentais anteriores com esta microturbina Capstone C30 a gás natural para potências próximas de 25 kW mostram uma eficiência de 27% (CARVALHO, 2006). A curva de eficiência mostrada na Figura 6.5 se mantém numa faixa de 29,7 a 30,1%, mostrando um ganho de 2 a 3% conseguido com este sistema de resfriamento. Este ganho é compreensível quando se considera uma redução no consumo de combustível e uma potência que se mantém pouco acima da definida (25 kW).

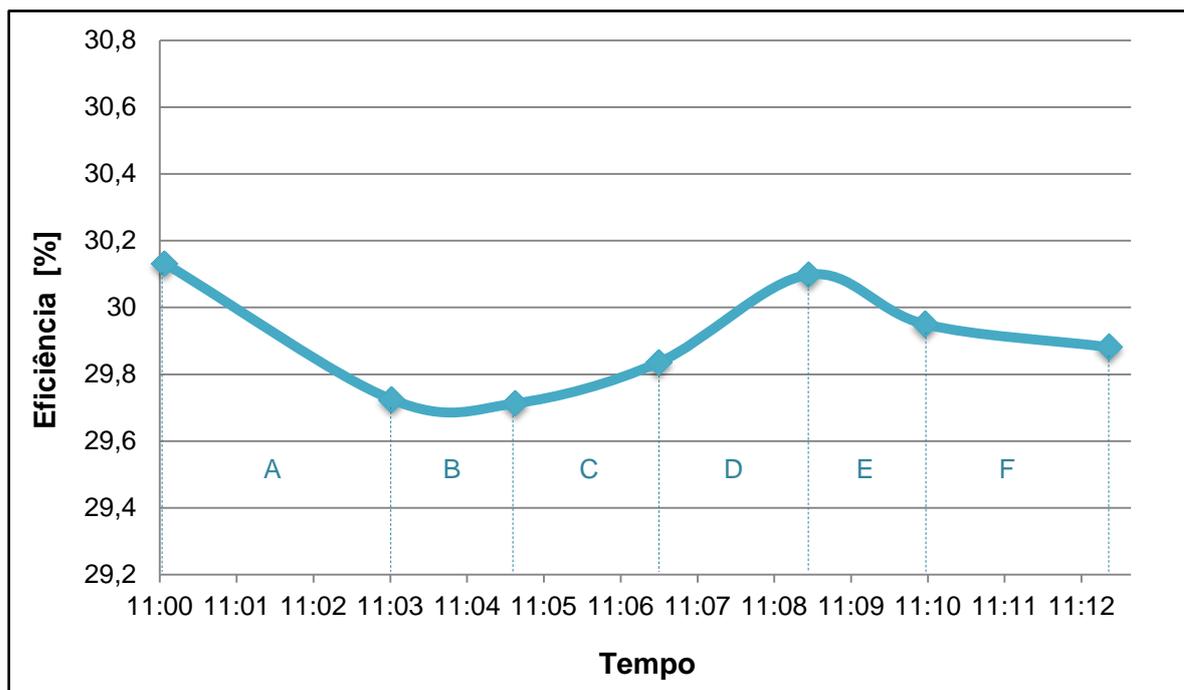


Figura 6.5 - Eficiência do ciclo com resfriamento por mistura 50/50 de etanol/água.

Alguns dos problemas observados na hora de realizar os testes com a mistura 50/50 foi que a válvula redutora de pressão congelava devido à diferença de pressão dentro do cilindro de gás natural e a pressão que se precisava na linha fornecimento de gás natural para a microturbina; uma diferença de 20 MPa para 400 kPa.

Também como foi mencionado no Capítulo 5, nos testes com esta mistura se teve uma perda de 45 ml de mistura etanol/água que ficou no dreno antes da entrada na microturbina.

6.3 Resultados com a mistura 70/30

Da mesma maneira, para a mistura 70/30 de etanol/água, a Tabela 6.2 descreve a vazão que representa cada uma das regiões marcadas por uma letra e delimitada pelas linhas pontilhadas. Uma diferença que se tem nestes testes é que somente se injetou até uma vazão igual ao da região 'E', ou seja, a máxima vazão injetada foi de 0,455 ml/s.

Tabela 6.2 - Vazão representada pelas regiões nos gráficos.

Regiões	Vazão da mistura 50/50 (ml/s)	PPM no dispositivo de nebulização
A	0,000	Sem injeção
B	0,123	1018
C	0,237	2000
D	0,347	3000
E	0,455	4000

Os testes com a mistura 70/30 de etanol/água foram realizados em um dia diferente aos dos testes com a mistura anterior, aonde as condições climáticas marcavam uma temperatura média de 27 °C, umidade relativa de 60% e uma pressão ambiente de 91 kPa.

Na Figura 6.6 é mostrada a temperatura do ar na admissão antes e depois do resfriamento, com esta mistura se teve uma redução de 27,40 °C para 19,45 °C, dando uma queda de temperatura de 7 – 8 °C. Na Figura 6.7 aprecia-se a tendência da vazão mássica de gás natural, a região sem injeção está mais estável, pelo qual pode-se avaliar melhor a redução do combustível nas regiões com resfriamento. Assim, na Figura 6.7 verifica-se uma redução de 0,00008 kg/s de gás natural, com tendência a continuar caindo.

No caso da vazão mássica de ar que entra na microturbina, o comportamento é similar ao caso anterior, no qual aumenta-se desde o começo da injeção da mistura de etanol/água. Observa-se uma diferença nas quantidades de ar entre as duas misturas, na mistura 50/50 tem-se uma vazão mínima de 0,324 kg/s e uma máxima de 0,3325 kg/s enquanto que na mistura

70/30 a vazão mínima é de 0,3143 kg/s e a máxima de 0,322 kg/s, o qual nem chega ao valor mínimo da mistura 50/50, porém, isto não influencia a potência, a qual se manteve constante.

Nas Figuras 6.8 e 6.9 mostram-se as mudanças na vazão mássica e na massa específica de ar, respectivamente, antes da entrada na microturbina para a mistura 70/30.

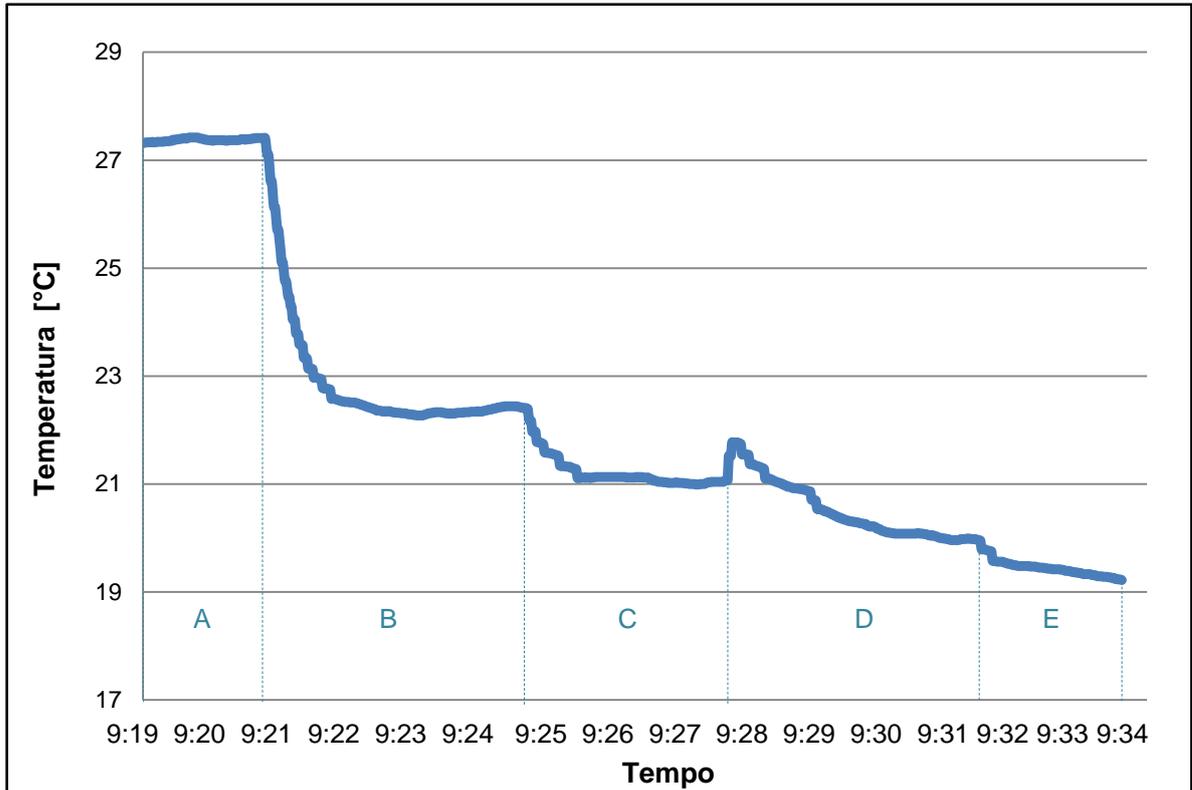


Figura 6.6 - Tendência da temperatura do ar de admissão antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.

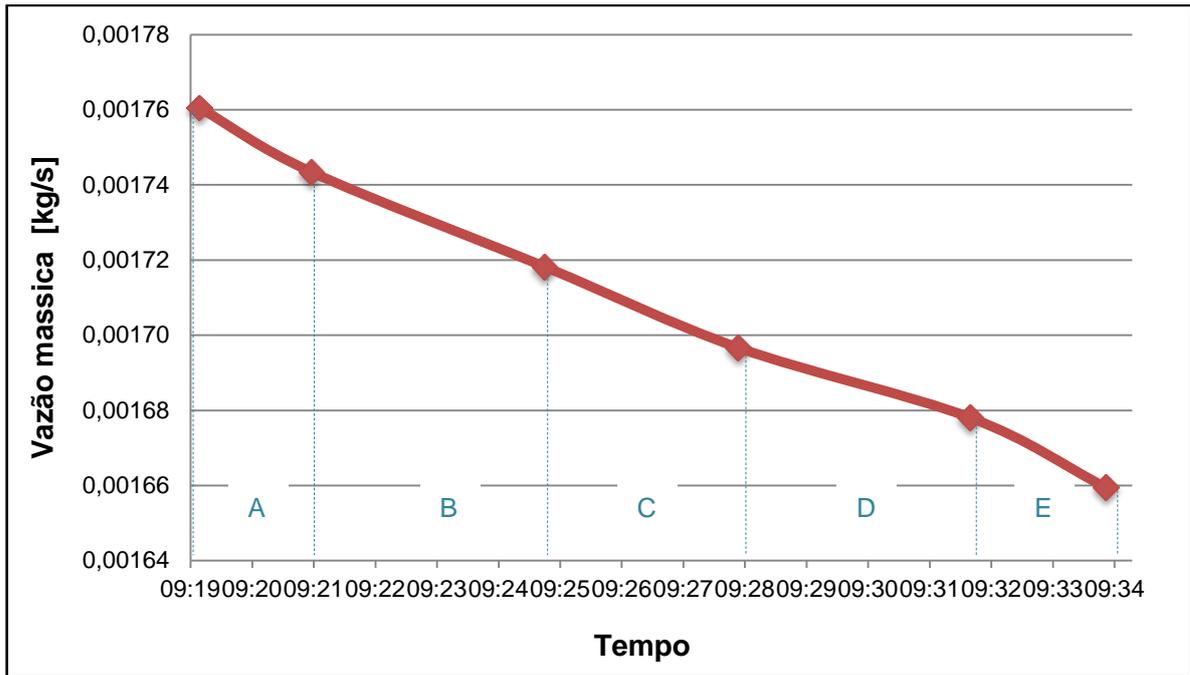


Figura 6.7 - Vazão mássica de gás natural antes e depois do resfriamento com mistura 70/30.

