



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

**Análise Teórica da Viabilidade do Ponto de Vista Técnico da
Implementação de um Sistema de Cogeração Utilizando como
Combustível o Biogás**

Alexandre Marcondes

Foz do Iguaçu - PR

2016



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

**Análise Teórica da Viabilidade do Ponto de Vista Técnico da
Implementação de um Sistema de Cogeração Utilizando como
Combustível o Biogás**

Alexandre Marcondes

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Latino-Americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-Americana, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia de Energia.
Orientador: Doutor Walber Ferreira Braga

Foz do Iguaçu - PR

2016

ALEXANDRE MARCONDES

**Análise Teórica da Viabilidade do Ponto de Vista Técnico da
Implementação de um Sistema de Cogeração Utilizando como
Combustível o Biogás**

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

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Professor Doutor Walber Ferreira Braga
UNILA

Professor Doutor Alexandre Alves
UNILA

Professor Mestre Fabyo Luiz Pereira
UNILA

Foz do Iguaçu, ____ de _____ de _____

Dedico este trabalho aos meus irmãos Adriano e Eduardo.

AGRADECIMENTOS

Ao meu professor orientador Walber, pelo direcionamento em relação a tema do trabalho e valiosas dicas durante o desenvolvimento.

A toda minha família, principalmente meus irmãos Adriano e Eduardo e minha mãe Veronica, por todo o suporte durante a graduação.

A minha namorada Caroline e sua família, que foram essenciais durante este último ano.

Aos meus amigos mais próximos que foram essenciais durante essa caminhada, durante os momentos bons e ruins.

Aos demais colegas e colegas do curso de Engenharia de Energia.

Aos professores do curso de Engenharia de Energia.

MARCONDES, Alexandre. **Análise Teórica da Viabilidade do Ponto de Vista Técnico da Implementação de um Sistema de Cogeração Utilizando como Combustível o Biogás.** 2016. 65 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2016.

RESUMO

Neste trabalho de conclusão foi realizada uma análise teórica do ponto de vista termodinâmico da implementação de um sistema de cogeração de eletricidade e refrigeração, utilizando uma microturbina a gás e, um sistema de refrigeração por absorção e utilizando o biogás como combustível. Para tal, foi realizado o levantamento bibliográfico sobre o tema, foi definido o esquema básico da proposta, foram realizados os balanços de massa e energia para a realização do equacionamento do sistema, foram definidas as variáveis de entrada e por fim a simulação do sistema foi realizada. O sistema foi calculado para uma potência elétrica de saída de 100 kW, sendo que a potência de refrigeração obtida aproveitando-se os gases de saída da turbina foi de 34,79 kW. O rendimento elétrico apresentado pela microturbina foi de 25,84%, o COP do sistema de refrigeração obtido foi de 0,8079 e o fator de utilização do sistema de cogeração obtido foi de 45,85%. Após obtidos os resultados, foram realizadas análises a respeito da cristalização da solução de LiBr-H₂O, e foi observado que operando nas condições adotadas não haveria risco de cristalização dos sais no sistema. Foi verificada também a influência dos regeneradores: para a microturbina a gás e para o sistema de refrigeração o aumento do rendimento e do COP, respectivamente, é de cerca de 10% com a adoção do regenerador.

Palavras-chave: Microturbina a gás. Refrigeração por absorção. Cogeração. Biogás. Cristalização.

MARCONDES, Alexandre. **Theoretical Analysis of the Technical Viability of the Implementation of a Cogeneration System using Biogas as Fuel**. 2016. 65 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Energia) – Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, 2016.

ABSTRACT

At this term paper, a theoretical analysis of the implementation of an electricity and refrigeration cogeneration system, using a gas micro turbine, an absorption refrigeration system and using biogas as fuel, from a thermodynamics point of view was made. For that, a bibliographic review about the thematic was made, the schematics of the proposal were defined, the mass and energy balances to obtain the system equations were done, the input variables were defined and lastly the simulation of the system was realized. The system was calculated for an electric power output of 100 kW, being that the refrigeration power output obtained using the exhaust gases was of 37,49 kW. The electrical efficiency presented by the micro turbine was of 25,84%, the COP of the refrigeration system obtained was of 0,8079 and the utilization factor of the cogeneration system obtained was of 45,85%. After the results were obtained, an analysis about the crystallization of the LiBr-H₂O solution was made, and it was observed that operating in the adopted conditions there would be no risk of a salt crystallization in the system. In addition, the influence of the regenerators was verified: for the gas micro turbine and the refrigeration system the increase of the efficiency and the COP, respectively, was about 10% with the adoption of the regenerator.