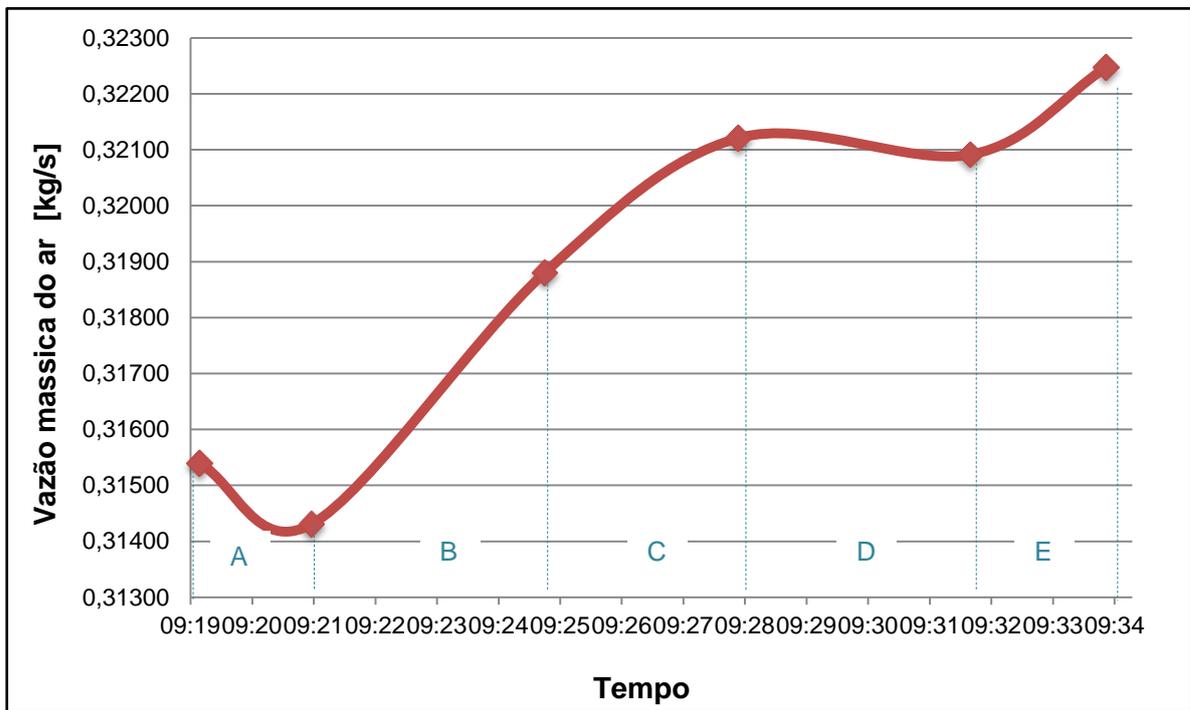


Figura 6.8 Vazão mássica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.

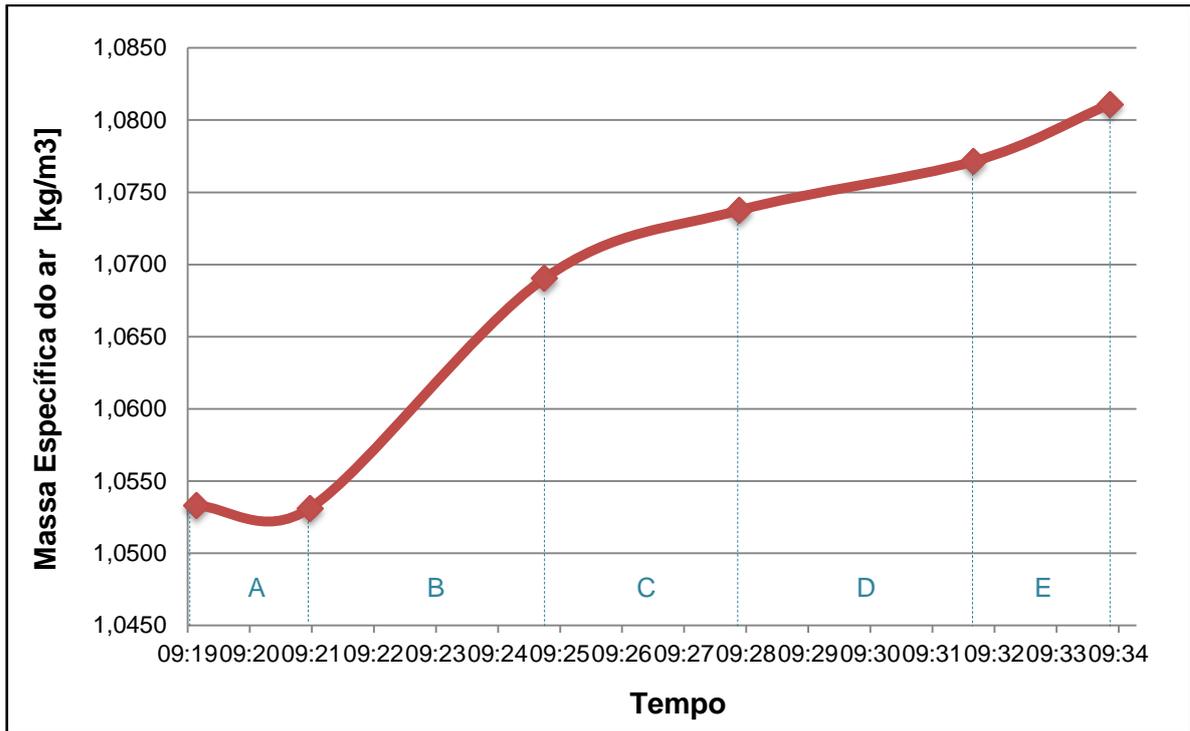


Figura 6.9 - Comportamento da massa específica do ar antes e depois do resfriamento com a mistura 70/30.

Por último, tem-se a Figura 6.10 que descreve a eficiência deste ciclo, pode-se verificar que a eficiência máxima é de 30,19%, e este valor é alcançado na região aonde se injeta maior quantidade de mistura etanol/água.

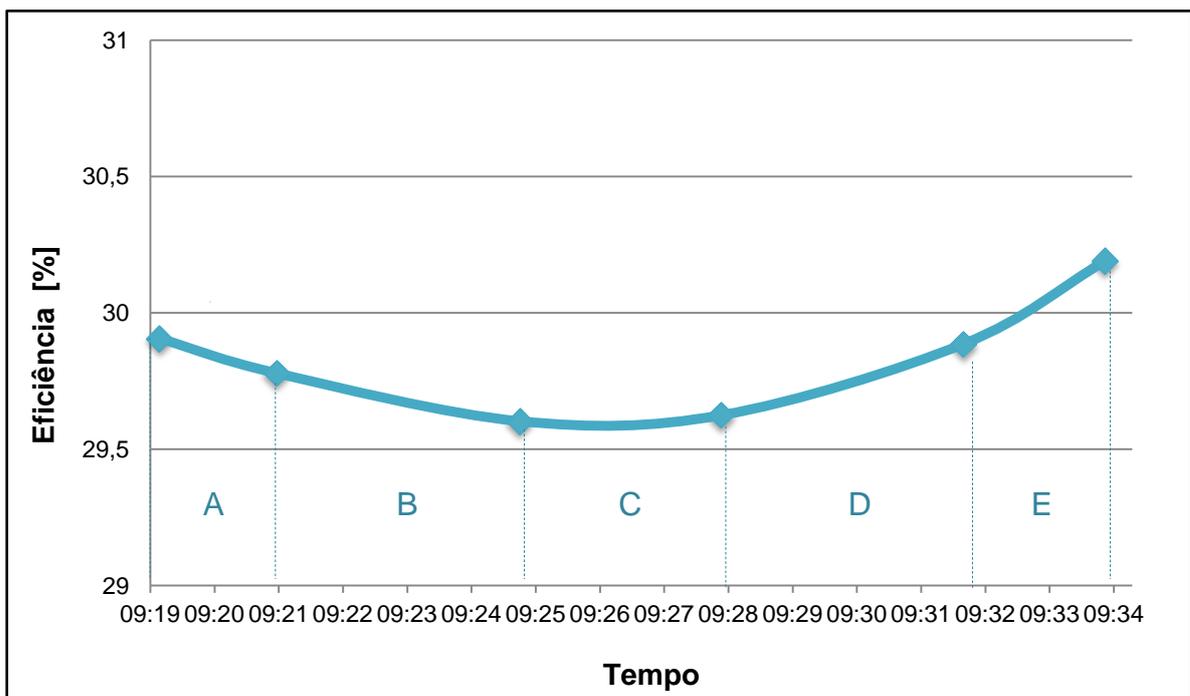


Figura 6.10 - Eficiência do ciclo com resfriamento por mistura 70/30 de etanol/água.

Nos testes com a mistura 70/30, para não ter o mesmo problema de congelamento na válvula redutora de pressão, adaptou-se um pequeno sistema de aquecimento que permitiu aquecer um pouco a válvula redutora e assim melhorar o fornecimento de gás natural à microturbina.

Também se teve outro tipo de problema com a microturbina, quando se realizava a injeção com uma vazão de 0,455 ml/s de mistura 70/30, ocorreu o fenômeno *surge* no compressor da microturbina e por razões de segurança decidiu-se parar os testes com esta mistura.

Tendo os resultados dos testes experimentais, pode-se fazer uma comparação com os resultados obtidos na modelagem do ciclo modificado. Deve-se lembrar que a modelagem foi realizada nas mesmas condições de operação com que a microturbina trabalhou durante os testes experimentais. Assim, resultados da modelagem do ciclo modificado tinham previsto uma potência de 29,59 kW e uma eficiência de 30,94%, que são valores superiores aos de um ciclo normal sem resfriamento. Nos testes experimentais tanto com a mistura 50/50 e 70/30 a potência se manteve numa faixa entre os 25,19 kW e 25,66 kW, sem apresentar maiores mudanças. Porém, a eficiência máxima conseguida nos testes experimentais com a mistura de 70/30 foi de 30,19% o qual ficou próximo do previsto na modelagem. Com a mistura 50/50 a máxima eficiência alcançada durante o resfriamento foi de 30,09%.

Outros parâmetros operacionais como as temperaturas e pressões nos diferentes pontos do ciclo se mantiveram próximos aos valores que apresenta um ciclo convencional, isto, devido a que foi observado que o ar resfriado no duto de admissão ao passar pelo gerador da microturbina aquecia novamente, alcançando uma temperatura de 30 °C e entrava no compressor com esta temperatura, pelo qual o comportamento da microturbina passa a ser como um ciclo sem resfriamento.