Keywords: Gas micro turbine. Absorption refrigeration. Cogeneration. Biogas. Crystallization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2014.....	12
Figura 2 – Ilustração de uma turina a gás da marca Capstone.	18
Figura 3 – Ciclo Brayton aberto.	21
Figura 4 – Ciclo Brayton fechado.	21
Figura 5 – Diagrama T-s do ciclo Brayton.....	23
Figura 6 – Trabalho líquido do ciclo para diferentes valores de razão de pressão.....	24
Figura 7 – Ciclo Brayton regenerativo. Fonte: Elaboração própria.	25
Figura 8 – Ciclo de refrigeração por absorção.	29
Figura 9 – Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração.....	30
Figura 10 – Diagrama de fase da solução LiBr-H ₂ O.....	34
Figura 11 – Ciclo de cogeração proposto	38
Figura 12 – Fluxograma das etapas da solução do sistema no software EES.	49
Figura 13 – Diagrama dos componentes da microturbina com valores calculados	55
Figura 14 – Diagrama do sistema de refrigeração por absorção com os valores calculados ..	55
Figura 15 – Comparação dos estados da solução de LiBr-H ₂ O com a curva de cristalização	56
Figura 16 – Análise do estado da solução de LiBr-H ₂ O com a variação de T ₁₅	57
Figura 17 – Variação de T ₇ e Q _{evap} com a variação da vazão mássica de vapor.	58
Figura 18 – Rendimento da microturbina, calor recuperado e fator de utilização em função da efetividade do regenerador.	59
Figura 19 – COP do sistema de refrigeração e calor recuperado em função da efetividade do regenerador.	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição média típica do biogás proveniente de diferentes tipos de resíduos orgânicos.....	15
Tabela 2 – produção de resíduo orgânico e biomassa para diferentes tipos de biomassa.	16
Tabela 3 – PCI e massa específica aproximados de acordo com a presença de CO ₂ e CH ₄ no biogás.....	16
Tabela 4 – Comparação do PCI do biogás com outros combustíveis gasosos.	17
Tabela 5 – Características gerais das microturbinas a gás.....	19
Tabela 6 – Condições assumidas para os cálculos do sistema de refrigeração por absorção..	29
Tabela 7 – Condições assumidas para os cálculos da microturbina.	39
Tabela 8 – Condições assumidas para os cálculos do sistema de refrigeração por absorção..	39
Tabela 9 – Total de variáveis do sistema.....	45
Tabela 10 – Dados da microturbina AE-T100B.....	46
Tabela 11 – Resumo das variáveis de entrada do sistema e demais variáveis.	48
Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema de cogeração.....	52
Tabela 13 – Vazões mássicas, taxas de transferência de calor e trabalho do sistema de cogeração.....	53
Tabela 14 – Parâmetros de rendimento e performance do sistema.	54

LISTA DE SÍMBOLOS

c_p	Calor específico a pressão constante
\dot{m}	Vazão mássica
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
\dot{W}	Potência
ϵ	Efetividade do regenerador
COP	Coefficiente de performance do refrigerador
f	Razão entre a vazão mássica de licor rico e de refrigerante (razão de circulação)
h	Entalpia específica
p	Pressão
T	Temperatura
x	Título de vapor
X_{LP}	Fração mássica de brometo de lítio no licor pobre
X_{LR}	Fração mássica de brometo de lítio no licor rico
η	Rendimento do componente

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

abs	Absorvedor
b	Bomba
cc	Câmara de combustão
comb	Combustão
cond	Condensador
evap	Evaporador
ge	Gerador elétrico
ger	Gerador (sistema de refrigeração por absorção)
PCI	Poder calorífico inferior
reg	Regenerador
VE	Válvula de expansão
LR	Licor rico
LP	Licor pobre

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1. OBJETIVOS.....	13
1.2. JUSTIFICATIVA.....	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1. BIOGÁS	15
2.2. MICROTURBINAS A GÁS	17
2.3. CICLO BRAYTON.....	19
2.3.1. Ciclo Brayton Ideal Simples	20
2.3.2. Ciclo Brayton Regenerativo.....	24
2.4. REFRIGERAÇÃO	26
2.4.1. Refrigerantes	27
2.4.2. Refrigeração Por Absorção	28
2.4.3. O Problema Da Cristalização	33
2.5. COGERAÇÃO DE ELETRICIDADE E REFRIGERAÇÃO.....	34
3. METODOLOGIA	37
4. MODELAGEM DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	38
4.1. CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO E CONSIDERAÇÕES INICIAIS..	38
4.2. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA.....	39
4.3. CONTAGEM DE EQUAÇÕES E VARIÁVEIS.....	43
4.4. CASO DE ESTUDO – VARIÁVEIS DE ENTRADA	45
4.5. SIMULAÇÃO DO SISTEMA	48
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
5.1. SÍNTESE DOS RESULTADOS	51
5.2. ANÁLISE DA SOLUÇÃO DE LIBR-H ₂ O DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	55
5.3. INFLUÊNCIA DOS REGENERADORES.....	58
6. CONCLUSÃO	60
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
ANEXO A – CÓDIGO UTILIZADO NO PROGRAMA EES.....	64

1. INTRODUÇÃO

Em um cenário onde há grande aumento na utilização de energia a nível mundial, e no qual as previsões indicam um aumento ainda maior neste consumo, verifica-se cada vez mais a necessidade da busca de fontes de energia alternativas aos combustíveis fósseis. O uso cada vez mais acentuado do petróleo e demais combustíveis fósseis aumenta a preocupação quanto os danos causados ao meio ambiente e também a forte dependência em relação a esses combustíveis, visto que suas fontes são finitas e muitas de suas reservas são de difícil acesso.

Como alternativa surgem as fontes renováveis de energia, sendo que entre elas estão a biomassa, energia eólica, solar, hidrelétricas, geotérmica, entre outras. No cenário das fontes renováveis de energia, o Brasil destaca-se sendo um dos países com maior porcentagem de participação das mesmas em sua matriz energética.

Segundo dados do Balanço Energético Nacional (BEN) a participação das fontes renováveis na oferta interna de energia em 2014 foi de 39,4%, enquanto as fontes não renováveis ainda predominam com a participação de 60,6%. Em um cenário onde considera-se somente a eletricidade, a participação das fontes renováveis aumenta e a energia hidráulica representa 62,5% do total da matriz elétrica brasileira (MME, 2015), como indicado na Figura 1.

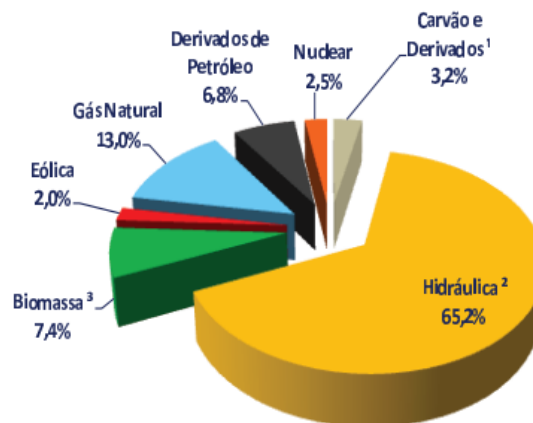


Figura 1 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2014.
Fonte: MME, 2015.

Entre as fontes renováveis de energia encontra-se o biogás, composto gasoso que pode ser obtido através da biodigestão de efluentes diversos, reutilizando assim compostos que anteriormente seriam possivelmente rejeitados ao meio ambiente. O biogás pode ser utilizado para a geração de energia elétrica e térmica, através de diversas formas (turbinas, motores, ciclos a vapor, ciclos a gás, etc), como será apresentado adiante neste trabalho.

Entre os materiais orgânicos que podem ser utilizados para a obtenção do biogás, encontram-se os dejetos de animais criados em propriedades rurais, como na suinocultura por exemplo. A possibilidade do aproveitamento de dejetos de animais pode se tornar uma alternativa atraente para produtores rurais, visto que as propriedades podem se tornar auto-suficientes em energia térmica e elétrica, além da possibilidade da venda do excedente de energia elétrica para a concessionária local de energia.

Dentro do contexto apresentado, espera-se que através deste trabalho possa ser apresentada uma alternativa aos combustíveis fósseis, principalmente em propriedades rurais, além de apresentar uma forma de aproveitamento de rejeitos orgânicos. Para isso, neste trabalho propõe-se um sistema de cogeração utilizando o biogás como combustível em microturbinas a gás, sendo que no sistema proposto aproveita-se o calor dos gases da saída da microturbina em um sistema de refrigeração por absorção. Realiza-se uma análise termodinâmica de maneira teórica computacional para a verificação da viabilidade técnica deste sistema.