Capítulo 7

CONCLUSÕES

Na presente dissertação foi avaliado um sistema de resfriamento por evaporação de etanol na entrada de ar de uma microturbina a gás de 30 kW. Esta avaliação é feita por meio de uma análise termodinâmica e uma parte experimental.

Inicialmente realizou-se uma análise termodinâmica mediante uma modelagem informatizada, aonde o etanol puro é nebulizado e injetado na admissão de ar da microturbina de 30 kW. Os resultados da modelagem mostram as boas propriedades que o etanol tem para produzir resfriamento quando este é evaporado num ambiente quente. O resfriamento do ar produzido levou à redução no consumo de potência do compressor que é refletido na maior potência útil de saída e aumento da eficiência. Com o resfriamento conseguido de 14,42 °C na temperatura do ar de entrada da microturbina, conseguiu-se uma potência de saída de 29,59 kW que praticamente corresponderia ao valor da potência nominal em condições ISO da microturbina. A eficiência deste ciclo modificado também melhora, chegando a um valor de 30,94%. Também se verifica uma maior eficiência do regenerador, devido que a mistura etanol/ar chega com menor temperatura ao regenerador, absorve maior quantidade de calor dos gases quentes provenientes da turbina. Isto se vê refletido na menor temperatura dos gases de exaustão do ciclo modificado em comparação com o valor de um ciclo convencional.

Desta forma, ao verificar que a evaporação de etanol na entrada de ar de uma microturbina pode ter benefícios com ganhos na potência útil de saída e eficiência do ciclo, é que se procede a realizar os testes experimentais numa microturbina Capstone C30 de 30 kW.

Para realizar a evaporação e injeção do etanol na entrada de ar da microturbina, se projetou e montou um dispositivo de nebulização de etanol. Este dispositivo foi baseado no sistema de injeção de combustível de veículos automotores, pelo qual, vários dos componentes utilizados na construção do dispositivo são peças da indústria automotiva. O sistema de nebulização trabalha com uma pressão máxima de 400 kPa e vazões na faixa de 0,123 ml/s – 0,593 ml/s.

Realizou-se um cálculo aproximado da predição de limites de inflamabilidade do etanol numa certa temperatura e pressão de trabalho do ciclo, correspondente à região do regenerador da microturbina, e que neste caso representa o ponto crítico onde se tem a temperatura mais elevada antes de chegar à câmara de combustão. Neste ponto foi identificada a região onde se poderia ter inflamabilidade; mas, ao trabalhar em regime permanente e com uma geometria complexa como a que tem o regenerador, não foi possível determinar exatamente a vazão que esteja na faixa dos limites de inflamabilidade do etanol. Deve-se salientar que na literatura é indicado que precisa-se de um volume fixo e conhecido para realizar a predição dos limites de inflamabilidade.

Os testes experimentais foram realizados com misturas de etanol/água em percentagens em massa de 50/50 (50% de etanol e 50% de água) e 70/30 (70% de etanol e 30% de água), realizando a injeção gradualmente, começando com uma vazão mínima de mistura que o dispositivo de nebulização pode injetar, até uma vazão pouco menor da máxima possível.

Os resultados mostraram uma rápida evaporação do etanol no ar do meio ambiente. Nas datas em que se realizaram os testes, tinha-se uma temperatura média de 27 °C e umidade relativa de 70% com a mistura 50/50 e de 60% de umidade relativa com a mistura 70/30. Testes com a mistura 50/50 mostraram uma queda de temperatura de 6 a 7 °C, tendo na entrada do gerador da microturbina uma temperatura do ar de 20,40 °C. Com a mistura 70/30 a queda foi de 7 a 8 °C, resultando em uma temperatura do ar na entrada de 19,45 °C. A mistura 70/30 resfria um pouco mais pelo fato do ar estar a 60% de umidade relativa e menos

saturado, pelo que absorve mais mistura, além de que tem-se maior quantidade de etanol na mistura. Esses resultados na queda da temperatura demonstram que o etanol é um fluido adequado para produzir resfriamento, principalmente pelas propriedades que ele possui em termos de baixa pressão de vapor e elevadas entalpias de vaporização.

A potência de saída em ambas as misturas se manteve numa faixa entre os 25,19 kW e 25,66 kW com pequenos picos de subidas ou quedas; isto devido a que foi observado que o ar resfriado no duto de admissão ao passar pelo gerador da microturbina aquecia novamente, alcançando uma temperatura de 30 °C e entrava no compressor com esta temperatura, com o qual o comportamento da microturbina passa a ser como um ciclo sem resfriamento. Pode-se pensar também que a microturbina prioriza em manter esta potência de saída programada (25kW) e vai mudando outros parâmetros como a vazão de gás natural e vazão de ar que são os que mostram mudança nos seus valores nas regiões com resfriamento.

A eficiência máxima conseguida nos testes experimentais com a mistura de 70/30 foi de 30,19% o qual ficou próximo do previsto na modelagem. Com a mistura 50/50 a máxima eficiência alcançada durante o resfriamento foi de 30,09%. Resultados de testes anteriores com gás natural dão um valor de 27% de eficiência trabalhando a potências de 25 kW, pelo que se conclui que este ciclo com resfriamento tem um ganho de 2 a 3% na eficiência.

O consumo de gás natural para a combustão tem uma redução na vazão nos dois casos de teste, sendo maior no caso da mistura 70/30. Esta redução de combustível pode significar o ganho maior que tem este sistema de resfriamento, já que turbinas maiores consomem grandes quantidades de combustível por ano e uma economia refletida nessa menor vazão, pode significar uma grande economia em combustível por ano.

Alguns problemas que foram evidenciados durante a realização dos testes foram o congelamento na válvula redutora de pressão, por causa da queda de pressão que se precisa ter desde o cilindro de gás veicular utilizado, para a linha de fornecimento de gás para a microturbina. Por outro lado, ocorreu o fenômeno *surge* no compressor da microturbina quando se realizava os testes com a mistura 70/30. Este fenômeno pode ter acontecido porque a microturbina estava funcionando fora das condições de projeto.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O desenvolvimento deste trabalho resultou ser muito proveitoso, no entanto recomenda-se testar este sistema de resfriamento em uma turbina a gás de porte maior. Estas máquinas normalmente não têm um trocador de calor (regenerador) incorporado, como as microturbinas, e também porque as vazões de ar são maiores o que permitiria construir melhores sistemas de nebulização. Este aumento da escala levaria a injetar maiores vazões de etanol a pressões mais elevadas o que poderiam reduzir o tamanho de gota e levar a uma evaporação mais rápida e conseqüentemente a um melhor processo de resfriamento.

Recomenda-se desenvolver uma modelagem que permita encontrar uma relação para calcular a vazão mássica de etanol que esteja dentro dos limites de inflamabilidade para ter melhores resultados e ter mais segurança na hora da injeção.

Também seria interessante fazer um estudo econômico sobre os custos na economia de gás natural que se pode conseguir com a aplicação deste sistema de resfriamento, comparado com os custos do etanol e a implementação do sistema numa turbina a gás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGÊNCIA DE NOTÍCIAS “AGÊNCIA ESTADO”, (2011);** Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Usina_Termel%C3%A9trica_de_Juiz_de_Fora>, acessado em 05 de março de 2015.
- Al-Bortmany, J. N. (2002);** “Assessment of aqua-amonia refrigeration for pre-cooling gas-turbine inlet air”, In: Proceedings of ASME Turbo Expo, Amsterdam, The Netherlands, pp. 3 – 6.
- Al-Ibrahim, A. M.; Varnham, A. (2010);** “A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1879 – 1888.
- Alfaro–Ayala, J. A.; Gallegos–Muñoz, A.; Riesco–Ávila, J. M.; Elizalde–Blancas, F.; Mendoza–Covarrubias, C. (2012);** “Análisis de un ciclo de potencia utilizando diferentes combustibles”, Memorias del XVIII Congreso Internacional Anual de la SOMIM, Salamanca, Guanajuato, México, pp. 5 – 13.
- Ameri, M.; Hejazi, S. H.; Montaser, K. (2005);** “Performance and economic of the thermal energy storage systems to enhance the peaking capacity of the gas turbines”, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 241 – 251.
- American Society of Heating (2008);** “Refrigerating and air-conditioning engineers”, ASHRAE Handbook, Atlanta: HVAC Systems and Equipment.
- ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) (2012), Legislação;** Disponível em <http://www.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>. Acesso em: 14 outubro 2014.
- Andrepoint, J. S.; Steinmann, S. L. (1994);** “Summer peaking capacity via chilled water storage cooling of combustion turbine inlet air”, In: Proceedings of the American Power Conference, Chicago, Illinois, pp. 1345 – 1350.

ASME PTC 22 – 2005 (2006), “Gas Turbines: Performance test codes”, Revisión of ASME PTC 22 – 1997 (R2003).

Astbury, G. R. (2008); “A review of the properties and hazards of some alternative fuels”, Process Safety and Environment Protection 86, pp. 397 – 414.

Barbosa, F. W. P.; Azevedo, S. A. C. (2013); “Geração distribuída: vantagens e desvantagens”, II Simpósio de Estudos e Pesquisas em Ciências Ambientais na Amazônia, Brasil, novembro 2013, Disponível em: http://www.feam.br/images/stories/arquivos/mudnacaclimatica/2014/artigo_gd.pdf, Acesso em: 16 de agosto de 2014.

Bardon, M. F. (1982); "Modified Brayton Cycles Utilizing Alcohol Fuels" In: Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 341-348.

Bona, F. S.; Ruppert Filho, E. (2005); “As Microturbinas e a Geração Distribuída”, Material Didático, Disponível em: <http://www.demic.fee.unicamp.br/~siqueira/IE327/Trabalho%2053.pdf>, Acesso em: 12 de agosto de 2014.

Boonnasa, S.; Namprakai, P.; Muangnapoh, T. (2006); “Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller”. Energy 31, pp. 2036 – 2046.

Brandes, E.; Ural E. (2008.); "Towards a Global Standard for Flammability Determination." Loss Prevention Science and Technologies Inc., Loss Prevention Symposium.

Brown, D. R. (2000); “Thermal energy storage space cooling technology for reducing on-peak electricity demand and cost”, Federal Technology Alert, US-DOE.

Brown, D. R.; Katipamula, S.; Koynenbelt, J. H. (1996); “A Comparative Assesment of Alternative Combustion Turbine Cooling System”.

Capstone Turbine Corporation (2003); “Capstone Microturbina User’s Manual”, Chatsworth, California.