1.1. OBJETIVOS

Objetivo principal:

- Análise do ponto de viabilidade do ponto de vista técnico e teórico da implementação de um sistema de cogeração utilizando como combustível o biogás proveniente de dejetos de animais criados em propriedades rurais;

Objetivos específicos:

- Realização do levantamento bibliográfico sobre o biogás e sua utilização;
- Análise da viabilidade técnica de um ciclo de cogeração com microturbinas (Ciclo Brayton) para a geração de eletricidade a partir do biogás;
- Análise da viabilidade técnica da utilização do calor residual dos gases de exaustão do processo de combustão do biogás em um ciclo de refrigeração por absorção;
- Utilização programas computacionais para a simulação e análise técnica dos processos envolvidos.

1.2. JUSTIFICATIVA

O aumento da eficiência de sistemas energéticos é objetivo de extrema importância e traz inúmeros benefícios para os diversos setores da sociedade. O aproveitamento de rejeitos de produção para a geração de energia elétrica de maneira descentralizada, além do aproveitamento do mesmo sistema para a cogeração de refrigeração, se mostra também bastante vantajoso para propriedades rurais, indústrias, áreas residências, entre outros meios. Sendo assim, este trabalho justifica-se na busca por aumento da eficiência de sistemas energéticos descentralizados de cogeração que utilizam o biogás, prevendo benefícios ambientais, econômicos e sociais para os setores envolvidos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo realiza-se um levantamento bibliográfico abordando aspectos teóricos sobre os principais tópicos envolvidos neste trabalho, com base em materiais encontrados na literatura. Entre os assuntos abordados estão o biogás, as microturbinas a gás e o Ciclo Brayton, o ciclo de refrigeração por absorção e também um levantamento sobre sistemas de cogeração e trabalhos publicados nesta área.

2.1. BIOGÁS

O biogás é um composto gasoso combustível formado no processo de digestão anaeróbia, sendo composto em sua maioria por CH_4 e CO_2 , além de outros compostos em menor quantidade. O biogás pode ser obtido através da biodigestão anaeróbia de diversos tipos de efluentes, sendo as principais aplicações com resíduos agroindustriais e resíduos sólidos urbanos. A composição química do biogás, que irá variar de acordo com a matéria orgânica e condições as quais o processo foi submetido, é apresentada na Tabela 1.

Além da composição do biogás, a quantidade de biogás gerada por quantidade de biomassa também irá variar de acordo com a composição da matéria orgânica. A Tabela 2 apresenta a produtividade anual, produção média e o rendimento do biogás para diferentes tipos de matéria orgânica.

Tabela 1 – Composição média típica do biogás proveniente de diferentes tipos de resíduos orgânicos.

Compostos	Porcentagem (%)
Metano (CH_4)	40-75
Dióxido de carbono (CO_2)	25-50
Nitrogênio (N_2)	0,5-2,5
Oxigênio(O_2)	0,1-1
Sulfeto de hidrogênio (H_2S)	0,1-0,5
Amônia NH_3	0,1-0,5
Monóxido de carbono (CO)	0,0-0,1
Hidrogênio (H_2)	1-3

Fonte: Lora e Venturini (2012).

Tabela 2 – produção de resíduo orgânico e biomassa para diferentes tipos de biomassa.

Biomassa	Produtividade anual	Produção de energia	Rend. (m^3 gás/ton)
Esterco bovino	3,6 ton/animal	3620 MJ/animal.ano	37
Esterco suíno	0,8 ton/animal	1370 MJ/animal.ano	63
Esterco avícola	0,065 ton/animal	100 MJ/animal.ano	62
Lixo	0,180 ton/hab	539 MJ/hab.ano	110
Esgoto	0,150 ton/hab	286 MJ/hab.ano	70

Fonte: Fernandes (2012, apud SILVA, 1996).

Outro fator a ser observado no biogás será seu poder calorífico. O poder calorífico do biogás é variável, sendo que em geral o poder calorífico inferior (PCI) será maior quanto maior a quantidade de CH_4 presente em sua composição. Apresenta-se na Tabela 3 o PCI e a massa específica do biogás aproximados de acordo com as quantidades de CH_4 e CO_2 presentes. A potencialidade do biogás poderá ser incrementada quando o mesmo for tratado, pois o mesmo poderá chegar a 60% do poder calorífico do gás natural (LORA; VENTURINI, 2012). A critério de comparação na Tabela 4 são apresentados os valores do PCI para diferentes combustíveis gasosos.

Tabela 3 – PCI e massa específica aproximados de acordo com a presença de CO_2 e CH_4 no biogás.

Composição química do biogás	Massa específica (kg/m^3)	PCI (kJ/kg)
CH_4 : 10%; CO_2 : 90%	1,8393	1.950
CH_4 : 40%; CO_2 : 60%	1,46	9.771,36
CH_4 : 60%; CO_2 : 40%	1,2143	17.710,08
CH_4 : 65%; CO_2 : 35%	1,1518	20.227,02
CH_4 : 75%; CO_2 : 25%	1,0268	26.180,1
CH_4 : 95%; CO_2 : 5%	0,7768	43.834,12
CH_4 : 99%; CO_2 : 1%	0,7268	48.822,36

Fonte: Fernandes (2012, apud LANNICELLI, 2008).

A presença de outros gases além do CH_4 e do CO_2 no biogás, mesmo em quantidades proporcionalmente pequenas, deve ser levada em consideração. Um dos compostos que se deve ter mais atenção é o gás sulfídrico (H_2S), pois sua presença no biogás torna-o corrosivo, sendo necessário um tratamento antes da utilização (MME, 2007). O H_2S quando presente no biogás,

pode danificar os equipamentos e dispositivos que serão utilizados para a conversão em energia térmica ou elétrica, como por exemplo tubulações, motores, turbinas, entre outros.

Tabela 4 – Comparação do PCI do biogás com outros combustíveis gasosos.

Gás	PCI (kJ/m³)
Metano	35.558
Propano	92.109
Butano	117.230
Gás natural	31.819
Biogás	23.027

Fonte: Lora e Venturini (2012).

Entre as possíveis utilizações do biogás estão a geração de energia elétrica, aquecimento em geral, secagem, cocção de alimentos, para o conforto térmico de animais de granja em propriedades rurais e, com um motor adaptado ou com a alteração do biogás, pode ser também utilizado como combustível veicular.

A forma mais comum de se obter energia elétrica a partir do biogás é através de motores de combustão interna acoplados a geradores; porém utilizam-se também microturbinas a gás, motores Stirling ou células a combustível (FNR, 2010). Os motores de combustão interna, devido a sua praticidade e baixo custo, são as formas mais comuns no aproveitamento do biogás para a geração de energia elétrica, porém têm como desvantagem os altos níveis de emissão de CO e NO_x (LORA; VENTURINI, 2012).

2.2. MICROTURBINAS A GÁS

Turbinas a gás são dispositivos desenvolvidos para converter a energia de um combustível em alguma forma útil de energia, tais como energia mecânica (rotação de um eixo) ou também energia para a impulsão de aeronaves (aplicações na aviação) (BATTIE, 1996). O nome turbina a gás refere-se ao fluido de trabalho do ciclo, que geralmente são os próprios gases de combustão do combustível ou outro gás no caso de ciclos fechados, sendo que o combustível não deve ser necessariamente gasoso.

Microturbinas a gás são versões reduzidas das turbinas a gás, utilizadas normalmente em aplicações de geração distribuída para obtenção de energia elétrica e eventualmente energia térmica em processos de cogeração. Segundo Soares (2007) microturbinas são turbinas a gás bastante reduzidas (capacidade de 30 a 400 kW) que em geral possuem um recuperador (trocador de calor de recuperação de energia) em seu ciclo para incrementar seu rendimento.

Microturbinas a gás tem o funcionamento similar ao de turbinas a gás convencionais, que é dado pelos seguintes processos em regime permanente, descritos por Soares (2007):

- Ar é comprimido em um compressor radial (ou centrífugo);
- Caso conte com sistema recuperador, o ar é pré-aquecido com os gases de exaustão da turbina;
- O ar pré-aquecido é misturado com o combustível na câmara de combustão a mistura é queimada;
- O gás quente é expandido em uma turbina de um ou mais estágios, ação que produz força mecânica rotacional para girar o compressor e também para gerar energia elétrica em um gerador acoplado ao eixo da turbina.