- Capstone Turbine Corporation (2004);** “Technical Reference Grid Connect Operation – Capstone Model C30 and C60/C65”. Chatsworth, California.
- Capstone Turbine Corporation (2006);** “Capstone MicroTurbine Soluciones Energéticas”, Apresentação in: XII Seminario de Ahorro de Energía Cogeneración y Energia Renovable.
- Carvalho, H. M. (2006);** “Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo”; Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- Centro de Gestão e Estudos Estratégicos, (2010);** “Biocombustíveis aeronáuticos: progressos e desafios”, Serie de Documentos Técnicos, Brasília.
- Chaker, M.; Meher–Homji, C. B.; Mee III, T. R. (2002a);** “Inlet fogging of gas turbine engines e Part A: fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical considerations” In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Junho 3–6, Amsterdam, The Netherlands.
- Chaker, M.; Meher–Homji, C. B.; Mee III, T. R. (2002b);** “Inlet fogging of gas turbine engines e Part B: fog droplet sizing analysis, nozzle types, measurement and testing”, in: Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3–6, Amsterdam, The Netherlands.
- Cohen, H.; Rogers, G. F. C.; Saravanamuttoo, H. I. H. (1983);** “Teoria de las Turbinas a gás”, segunda edición.
- Colantoni, S.; Della Gatta, S.; De Prosperis, R.; Russo, A.; Fantozzi, F.; Desideri, U. (2009);** “Gas Turbines Fired With Biomass Pyrolysis Syngas: Analysis of the Overheating of Hot Gas Path Components”, In: ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air; Orlando, Florida, USA; pp. 389 – 398.
- Coronado, C. J. R.; Carvalho Jr, J. A.; Andrade, J. C.; Mendiburu, A. Z.; Cortez, E. V.; Carvalho, F. S.; Gonçalves, B.; Quintero, J. G. C.; Gutierrez. E. I. V.; Da Silva, M. H.; Santos. J. C.; Nascimento, M. A. R. (2014.);** “Flammability Limits of Hydrated and Anhydrous Ethanol at Reduced Pressures in Aeronautical Applications”, In: Journal of Hazardous Materials, Vol. 280, pp. 174 – 184.

- Coronado, C. J. R.; Carvalho Jr, J. A.; Andrade, J. C.; Cortez, E. V.; Carvalho, F. S.; Santos. J. C.; Mendiburu, A. Z.; (2012);** “Flammability limits: A review with emphasis on ethanol for aeronautical applications and description of the experimental procedure”, In: Journal of Hazardous Materials, Vol. 241 – 242, pp. 32 – 54.
- Cortes, C. R.; Willems, D. (2003);** “Gas turbine inlet air cooling techniques: an overview of current technologies”, In: POWER-GEN International, Las Vegas, Neva, USA.
- Costa, M. D. (2010);** “Aspectos Técnicos e Operacionais do uso de Microturbinas Conectadas aos Sistemas Elétricos para a Geração Distribuída de Energia Elétrica”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Maria.
- Cross, J. K.; Beckman, W. A.; Mitchell, J. W.; Reindl, D. T.; Knebel, D. E. (1995);** “Modeling of hybrid combustion turbine inlet air cooling systems”, Transactions of the American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers 101, pp. 1335 – 1341.
- Donaldson Company (2005);** “Cooling Inlet Air Improves Turbine Output”, Disponível em: <http://www.emea.donaldson.com/en/gasturbine/support/datalibrary/063289.pdf>, acessado em 28 de janeiro de 2015.
- El-Hadik, A. A. (1993);** “The impact of atmospheric conditions on gas turbine performance” In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 112, pp. 590 – 596.
- EXCEN** “Eficiência Energética: Fundamentos e Aplicações” 1ª Edição, 2012, Disponível em: http://www.elektro.com.br/Media/Default/DocGalleries/Eficientiza%C3%A7%C3%A3o%20Energ%C3%A9tica/Livro_Eficiencia_Energetica.pdf. Acesso em: 19 de janeiro de 2015.
- Farzaneh–Gord , M.; Deymi–Dashtebayaz, M. (2011);** “Effect of various inlet air cooling methods on gás turbine performance”, Energy, Vol. 36, pp. 1196 – 1205.
- Farret, F. A.; Simões, M. G. (2006);** “Integration of Alternative Sources of Energy” Wiley-IEEE Press 1 Ed, Vol. 1, 504p, New York, USA.

- Gomes, E. E. B. (2002);** “Análise Técnico-econômica e Experimental de Microturbinas a Gás Operando com Gás Natural e Óleo Diesel”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- Gordon, R. L.; Markides, Ch. N.; Mastorakos, E. (2011);** “Autoignition of Liquid Fuel Droplets in a Turbulent Cross-Flow of Air”, In: 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, 4 - 7 January, Orlando, Florida.
- Gupta, K. K.; Rehman, A.; Sarviya, R. M. (2010);** “Bio-fuels for the gas turbine: A review”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, pp. 2946 – 2955.
- Ingistov, S.; ARCO/WCC (2000);** “Fog system performance in power augmentation of heavy duty power generating gas turbines model 7EA”, In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Maio 8–11, Munich.
- Johnson, R. S. (1988);** “The theory and operation of evaporatives coolers for industrial gas turbine installations”, In: ASME Gás turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Amsterdam Proceedings, New York, (88-GT-41).
- Kallenberg, A. (2013);** “Liquid bio fuels for gas turbines”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Física, Division of Thermal Power Engineering Department of Energy Sciences Faculty of Engineering, Universidade Lund.
- Lefebvre, A. H. (1989);** “Atomization and Sprays”, Taylor e Francis.
- Li, Z.; Gong, M.; Sun, E.; Wu, J.; Zhou Y. (2011);** "Effect of low temperature on the flammability limits of methane/nitrogen mixtures", Energy 36(9), pp. 5521 – 5524.
- Liebendorfer, K. M.; Andrepont, J. S. (2005);** “Cooling the hot desert wind: turbine inlet cooling with thermal energy storage (TES) increases net power plant output 30%”, In: Proceedings of ASHRAE Annual Meeting, pp. 545 – 550.
- Liedtke, O.; Schulz, A. (2003);** “Development of a new lean burning combustor with fuel film evaporation for a micro gas turbine”, Experimental Thermal and Fluid Science 27, pp. 363 – 369.

- Liss, W. E. (1999);** “Natural Gas Power Systems for the Distributed Generation Market”, Power-Gen International ‘99 Conference, New Orleans, Louisiana, USA.
- Lugo-Leyte, R.; Zamora-Mata, J. M.; Toledo-Velásquez, M.; Salazar-Pereyra, M.; Torres-Aldaco, A. (2009);** “Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wáter environment”, Energy.
- MacCracken, C. D. (1994);** “Overview of the progress and the potential of thermal storage in off-peak turbine inlet cooling”, ASHRAE Transactions 100, pp. 569 – 571.
- Maldonado, M. A. R. (2005);** “Modelagem e simulação do sistema de controle de uma microturbina a gás”, Dissertação de Mestrado, Ciências em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 149p.
- Maldonado, M. A. R. (2010);** “Desenvolvimento de modelos matemáticos representativos do comportamento dinâmico de microturbinas para a conexão na rede elétrica”, Dissertação de Doutorado, Ciências em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 222p.
- Marmentini, B. V. M. (2010);** “Determinação experimental de limites de inflamabilidade e temperatura de autoignição de petro e biocombustíveis em tubo de combustão”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química, Universidade Federal do Paraná.
- Mee Industries Inc.;** Disponível em: <http://www.meefog.com/technology/system-overview/>, acessado em 29 de janeiro de 2015.
- Meher-Homji, C. B.; Mee III, T. R. (1999);** “Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air” In: Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium, Houston, Texas.
- Meher-Homji, C. B.; Mee III, T. R. (2000a);** “Inlet fogging of gas turbine engines, Part A: Theory, psychometrics and fog generation”, In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Maio 8–11, Munich.
- Meher-Homji, C. B.; Mee III, T. R. (2000b);** “Inlet fogging of gas turbine engines: Part B: practical considerations, control and O&M aspects”, In: Proceedings of ASME Turbo Expo 2000, Maio 8–11, Munich.

- Moliere, M.; Vierling M.; Aboujaib, M.; Prashant, P.; Aditya, E.; Campbell, A.; Trivedi, R.; Nainani, A.; Roy, S.; Pandey, N. (2009);** “Gas turbines in alternative fuel applications: bioethanol field test” In: Proceedings of the ASME Turbo Expo, GT2009 – 59047, Orlando, Florida, USA.
- Nabati, H.; Soltani, M.; Hosseini, R.; Ameri, M. (2003);** “Technical and economic assessment of the inlet air cooling system application for power augmentation in the hot seasons for Ray power plant Fiat gas turbine units”, In: Proceeding of 18th PSC conference, Tehran-Iran, pp. 203 – 213.
- Nascimento, M. A. R.; Santos E. C. (2012);** “Performance and Emission Experimental Evaluation and Comparison of a Regenerative Gas Turbine Using Ethanol as Fuel” In: Proceedings of the ASME 2012, Turbine Technical Conference & Exposition ASME TURBO EXPO, Copenhagen, Denmark.
- NIST (National Institute of Standards and Technology);** Disponível em: <http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C64175&ask=4>.
- Novgorodcev, A. R. J.; Daemon, R. C. de O. (2013);** “Avaliação do desempenho, emissões e desgaste de uma turbina a gás operando com etanol”, Anais do VII Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica (VII CITENEL), 05 a 07 de agosto, Rio de Janeiro, Brasil.
- Omidvar, B. (2001);** “Gas turbine inlet air cooling system”, The 3rd Annual Australian Gas Turbine Conference, Melbourne, Australia. Disponível em: http://www.albadronline.com/oldsite/books/49_GasTurbineInlet.pdf, acessado em 28 de janeiro de 2015.
- Pier, J. R. (1999);** “Comparisons of bio-fuels in high speed turbine locomotives: emissions, energy use and cost”, Transportation Research Board Annual Meeting.
- Quintero, J. G. C. (2013);** “Determinação experimental e predição dos limites de inflamabilidade do etanol anidro e hidratado para uso na indústria aeronáutica”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, 169 p.
- Rosa, J. S. (2014);** “Estudo de um motor ciclo diesel monocilíndrico bi-combustível”, Dissertação de Mestrado, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, 102 p.

- Santos, A. P. P. (2012);** “Thermodynamic analysis of gás turbine cycle using inlet air cooling methods”, Dissertação de Mestrado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São Jose dos Campos, 104p.
- Sakatsume, H. F. (2004);** “Uso de cogeração no setor residencial: a aplicação de mini e micro-cogeradores a gás natural”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Sarathy, S. M.; Obwald, P.; Hansen, N.; Kohse-Höinghaus, K. (2014);** “Alcohol combustion chemistry”, Progress in Energy and Combustion Science 1– 63.
- Semião, V.; Andrade, P.; Carvalho, M. da G. (1996);** “Spray characterization: numerical prediction of Sauter mean diameter and droplet size distribution”, Elsevier Science Ltd., Fuel Vol. 75, N° 15, pp. 1707 – 1714.
- Sierra, G. A. (2008);** “Teste experimental e análise técnica-econômica do uso de biocombustíveis em uma microturbina a gás de ciclo regenerativo”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.
- Sigler, J.; Erickson, D.; Perez-Blanco, H. (2001);** “Gas turbine inlet air cooling using absorption refrigeration: a comparison based on a combined cycle process”, In: ASME Turbo Expo 2001, New Orleans Proceedings, New York: ASME, (2001 – GT – 0408).
- Soares, C. (2007);** “Microturbines, Applications for Distributed Energy Systems”.
- Suryan, A.; Yoon, Y. K.; Kim, D. S.; Kim, H. D. (2011);** “Experimental investigations on impaction pin nozzles for inlet fogging system”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 25, No. 4, pp. 839 – 845.
- Technology Characterization, (2008);** “Microturbines”, Disponível em: http://www.academia.edu/5758117/Technology_Characterization_Microturbines_Prepared_for_Environmental_Protection_Agency_Combined_Heat_and_Power_Partnership_Program_Washington_DC, acessado em 15 fevereiro de 2015.
- TICA (Turbine Inlet Cooling Association), (2014);** Disponível em: <http://www.turbineinletcooling.org/>, acessado em 11 de abril de 2014.