Com o recuperador de calor (ou regenerador) a eficiência das microturbinas a gás tem um aumento significativo, pois a mesma aproveita o calor dos gases de exaustão para o pré-aquecimento do ar que sai do compressor, aumentando a temperatura média de admissão do ar na câmara de combustão e também diminuindo a entalpia sensível que é desperdiçada devido à alta temperatura dos gases de saída da turbina. A Figura 2 apresenta uma ilustração com os principais componentes de uma microturbina a gás.

Microturbinas tipicamente alcançam eficiências entre 25 a 40%; quando utilizada em sistemas de cogeração de calor e eletricidade eficiências superiores a 80 são alcançadas comumente (SOARES, 2007).

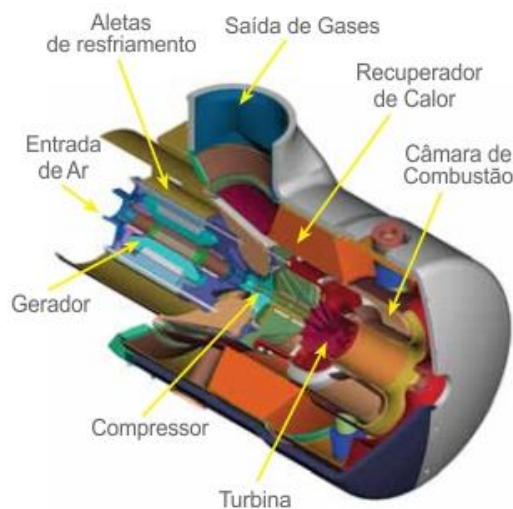


Figura 2 – Ilustração de uma turina a gás da marca Capstone.
Fonte: Heimer (2016).

As microturbinas a gás dividem-se nos modelos *single-shaft* (eixo único) e *split-shaft* (eixo duplo). Nas turbinas *single-shaft* uma turbina de expansão única aciona o compressor e o gerador, enquanto nos modelos *split-shaft* uma turbina é responsável pelo acionamento do compressor e outra é responsável pelo acionamento do gerador, com os gases da saída da turbina do compressor movendo a turbina do gerador (SOARES, 2007).

Tabela 5 – Características gerais das microturbinas a gás.

Característica	Análise da característica
Gases de saída	A temperatura dos gases de saída varia de aproximadamente 200°C até 340°C. É ideal para aplicações geração de eletricidade e calor.
Flexibilidade de combustíveis	Podem operar com grande flexibilidade de combustíveis: gás natural, biogás, combustíveis líquidos, entre outros. Uma grande vantagem é a capacidade de operar com combustíveis com alto conteúdo de enxofre e baixo poder calorífico.
Vida útil	Vida útil estimada na faixa de 40.000 e 80.000 horas.
Faixa de operação	Módulos que variam de 30 kW até 400 kW.
Emissões	Métodos de combustão sofisticados, relativa baixa temperatura de entrada na turbina e baixa relação combustível/ar resultam em emissões de NO _x menores que 10 ppm e também em baixa emissão de CO e hidrocarbonetos não queimados.
Modularidade	Unidades podem ser conectadas para atingir maiores potências de acordo com a necessidade e maior confiabilidade.
Operação com carga parcial	Como as turbinas reduzem a potência de saída através da redução da vazão mássica e da temperatura de combustão, a eficiência em geral é reduzida quando a operação é com cargas parciais.

Fonte: Adaptado de Soares (2007).

Microturbinas a gás costumam ser desenvolvidas para admitir uma grande variedade de combustíveis, além de níveis de emissão de gases poluentes menores que de motores de combustão interna convencionais normalmente utilizados em propriedades rurais com o biogás. A Tabela 5 apresenta um resumo das características gerais de microturbinas a gás e algumas vantagens.

2.3.CICLO BRAYTON

Para a modelagem de máquinas térmicas e máquinas de fluxo, existem os chamados ciclos de potência, os quais permitem um estudo dos processos termodinâmicos que ocorrem nos dispositivos como compressores, bombas, turbinas, entre outros. Assim como o ciclo Rankine é a representação de ciclos de potência a vapor, ou os ciclos Otto e Diesel modelam os

motores de combustão interna, o ciclo Brayton é o ciclo que descreve o processo de termodinâmico nas turbinas a gás.

Os ciclos ideais desprezam as irreversibilidades que possam ocorrer no sistema a fim de simplificar as análises dos mesmos, pois os ciclos a gás reais são bastante complexos, sendo assim os resultados obtidos a partir de simulações com tais ciclos podem diferir de sistemas reais. Porém, os resultados obtidos com os ciclos ideais são boas aproximações para simulações iniciais, permitindo uma boa análise do sistema com cálculos relativamente simples.