TICA (Turbine Inlet Cooling Association), (2013a); Disponível em: http://www.tas.com/images/Turbine_Inlet_Chilling_101_Presentation_for_TICA.pdf, acessado em 15 de abril de 2014.

TICA (Turbine Inlet Cooling Association), (2013b); Disponível em: http://www.turbineinletcooling.org/webinars/TICAWebinar5_021313TES.pdf, acessado em 15 de abril de 2014.

TICA (Turbine Inlet Cooling Association), (2013c); Disponível em: http://www.turbineinletcooling.org/webinars/TICAWebinar7_062013HybridSystems.pdf, acessado em 15 de abril de 2014.

Usina Termelétrica de Juiz de Fora, Disponível em: http://pt.wikipedia.org/wiki/Usina_Termel%C3%A9trica_de_Juiz_de_Fora, acessado em 17 de janeiro de 2015.

Vahid, E.; Mohamad, M.; Ehsan E. B.; Mehdi B.; “Performance improvement of simple cycle gas turbine by using fogging system as intake air cooling system”, Reference No. MEMEC-07-118.

Verma, S. S. (2004); “Low temperature oxidation of ethanol”, Indian Journal of Chemical Technology, Vol. 11, pp 410 – 422.

White, C.; Raghu, S.; Giannotti, G.; Giannotti, H. (1996); “Power boost of gas turbines by inlet air cooling”, In: Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp. 725 – 729.

Xie, T. (2004); “Electrochemical corrosion effects of ethanol based fuel on general aviation aircraft fuel system components”.

Yaws, C. L. (1999); “Chemical Properties Handbook”, McGraw-Hills.

Zabetakis, M. G. (1965); “Flammability Characteristics of Combustible Gases and Vapors”, U.S. Department of the Interior, Bureau of Mines.

Apêndice A

ALGORITMO DA MODELAGEM TERMODINÂMICA DA NEBULIZAÇÃO DE ETANOL NA ENTRADA DO COMPRESSOR DE UMA MICROTURBINA A GÁS DE 30 KW

```
%PROGRAMA PARA INJEÇÃO DE ETANOL NA ENTRDA DE UMA MICROTURBINA A GÁS %%  
%MAESTRIA EM ENGENHARIA MECÂNICA - UNIFEI %%
```

```
close all  
clear all  
clc
```

```
%% CALCULO DO NUMERO DE MOLES DOS REAGENTES E PRODUTOS %%
```

```
% Combustão de Etanol + Gás Natural%
```

```
% [0,17(C2H6O) + 0,83(a*CH4+b*C2H6+c*C3H8+d*C4H10+e*C4H10)] + alfa*na(O2+3,76N2) -> nn(CO2)  
+mm/2(H2O) + ((na+0.5)-(nn+mm/4))O2 + na*3.76(N2)%
```

```
% Composição do Gás Natural
```

```
a = 0.9687; %CH4 (METANO)  
b = 0.0285; %C2H6 (ETANO)  
c = 0.0024; %C3H8 (PROPANO)  
d = 0.0003; %C4H10 (BUTANO)  
e = 0.0001; %C4H10 (ISOBUTANO)
```

```
nn = 0.83*(1*a+2*b+3*c+4*d+4*e) + 2*0.17;
```

```
mm = 0.83*(4*a+6*b+8*c+10*d+10*e) +6*0.17;
```

```
nf = 1; % [mol], Número de moles de etanol e gás natural%
```

```
alfa = 1; % Excesso de ar%
```

```
na = (alfa)*(nn+mm/4-0.17) % [mol], Número de moles de ar%
```

```
nCO2 = nn % [mol], Número de moles de dióxido de carbono%
```

```
nH2O = (mm/2) % [mol], Número de moles de vapor de água%
```

```
nN2 = (na*3.76) % [mol], Número de moles de nitrogênio%
```

```
nO2 = ((na+0.17)-(nn+mm/4)) % [mol], Número de moles de excesso de ar%
```

```
%% EVAPORADOR %%
```

```
syms T1a
```

```
VF1 = 0;
```

```
T1 = 298; % [K], Temperatura de entrada no evaporador%
```

```
P1 = 101.325; % [kpa], pressão atmosférica e no evaporador%
```

```
% Equação de Trabalho no Evaporador%
```

```
% w = Har1a_Har1+nf*(hgl1a-hg1)+nf*hfg1*(VF1a-VF1)+nf*hfg1-nf*hgl1a-nf*VF1a*hfg1+nf*VF1a*hfg1a %
```

```
w = (na*29.526*(T1a-T1) + nN2*29.342*(T1a-T1) + na*(-8.8999e-3/2)*(T1a^2-T1^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T1a^2-T1^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T1a^3-T1^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T1a^3-T1^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T1a^4-T1^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T1a^4-T1^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T1a^5-T1^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T1a^5-T1^5)) + nf*(27.091*(T1a-T1) + (1.1055e-1/2)*(T1a^2-T1^2) + (1.0957e-4/3)*(T1a^3-T1^3) + (-1.5046e-7/4)*(T1a^4-T1^4) + (4.6601e-11/5)*(T1a^5-T1^5)) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989)*((na*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100))-VF1) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*na*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100))*50430*exp((-0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989) + nf*na*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989);
```

```
dw = diff(w,T1a);
```

```
tol = 0.000001;
```

```
error = 50;
```

```
T1a = T1;
```

```
n = 0;
```

```
disp(' RESULTADOS DO EVAPORADOR ')
```

```
disp('          ')
```

```
disp(' n    T1a    error  ')
```

```
while (error>tol)
```

```
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T1a, error);
```

```
    n = n+1;
```

```
    y = subs(w, T1a);
```

```
    z = subs(dw, T1a);
```

```
    T1a = T1a-y/z;
```

```
    error = abs( y );
```

```
end
```

```
Pf1a = (10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100 % Pressão do vapor de combustível na saída do evaporador
```

```
VF1a = na*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100)) % Fração de vapor de combustível na saída do evaporador
```

```
V = (VF1a*nf*8.314*T1a/Pf1a)/1000 % Volume da mistura
```

Pa1a = (na*8.31447*T1a/V)/1000 % Pressão do ar na saída do evaporador
 PT1a = Pa1a+Pfla % Pressão total na saída do evaporador

%% COMPRESSOR %%

syms T2s

r = 4; % Relação de pressão%

R = 8.314; % [J/mol K], Constante Universal dos Gases%

% f = Sa2s_Sa1a + nf*(Sg2s_Sg1a) + nf*Sfg1a*(VF2s-VF1a) + nf*Sfg1a-nf*Sfg2s-nf*VF2s*Sfg1a +
 nf*VF2s*Sfg2s % Equação (29)

f = ((na*29.526*log(T2s/T1a) + nN2*29.342*log(T2s/T1a) + na*(-8.8999e-3)*(T2s-T1a) + nN2*(-3.5395e-3)*(T2s-T1a) + na*(3.8083e-5/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(1.0076e-5/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(-3.2629e-8/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(-4.3116e-9/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(8.8607e-12/4)*(T2s^4-T1a^4) + nN2*(2.5935e-13/4)*(T2s^4-T1a^4) - na*R*log(r)-nN2*R*log(r)) + nf*(27.091*log(T2s/T1a) + 1.1055e-1*(T2s-T1a) + (1.0957e-4/2)*(T2s^2-T1a^2) + (-1.5046e-7/3)*(T2s^3-T1a^3) + (4.6601e-11/4)*(T2s^4-T1a^4) - R*log(r) + nf*((50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)/T1a)*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))-VF1a) + nf*(50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)/T1a-nf*(50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9)*(1-s/513.9)^0.4989)/T2s - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*((50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)/T1a) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*((50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989)/T2s));

df = diff(f,T2s);

tol = 0.000001;

error = 50;

T2s = T1a;

n = 0;

disp(' ')
 disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO COMPRESSOR ISENTROPICO ')
 disp(' ')
 disp(' n T2s error ')
 while (error>tol)
 fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T2s, error);
 n = n+1;
 u = subs(f, T2s);
 v = subs(df, T2s);
 T2s = T2s-u/v;
 error = abs(u);
 end

T2s

Pf2s = (10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100 % Pressão do combustível na saída do compressor isentrópico

VF2s = na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)) % Fração de vapor do combustível na saída do compressor isentrópico

syms T2

Nc = 0.80; % Rendimento do Compressor

% Wcis = Har2s_Har1a+nf(hg2s-hg1a) + nf*hfg1a*(VF2s-VF1a) + nf*hfg1a - nf*hfg2s - nf*VF2s*hfg1a +
 nf*VF2s*hfg2s % Trabalho Isentrópico do Compressor

```

wcis = (na*29.526*(T2s-T1a) + nN2*29.342*(T2s-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2s^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2s^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2s^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2s-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2s^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2s^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2s^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)*((na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp(((0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989)

```

```

wcis = subs(wcis, T2s)

```

```

% Trabalho Real do Compressor

```

```

% wc = na(har2-har1a)+nf(hg2-hg1a)+nf*hfg1a*(VF2-VF1a)+nf*hfg1a-nf*hfg2-nf*VF2*hfg1a+nf*VF2*hfg2

```

```

f1 = (((na*29.526*(T2-T1a) + nN2*29.342*(T2-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)*((na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp(((0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989))*Nc-((na*29.526*(T2s-T1a) + nN2*29.342*(T2s-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2s^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2s^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2s^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2s-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2s^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2s^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2s^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)*((na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp(((0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989)));

```

```

df1 = diff(f1,T2);

```

```

tol = 0.000001;

```

```

error = 50;

```

```

T2 = T2s;

```

```

disp(' ')

```

```

disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO COMPRESSOR REAL ')

```

```

disp(' ')

```

```

n = 0;

```

```

disp(' n T2 error ')

```

```

while (error>tol)

```

```

    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T2, error);

```

```

    n = n+1;

```

```

    o = subs(f1, T2);