Uma das suposições tomadas para os ciclos ideais é a consideração de que os gases que circulam no ciclo se comportam como um gás ideal, são os chamados ciclos de ar padrão. Tais suposições serão importantes para o desenvolvimento posterior das relações que descrevem o ciclo termodinâmico. Com isso pode-se reduzir ainda mais o nível de complexidade do problema, e tomam-se as seguintes suposições de ar padrão (ÇENGEL; BOLES, 2013):

- O fluido de trabalho é o ar, o qual circula em ciclo fechado de modo contínuo e comporta-se sempre como um gás ideal;
- Todos os processos do ciclo são completamente reversíveis;
- O processo de combustão é substituído por um processo de adição de calor desde uma fonte externa;
- O processo de saída dos gases é substituído por uma entrega de calor ao ambiente a partir do fluido de trabalho, o qual retorna a sua condição inicial.
- Com frequência considera-se também o calor específico do ar constante.

Tal consideração de que a taxa de vazão mássica é constante na microturbina (que o fluido de trabalho é o ar) produz resultados conservadores em ciclos abertos, pois é comum em turbinas a gás que a massa de ar seja muito maior que a massa de combustível, podendo assim desconsiderar a massa de combustível (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Dadas as condições simplificadores descritas a cima, a seguir será descrito o ciclo Brayton ideal simples, assim como o ciclo Brayton regenerativo, variação que busca um aumento na eficiência do ciclo.

2.3.1. Ciclo Brayton Ideal Simples

Turbinas a gás operam normalmente a ciclo aberto, como apresentado na Figura 3, pois os gases de combustão são geralmente liberados para o ambiente. Porém, este ciclo aberto pode ser modelado como um ciclo fechado (Figura 4) considerando-se o ar como fluido de trabalho,

sendo que este ciclo ideal representado por este ciclo fechado é o chamado ciclo Brayton. Assim, o ciclo Brayton baseia-se nas seguintes etapas (ÇENGEL;BOLES, 2013):

- 1 – 2: Compressão isentrópica (compressor);
- 2 – 3: Adição de calor a pressão constante;
- 3 – 4: Expansão isentrópica (turbina);
- 4 – 1: Entrega de calor a pressão constante.

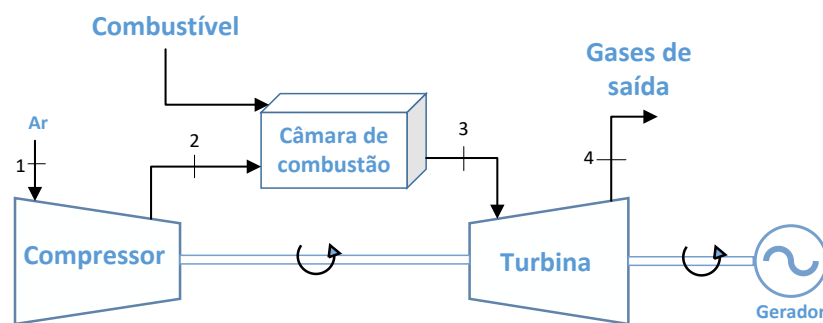


Figura 3 – Ciclo Brayton aberto.
Fonte: Elaboração própria.

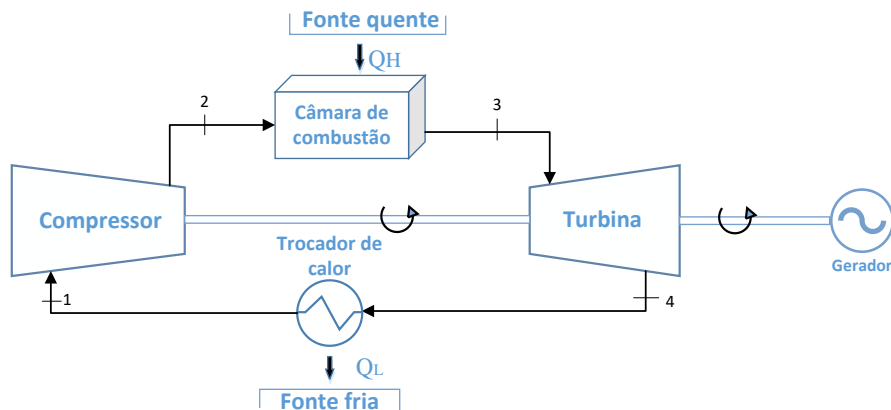


Figura 4 – Ciclo Brayton fechado.
Fonte: Elaboração própria.