```

```

p = subs(df1, T2);
T2 = T2-o/p;
error = abs(o);
end

Pf2 = (10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100
VF2 = na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100))
V = (VF2*mf*8.31447*T2/Pf2)/1000; % Volume da mistura
Pa2 = (na*8.31447*T2/V)/1000; % Pressão do ar na saída do compressor

wc = ((na*29.526*(T2-T1a) + nN2*29.342*(T2-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)*((na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp((-0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989))

%% REGENERADOR %%

syms Tx

Nr = 0.90;
T4 = 830; % [K], Temperatura na saída da turbina%
Tex = 453; % [K], Temperatura dos gases de escape%

fx = ((nCO2*(27.437*(T4- Tex) + (4.2315e-2/2)*(T4^2- Tex^2) + (-1.9555e-5/3)*(T4^3- Tex^3) + (3.9968e-9/4)*(T4^4- Tex^4) + (-2.9872e-13/5)*(T4^5- Tex^5)) + nH2O*(33.933*(T4- Tex) + (-8.4186e-3/2)*(T4^2- Tex^2) + (2.9906e-5/3)*(T4^3- Tex^3) + (-1.7825e-8/4)*(T4^4- Tex^4) + (3.6934e-12/5)*(T4^5- Tex^5)) + nO2*(29.526*(T4- Tex) + (-8.8999e-3/2)*(T4^2- Tex^2) + (3.8083e-5/3)*(T4^3- Tex^3) + (-3.2629e-8/4)*(T4^4- Tex^4) + (8.8607e-12/5)*(T4^5- Tex^5)) + nN2*(29.342*(T4- Tex) + (-3.5395e-3/2)*(T4^2- Tex^2) + (1.0076e-5/3)*(T4^3- Tex^3) + (-4.3116e-9/4)*(T4^4- Tex^4) + (2.5935e-13/5)*(T4^5- Tex^5)))*Nr - (na*29.526*(Tx-T2) + nN2*29.342*(Tx-T2) + na*(-8.8999e-3/2)*(Tx^2-T2^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(Tx^2-T2^2) + na*(3.8083e-5/3)*(Tx^3-T2^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(Tx^3-T2^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(Tx^4-T2^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(Tx^4-T2^4) + na*(8.8607e-12/5)*(Tx^5-T2^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(Tx^5-T2^5) + nf*(27.091*(Tx-T2) + (1.1055e-1/2)*(Tx^2-T2^2) + (1.0957e-4/3)*(Tx^3-T2^3) + (-1.5046e-7/4)*(Tx^4-T2^4) + (4.6601e-11/5)*(Tx^5-T2^5)));

dfx = diff(fx,Tx);
tol = 0.000001;
error = 50;
Tx = T2;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO REGENERADOR ')
disp(' ')
disp(' n Tx error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, Tx, error);
    n = n+1;
    ox = subs(fx, Tx);

```

```

px = subs(dfx, Tx);
Tx = Tx-ox/px;
error = abs( ox );
end

Tx

%% CÂMARA DE COMBUSTAO %%

syms T3

Tf = 298;
LHV = 1.028e+006; % [J/mol], PCI do etanol
LHV2 = 8.78374e+005; % [J/mol], PCI Gás Natural
Ncc = 0.98;

c = ((nf*(0.17*LHV + 0.83*LHV2)*Ncc - (nCO2*(27.437*(T3-Tf) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-Tf^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-Tf^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-Tf^5)) + nH2O*(33.933*(T3-Tf) + (-8.4186e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-Tf^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-Tf^5)) + nO2*(29.526*(T3-Tf) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + 3.8083e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-Tf^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-Tf^5)) + nN2*(29.342*(T3-Tf) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-Tf^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-Tf^5))) + (na*(29.526*(Tx-Tf) + (-8.8999e-3/2)*(Tx^2-Tf^2) + (3.8083e-5/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-3.2629e-8/4)*(Tx^4-Tf^4) + (8.8607e-12/5)*(Tx^5-Tf^5)) + nN2*(29.342*(Tx-Tf) + (-3.5395e-3/2)*(Tx^2-Tf^2) + (1.0076e-5/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-4.3116e-9/4)*(Tx^4-Tf^4) + (2.5935e-13/5)*(Tx^5-Tf^5)) + nf*(27.091*(Tx-Tf) + (1.1055e-1/2)*(Tx^2-Tf^2) + (1.0957e-4/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-1.5046e-7/4)*(Tx^4-Tf^4) + (4.6601e-11/5)*(Tx^5-Tf^5)))));

dc = diff(c,T3);
tol = 0.000001;
error = 50;
T3 = Tx;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO ')
disp(' ')
disp(' n T3 error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T3, error);
    n = n+1;
    g = subs(c, T3);
    h = subs(dc, T3);
    T3 = T3-g/h;
    error = abs( g );
end

T3

if T3 > 1200

    T3 = 918;

    A = nn;
    B = mm/2;

    %C2H6O%

```

$$N_{alfa} = ((-235310+27.091*(T_x-T_f) + (1.1055e-1/2)*(T_x^2-T_f^2) + (1.0957e-4/3)*(T_x^3-T_f^3) + (-1.5046e-7/4)*(T_x^4-T_f^4) + (4.6601e-11/5)*(T_x^5-T_f^5)) - A*(-393500+27.437*(T_3-T_f)+(4.2315e-2/2)*(T_3^2-T_f^2) + (-1.9555e-5/3)*(T_3^3-T_f^3) + (3.9968e-9/4)*(T_3^4-T_f^4) + (-2.9872e-13/5)*(T_3^5-T_f^5)) - B*(-241826+33.933*(T_3-T_f) + (-8.4186e-3/2)*(T_3^2-T_f^2) + (2.9906e-5/3)*(T_3^3-T_f^3) + (-1.7825e-8/4)*(T_3^4-T_f^4) + (3.6934e-12/5)*(T_3^5-T_f^5)) - (n+m/4-0.17)*(29.526*(T_3-T_f) + (-8.8999e-3/2)*(T_3^2-T_f^2) + (3.8083e-5/3)*(T_3^3-T_f^3) + (-3.2629e-8/4)*(T_3^4-T_f^4) + (8.8607e-12/5)*(T_3^5-T_f^5)))/((29.526*(T_3-T_f) + (-8.8999e-3/2)*(T_3^2-T_f^2) + (3.8083e-5/3)*(T_3^3-T_f^3) + (-3.2629e-8/4)*(T_3^4-T_f^4) + (8.8607e-12/5)*(T_3^5-T_f^5) + 3.76*(29.342*(T_3-T_f) + (-3.5395e-3/2)*(T_3^2-T_f^2) + (1.0076e-5/3)*(T_3^3-T_f^3) + (-4.3116e-9/4)*(T_3^4-T_f^4) + (2.5935e-13/5)*(T_3^5-T_f^5)))- (29.526*(T_x-T_f) + (-8.8999e-3/2)*(T_x^2-T_f^2) + (3.8083e-5/3)*(T_x^3-T_f^3) + (-3.2629e-8/4)*(T_x^4-T_f^4) + (8.8607e-12/5)*(T_x^5-T_f^5) + 3.76*(29.342*(T_x-T_f) + (-3.5395e-3/2)*(T_x^2-T_f^2) + (1.0076e-5/3)*(T_x^3-T_f^3) + (-4.3116e-9/4)*(T_x^4-T_f^4) + (2.5935e-13/5)*(T_x^5-T_f^5))));$$

$$N_{stq} = (n+m/4-0.17)$$

$$alfa = (N_{alfa}/N_{stq})-1$$

$$n_a = (alfa)*(n_n+mm/4-0.17) \text{ \% [mol], Número de moles de ar}$$

$$n_{CO2} = n_n \text{ \% [mol], Número de moles de dióxido de carbono}$$

$$n_{H2O} = (mm/2) \text{ \% [mol], Número de moles de vapor de água}$$

$$n_{N2} = (n_a*3.76) \text{ \% [mol], Número de moles de nitrogênio}$$

$$n_{O2} = ((n_a+0.17)-(n_n+mm/4)) \text{ \% [mol], Número de moles de excesso de ar}$$

%% EVAPORADOR %%

syms T1a

$$VF1 = 0;$$

$$T1 = 298; \text{ \% [K], Temperatura de entrada no evaporador}$$

$$P1 = 101.325; \text{ \% [kpa], pressão atmosférica e no evaporador}$$

$$\% \text{ Equação de Trabalho no Evaporador}$$

$$\% w = Har1_Har1+nf(hg1a-hg1) + nf*hf g1*(VF1a-VF1) + nf*hf g1-nf*hf g1a-nf*VF1a*hf g1+n f*VF1a*hf g1a$$

$$w = (n_a*29.526*(T1a-T1) + n_{N2}*29.342*(T1a-T1) + n_a*(-8.8999e-3/2)*(T1a^2-T1^2) + n_{N2}*(-3.5395e-3/2)*(T1a^2-T1^2) + n_a*(3.8083e-5/3)*(T1a^3-T1^3) + n_{N2}*(1.0076e-5/3)*(T1a^3-T1^3) + n_a*(-3.2629e-8/4)*(T1a^4-T1^4) + n_{N2}*(-4.3116e-9/4)*(T1a^4-T1^4) + n_a*(8.8607e-12/5)*(T1a^5-T1^5) + n_{N2}*(2.5935e-13/5)*(T1a^5-T1^5) + nf*(27.091*(T1a-T1) + (1.1055e-1/2)*(T1a^2-T1^2) + (1.0957e-4/3)*(T1a^3-T1^3) + (-1.5046e-7/4)*(T1a^4-T1^4) + (4.6601e-11/5)*(T1a^5-T1^5)) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989)*((n_a*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100)))-VF1) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*n_a*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100))*50430*exp(((0.4475)*T1/513.9)*(1-T1/513.9)^0.4989) + nf*n_a*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100))*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989);$$

$$dw = \text{diff}(w,T1a);$$

$$\text{tol} = 0.000001;$$

$$\text{error} = 50;$$

$$T1a = T1;$$

$$n = 0;$$

$$\text{disp(' RESULTADOS DO EVAPORADOR ')}$$

$$\text{disp(' ')}$$

$$\text{disp(' n T1a error ')}$$

```

while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T1a, error);
    n = n+1;
    y = subs(w, T1a);
    z = subs(dw, T1a);
    T1a = T1a-y/z;
    error = abs( y );
end

Pf1a = (10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100 % Pressão do vapor de combustível na saída do
evaporador
VF1a = na*(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+T1a))))*100/(nf*(P1-(10^(5.37229-(1670.409/(-40.191+
T1a))))*100)) % Fração de vapor de combustível na saída do evaporador
V = (VF1a*nf*8.314*T1a/Pf1a)/1000 % Volume da mistura
Pa1a = (na*8.31447*T1a/V)/1000 % Pressão do ar na saída do evaporador
PT1a = P1+Pf1a % Pressão total na saída do evaporador

%% COMPRESSOR %%

syms T2s

r = 4; %Relação de pressão%
R = 8.314; %[J/mol K], Constante Universal dos Gases%

% f = Sa2s_Sa1a + nf*(Sg2s_Sg1a) + nf*Sfg1a*(VF2s-VF1a) + nf*Sfg1a-nf*Sfg2s-nf*VF2s*Sfg1a +
nf*VF2s*Sfg2s % Equação (29)

f = ((na*29.526*log(T2s/T1a) + nN2*29.342*log(T2s/T1a) + na*(-8.8999e-3)*(T2s-T1a) + nN2*(-
3.5395e-3)*(T2s-T1a) + na*(3.8083e-5/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(1.0076e-5/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(-
3.2629e-8/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(-4.3116e-9/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(8.8607e-12/4)*(T2s^4-T1a^4)
+ nN2*(2.5935e-13/4)*(T2s^4-T1a^4) - na*R*log(r) - nN2*R*log(r) + nf*(27.091*log(T2s/T1a) +
1.1055e-1*(T2s-T1a) + (1.0957e-4/2)*(T2s^2-T1a^2) + (-1.5046e-7/3)*(T2s^3-T1a^3) + (4.6601e-
11/4)*(T2s^4-T1a^4) - R*log(r) + nf*((50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^
0.4989))/T1a*((na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673
/(-46.424+T2s))))*100))-VF1a) + nf*(50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^ 0.4989))/T1a -
nf*(50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989))/T2s-nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-
46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+
T2s))))*100)))*((50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989))/T1a) + nf*(na*((10^
(5.24677-(1598.673/(-46.424+
T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))* ((50430*exp((-0.4475)*T2s/
513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989))/T2s));

df = diff(f,T2s);
tol = 0.000001;
error = 50;
T2s = T1a;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO COMPRESSOR ISENTROPICO ')
disp(' ')
disp(' n T2s error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T2s, error);
    n = n+1;
    u = subs(f, T2s);
    v = subs(df, T2s);
    T2s = T2s-u/v;
    error = abs( u );

```

end

T2s

Pf2s = (10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100 % Pressão do combustível na saída do compressor isentrópico

VF2s = na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)) % Fração de vapor do combustível na saída do compressor isentrópico

syms T2

Nc = 0.80; % Rendimento do Compressor

% Wcis = Har2s_Har1a + nf(hg2s-hg1a) + nf*hfg1a*(VF2s-VF1a) + nf*hfg1a - nf*hfg2s-nf*VF2s*hfg1a + nf*VF2s*hfg2s % Trabalho Isentrópico do Compressor

wcis = (na*29.526*(T2s-T1a) + nN2*29.342*(T2s-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2s^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2s^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2s^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2s-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2s^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2s^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2s^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989)*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9*(1-T2s/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9*(1-T2s/513.9)^0.4989);

% wc = na(har2-har1a) + nf(hg2-hg1a) + nf*hfg1a*(VF2-VF1a) + nf*hfg1a - nf*hfg2-nf*VF2*hfg1a + nf*VF2*hfg2 % Trabalho Real do Compressor

f1 = (((na*29.526*(T2-T1a) + nN2*29.342*(T2-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989)*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp((-0.4475)*T2/513.9*(1-T2/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T2/513.9*(1-T2/513.9)^0.4989))*Nc - ((na*29.526*(T2s-T1a) + nN2*29.342*(T2s-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2s^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2s^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2s^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2s^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2s^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*(27.091*(T2s-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2s^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2s^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2s^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2s^5-T1a^5)) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989)*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9*(1-T2s/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9*(1-T2s/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T1a/513.9*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*exp((-0.4475)*T2s/513.9*(1-T2s/513.9)^0.4989);

```
(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2s))))*100)))*50430*
exp(((0.4475)*T2s/513.9)*(1-T2s/513.9)^0.4989));
```

```
df1 = diff(f1,T2);
tol = 0.000001;
error = 50;
T2 = T2s;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO COMPRESSOR REAL ')
disp(' ')
n = 0;
disp(' n T2 error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T2, error);
    n = n+1;
    o = subs(f1, T2);
    p = subs(df1, T2);
    T2 = T2-o/p;
    error = abs( o );
end
```

```
Pf2 = (10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100
VF2 = na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100))
V = (VF2*mf*8.31447*T2/Pf2)/1000; % Volume da mistura
Pa2 = (na*8.31447*T2/V)/1000; % Pressão do ar na saída do compressor
```

```
wc = ((na*29.526*(T2-T1a) + nN2*29.342*(T2-T1a) + na*(-8.8999e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(T2^2-T1a^2) + na*(3.8083e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + nN2*(1.0076e-5/3)*(T2^3-T1a^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(T2^4-T1a^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(T2^4-T1a^4) + na*(8.8607e-12/5)*(T2^5-T1a^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(T2^5-T1a^5) + nf*(27.091*(T2-T1a) + (1.1055e-1/2)*(T2^2-T1a^2) + (1.0957e-4/3)*(T2^3-T1a^3) + (-1.5046e-7/4)*(T2^4-T1a^4) + (4.6601e-11/5)*(T2^5-T1a^5)) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989)*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))-VF1a) + nf*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) - nf*50430*exp(((0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989) - nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T1a/513.9)*(1-T1a/513.9)^0.4989) + nf*(na*((10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)/(nf*(r*P1-(10^(5.24677-(1598.673/(-46.424+T2))))*100)))*50430*exp(((0.4475)*T2/513.9)*(1-T2/513.9)^0.4989));
```

```
%% REGENERADOR %%
```

```
syms Tx
```

```
Nr = 0.90;
T4 = 830; % [K], Temperatura na saída da turbina%
Tex = 453; % [K], Temperatura dos gases de escape%
```

```
fx = ((nCO2*(27.437*(T4-Tex) + (4.2315e-2/2)*(T4^2-Tex^2) + (-1.9555e-5/3)*(T4^3-Tex^3) + (3.9968e-9/4)*(T4^4-Tex^4) + (-2.9872e-13/5)*(T4^5-Tex^5)) + nH2O*(33.933*(T4-Tex) + (-8.4186e-3/2)*(T4^2-Tex^2) + (2.9906e-5/3)*(T4^3-Tex^3) + (-1.7825e-8/4)*(T4^4-Tex^4) + (3.6934e-12/5)*(T4^5-Tex^5)) + nO2*(29.526*(T4-Tex) + (-8.8999e-3/2)*(T4^2-Tex^2) + (3.8083e-5/3)*(T4^3-Tex^3) + (-3.2629e-8/4)*(T4^4-Tex^4) + (8.8607e-12/5)*(T4^5-Tex^5)) + nN2*(29.342*(T4-Tex) + (-3.5395e-3/2)*(T4^2-Tex^2) + (1.0076e-5/3)*(T4^3-Tex^3) + (-4.3116e-9/4)*(T4^4-Tex^4) + (2.5935e-13/5)*(T4^5-Tex^5)))*Nr - (na*29.526*(Tx-T2) + nN2*29.342*(Tx-T2) + na*(-8.8999e-3/2)*(Tx^2-T2^2) + nN2*(-3.5395e-3/2)*(Tx^2-T2^2) + na*(3.8083e-5/3)*(Tx^3-T2^3) + nN2*(1.0076e-
```

$$5/3)*(Tx^3-Tf^3) + na*(-3.2629e-8/4)*(Tx^4-Tf^4) + nN2*(-4.3116e-9/4)*(Tx^4-Tf^4) + na*(8.8607e-12/5)*(Tx^5-Tf^5) + nN2*(2.5935e-13/5)*(Tx^5-Tf^5) + nf*(27.091*(Tx-Tf) + (1.1055e-1/2)*(Tx^2-Tf^2) + (1.0957e-4/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-1.5046e-7/4)*(Tx^4-Tf^4) + (4.6601e-11/5)*(Tx^5-Tf^5))));$$

```

dfx = diff(fx,Tx);
tol = 0.000001;
error = 50;
Tx = Tf;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DO REGENERADOR ')
disp(' ')
disp(' n Tx error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, Tx, error);
    n = n+1;
    ox = subs(fx, Tx);
    px = subs(dfx, Tx);
    Tx = Tx-ox/px;
    error = abs( ox );
end

Tx

%% CÂMARA DE COMBUSTAO %%

syms T3

Tf = 298;
LHV = 1.028e+006; % [J/mol], PCI do etanol
LHV2 = 8.78374e+005; % [J/mol], PCI Gás Natural
Ncc = 0.98;

c = ((nf*(0.17*LHV + 0.83*LHV2)*Ncc - (nCO2*(27.437*(T3-Tf) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-Tf^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-Tf^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-Tf^5)) + nH2O*(33.933*(T3-Tf)+(-8.4186e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-Tf^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-Tf^5)) + nO2*(29.526*(T3-Tf) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + (3.8083e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-Tf^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-Tf^5)) + nN2*(29.342*(T3-Tf) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-Tf^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-Tf^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-Tf^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-Tf^5))) + (na*(29.526*(Tx-Tf) + (-8.8999e-3/2)*(Tx^2-Tf^2) + (3.8083e-5/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-3.2629e-8/4)*(Tx^4-Tf^4) + (8.8607e-12/5)*(Tx^5-Tf^5)) + nN2*(29.342*(Tx-Tf) + (-3.5395e-3/2)*(Tx^2-Tf^2) + (1.0076e-5/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-4.3116e-9/4)*(Tx^4-Tf^4) + (2.5935e-13/5)*(Tx^5-Tf^5)) + nf*(27.091*(Tx-Tf) + (1.1055e-1/2)*(Tx^2-Tf^2) + (1.0957e-4/3)*(Tx^3-Tf^3) + (-1.5046e-7/4)*(Tx^4-Tf^4) + (4.6601e-11/5)*(Tx^5-Tf^5))));

dc = diff(c,T3);
tol = 0.000001;
error = 50;
T3 = Tx;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO ')
disp(' ')
disp(' n T3 error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T3, error);
    n = n+1;
    g = subs(c, T3);
    h = subs(dc, T3);

```

```

    T3 = T3-g/h;
    error = abs( g );
end

else
    disp(' TEMPERATURA DENTRO DA FAIXA ')
end

T3

%% TURBINA %%

syms T4s
P4 = 1.04;
Nt = 0.85;

f4 = (nCO2*(27.437*log(T3/T4s) + (4.2315e-2)*(T3-T4s) + (-1.9555e-5/2)*(T3^2-T4s^2) + (3.9968e-9/3)*(T3^3-T4s^3) + (-2.9872e-13/4)*(T3^4-T4s^4) - R*log(r/P4)) + nH2O*(33.933*log(T3/T4s) + (-8.4186e-3)*(T3-T4s) + (2.9906e-5/2)*(T3^2-T4s^2) + (-1.7825e-8/3)*(T3^3-T4s^3) + (3.6934e-12/4)*(T3^4-T4s^4)-R*log(r/P4)) + nO2*(29.526*log(T3/T4s) + (-8.8999e-3)*(T3-T4s) + (3.8083e-5/2)*(T3^2-T4s^2) + (-3.2629e-8/3)*(T3^3-T4s^3) + (8.8607e-12/4)*(T3^4-T4s^4) - R*log(r/P4)) + nN2*(29.342*log(T3/T4s) + (-3.5395e-3)*(T3-T4s) + (1.0076e-5/2)*(T3^2-T4s^2) + (-4.3116e-9/3)*(T3^3-T4s^3) + (2.5935e-13/4)*(T3^4-T4s^4)-R*log(r/P4)));

df4 = diff(f4,T4s);
tol = 0.000001;
error = 50;
T4s = T3;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DA TURBINA ISENTROPICA ')
disp(' ')
disp(' n T4s error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T4s, error);
    n = n+1;
    i = subs(f4, T4s);
    j = subs(df4, T4s);
    T4s = T4s-i/j;
    error = abs( i );
end

T4s

wtis = (nCO2*(27.437*(T3-T4s) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-T4s^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-T4s^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-T4s^5)) + nH2O*(33.933*(T3-T4s) + (-8.4186e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-T4s^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-T4s^5)) + nO2*(29.526*(T3-T4s) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (3.8083e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-T4s^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-T4s^5)) + nN2*( 29.342*(T3-T4s) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-T4s^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-T4s^5)));

syms T4

f5 = ((nCO2*(27.437*(T3-T4s) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-T4s^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-T4s^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-T4s^5)) + nH2O*(33.933*(T3-T4s) + (-8.4186e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-T4s^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-T4s^5)) + nO2*(29.526*(T3-T4s) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (3.8083e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-

```

```
T4s^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-T4s^5)) + nN2*(29.342*(T3-T4s) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-T4s^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-T4s^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-T4s^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-T4s^5))*Nt - (nCO2*(27.437*(T3-T4) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-T4^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-T4^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-T4^5)) + nH2O*(33.933*(T3-T4) + (-8.4186e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-T4^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-T4^5)) + nO2*(29.526*(T3-T4) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (3.8083e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-T4^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-T4^5)) + nN2*(29.342*(T3-T4) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-T4^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-T4^5))));
```

```
df5 = diff(f5,T4);
tol = 0.000001;
error = 50;
T4 = T4s;
n = 0;
disp(' ')
disp(' RESULTADOS NA SAIDA DA TURBINA ')
disp(' ')
disp(' n T4 error ')
while (error>tol)
    fprintf('\t%i\t%3.6f\t%f\n', n, T4, error);
    n = n+1;
    i2 = subs(f5, T4);
    j2 = subs(df5, T4);
    T4 = T4-i2/j2;
    error = abs( i2 );
end
```

T4

```
wt = (nCO2*(27.437*(T3-T4) + (4.2315e-2/2)*(T3^2-T4^2) + (-1.9555e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (3.9968e-9/4)*(T3^4-T4^4) + (-2.9872e-13/5)*(T3^5-T4^5)) + nH2O*(33.933*(T3-T4) + (-8.4186e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (2.9906e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-1.7825e-8/4)*(T3^4-T4^4) + (3.6934e-12/5)*(T3^5-T4^5)) + nO2*(29.526*(T3-T4) + (-8.8999e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (3.8083e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-3.2629e-8/4)*(T3^4-T4^4) + (8.8607e-12/5)*(T3^5-T4^5)) + nN2*(29.342*(T3-T4) + (-3.5395e-3/2)*(T3^2-T4^2) + (1.0076e-5/3)*(T3^3-T4^3) + (-4.3116e-9/4)*(T3^4-T4^4) + (2.5935e-13/5)*(T3^5-T4^5))));
```

%% TRABALHO LIQUIDO E EFICIÊNCIA DA MICROTURBINA %%

```
W = wt-wc;
N = (W/(0.17*LHV + 0.83*LHV2))*100;
```

%% POTENCIA DESENVOLVIDA %%

```
%Etanol%
Densidade = 0.7890; % [Kg/l], Densidade do Etanol
VazaoMassica = 0.0002513; % [kg/s], Vazão mássica do Etanol
MassaMolar = 46.069; % [g/mol-comb]
```

%Gás natural%

```
Densidade2 = 0.745; % [Kg/m3], Densidade do Etanol
VazaoMassica2 = 0.00174; % [kg/s], Vazão mássica do Etanol
MassaMolar2 = 17.367; % [g/mol-comb]
```

```
Pot = W*VazaoMassica/MassaMolar + W*VazaoMassica2/MassaMolar2 % [Kw]
```

Apêndice B

MÉDIAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS

As Tabelas B.1 e B.2 mostram os valores médios dos dados experimentais, ilustrados nos resultados no Capítulo 6, para as misturas etanol/água 70/30 e 50/50, respectivamente.

B.1 Mistura 70/30

Pontos	Hora	Temperatura resfriada [°C]	Potência [kW]	Rotação [rpm]
1 (Início)	09:19:18	27,23	26,58	93850,73
2 (Região A)	09:21:08	27,38	26,20	93938,04
3 (Região B)	09:24:57	22,89	25,66	93791,27
4 (Região C)	09:28:07	21,27	25,36	93730,64
5 (Região D)	09:31:55	20,53	25,26	93736,73
6 (Região E)	09:34:08	19,45	25,25	93802,82

Pontos	Vazão volumétrica do GN [m ³ /h]	Massa específica do GN [kg/m ³]	Vazão mássica de GN [kg/s]
1 (Início)	8,50	0,746	0,00176
2 (Região A)	8,41	0,746	0,00174
3 (Região B)	8,29	0,746	0,00172
4 (Região C)	8,19	0,746	0,00170
5 (Região D)	8,10	0,746	0,00168
6 (Região E)	8,01	0,746	0,00166

Pontos	Massa específica do ar [kg/m ³]	Vazão mássica de ar [kg/s]	Temperatura na saída do compressor [°C]
1 (Início)	1,0533	0,31539	161,3246
2 (Região A)	1,0531	0,31431	162,3922
3 (Região B)	1,0691	0,31881	162,3465
4 (Região C)	1,0738	0,32121v	162,1097
5 (Região D)	1,0771	0,32091	161,9745
6 (Região E)	1,0811	0,32247	162,1772

Pontos	Consumo específico de combustível [kg/kWh]	Eficiência do ciclo [%]
1 (Início)	0,239332	29,9057
2 (Região A)	0,239536	29,7788
3 (Região B)	0,241133	29,6026
4 (Região C)	0,240968	29,6248
5 (Região D)	0,239319	29,8861
6 (Região E)	0,236605	30,1900

B.2 Mistura 50/50

Pontos	Hora	Temperatura resfriada [°C]	Potência [kW]	Rotação [rpm]
1 (Início)	11:00:31	26,55	26,34	93955,48
2 (Região A)	11:03:30	27,08	25,67	93857,96
3 (Região B)	11:05:07	23,06	25,48	93773,56
4 (Região C)	11:07:00	21,79	25,34	93776,39
5 (Região D)	11:08:58	21,24	25,02	93854,14
6 (Região E)	11:10:30	20,75	24,54	93995,09
7 (Região F)	11:12:55	20,40	25,19	93984,89

Pontos	Vazão volumétrica do GN [m ³ /h]	Massa específica do GN [kg/m ³]	Vazão mássica de GN [kg/s]
1 (Início)	8,38	0,746	0,00174
2 (Região A)	8,25	0,746	0,00171
3 (Região B)	8,19	0,746	0,00170
4 (Região C)	8,11	0,746	0,00168
5 (Região D)	7,94	0,746	0,00165
6 (Região E)	7,83	0,746	0,00162
7 (Região F)	8,05	0,746	0,00167

Pontos	Massa específica do ar [kg/m ³]	Vazão mássica de ar [kg/s]	Temperatura na saída do compressor [°C]
1 (Início)	1,0577	0,32584	160,9034
2 (Região A)	1,0556	0,32387	162,1022
3 (Região B)	1,0642	0,32614	161,7630
4 (Região C)	1,0722	0,32940	161,8120
5 (Região D)	1,0747	0,33164	162,1022
6 (Região E)	1,0769	0,33244	162,7494
7 (Região F)	1,0789	0,33143	162,4832

Pontos	Consumo específico de combustível [kg/kWh]	Eficiência do ciclo [%]
1 (Início)	0,237417	30,1324
2 (Região A)	0,239750	29,7246
3 (Região B)	0,239862	29,7129
4 (Região C)	0,238860	29,8351
5 (Região D)	0,236772	30,0981
6 (Região E)	0,237948	29,9499
7 (Região F)	0,238504	29,8813

Apêndice C

CÁLCULO DO TAMANHO DE GOTA

Segundo Lefebvre (1987), devido à complexidade dos vários fenômenos físicos envolvidos em bicos de jato a pressão, o estudo de atomização tem sido realizado principalmente por métodos empíricos. Estes estudos produziram relações para o tamanho médio de gota (SMD) da forma que o SMD seja proporcional a: σ_L , \dot{m}_L , ΔP_L . Desta forma, as relações apresentadas a seguir foram desenvolvidas por Lefebvre (1987) e Wang e Lefebvre (1987), tomando em conta os mecanismos básicos envolvidos na atomização por jato a pressão Semião *et al.* (1996).

Tabela C.1 Dados para o cálculo do tamanho de gota.

Propriedades do Etanol (Líquido)		
Massa específica	$\rho_L = 789$	(kg/m ³)
Tensão superficial	$\sigma_L = 0,023$	(N/m)
Viscosidade	$\mu_L = 0,00164$	(Pa*s)
Vazão mássica	$\dot{m}_L = 0,002367$	(kg/s)
Numero de transferência de massa	$B = 3,25$ $B = 2,95$	

Propriedades do Ar (Gás)		
---------------------------------	--	--

Massa específica	$\rho_g = 1,2$	(kg/m ³)
Calor específico	$C_p = 1005$	(J/kg*K)
Constante do ar	$k = 1,4$	
Fluxo volumétrico	$\tilde{V} = 995$	(m ³ /h)
Velocidade do ar	$U = 8,80$	(m/s)

Características do Bico

Diâmetro do orifício	$d_o = 2,55 \times 10^{-4}$	(m)
Ângulo médio do jato	$\theta = 60$	(°)
Diferencial de pressão no bico	$\Delta P_L = 3,00 \times 10^5$	(Pa)
Pressão no bico	$P = 4,00 \times 10^5$	(Pa)

Cálculo do SMD

$$A = 2,11[\cos 2(\theta - 30)]^{2,25} \left(\frac{3,4e^{-4}}{d_o}\right)^{0,4} \quad A = 0,498$$

$$B = 0,635[\cos 2(\theta - 30)]^{2,25} \left(\frac{3,4e^{-4}}{d_o}\right)^{0,2} \quad B = 0,141$$

$$FN = \frac{\dot{m}_L}{\sqrt{\Delta P_L \rho_L}} \quad FN = 1,54 \times 10^{-7}$$

$$t = 2,7 \left[\frac{d_o FN \mu_L}{\sqrt{\Delta P_L \rho_L}} \right]^{0,2} \quad t = 0,0009 \text{ [m]}$$

$$SMD = A \left[\frac{\sigma_L^{0,5} \mu_L}{\rho_g^{0,5} \Delta P_L} \right]^{0,5} (t \cos \theta)^{0,25} + B \left[\frac{\sigma_L \rho_L}{\rho_g \Delta P_L} \right]^{0,25} (t \cos \theta)^{0,75} \quad SMD = 3,88 \times 10^{-5} \text{ [m]}$$

Tempo de Residência

$$Re = \frac{\rho_L \dot{u} D}{\mu_L} \quad Re = 164,6289$$

$$t_{res} = \frac{\rho_L D^2}{8 \left(\frac{k}{C_p}\right)_g \ln(1+B)(1+0,25 Re_D^{0,5})} \quad t_{res} = 7,40 \times 10^{-5} \text{ [s]}$$

sendo:

$SMD = Sauter\ Mean\ Diameter, (m)$

$\Delta P_L = \text{diferencial de pressão de injeção através do bico, (Pa)}$

$\theta = \text{ângulo médio do jato, (}^\circ\text{)}$

$t = \text{espessura do filme, (m)}$

$FN = \text{número de fluxo do bico}$

A e B são constantes que foram avaliadas desde os resultados experimentais obtidos por Lefebvre, Wang e Lefebvre e Jasuja (1979).