Pode-se apontar que, neste trabalho, onde o calor rejeitado após a expansão na turbina os gases de escape serão utilizados para um sistema de cogeração, podendo-se substituir o trocador de calor apresentado por uma trocador de calor que transfere energia para outro fluido. Assim, o ciclo deste trabalho é aberto porém com um trocador de calor que transfere calor a outro fluido, o fluido do sistema de refrigeração por absorção.

Na Figura 5 apresenta-se o diagrama T-s do ciclo Brayton. Considerando-se o ciclo fechado e que o fluido de trabalho comporta-se como um gás ideal, considerando-se também os calores específicos do fluido de trabalho constantes, as relações que descrevem cada um dos processos são as seguintes:

- Compressão isentrópica:

$$\dot{W}_{1-2} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

- Adição de calor isobárica:

$$\dot{Q}_{2-3} = \dot{m}(h_3 - h_2) = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

- Expansão isentrópica:

$$\dot{W}_{3-4} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.3)$$

- Entrega de calor isobárica:

$$\dot{Q}_{4-1} = \dot{m}(h_4 - h_1) = \dot{m}c_p(T_4 - T_1) \quad (2.4)$$

Onde \dot{Q}_{i-j} representa o calor entregue ou retirado no sistema no processo realizado entre os estados i e j, em kW; \dot{W}_{i-j} representa o trabalho realizado pelo sistema ou sobre o sistema no processo realizado entre os estados i e j, em kW; h_i representa a entalpia específica no estado i, em kJ/kg; c_p representa o calor específico a pressão constante do fluido de trabalho, em kJ/kg.°C; T_i a temperatura no estado i em °C; e por fim \dot{m} representa a vazão mássica do fluido de trabalho.

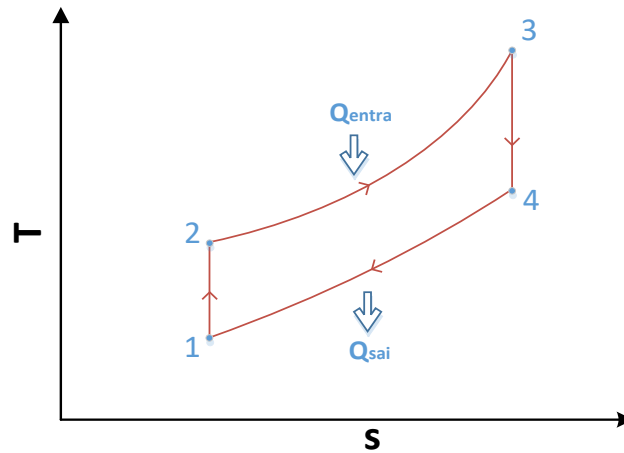


Figura 5 – Diagrama T-s do ciclo Brayton.
Fonte: Elaboração própria.

O rendimento do ciclo Brayton simples é dado por:

$$\eta_{B,s} = \frac{\dot{Q}_{3-4} - \dot{Q}_{1-2}}{\dot{Q}_{2-3}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.5)$$

Ou também, pode ser calculado através da seguinte relação:

$$\eta_{B,s} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.6)$$

Ademais, sabendo que processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, sabendo também que os processos 2-3 e 4-1 são isobáricos ($P_2 = P_3$ e $P_4 = P_1$), sabe-se que as seguintes relações são válidas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.7)$$

Sendo que P_i é a pressão do fluido no estado i em kPa e k a razão entre os calores específicos a volume constante e a pressão constante.

Substituindo as relações de (2.7) em (2.6) e simplificando a equação, obtém-se a seguinte relação para eficiência teórica do ciclo Brayton simples:

$$\eta_{B,s} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}} \quad (2.8)$$

Denomina-se a relação P_2/P_1 razão de pressão (r_p), e nota-se que o aumento da eficiência térmica no ciclo teórico para as turbinas a gás aumenta com o aumento desta relação, assim como também há um aumento da eficiência no caso de um aumento de k , e a relação é válida também para turbinas reais. Para uma temperatura de entrada fixa do fluido de trabalho na turbina, verifica-se que a saída de trabalho líquido aumenta com o valor de r_p e, após atingir um valor máximo, começa a diminuir (ÇENGEL;BOLES, 2013). A Figura 6 apresenta a relação do trabalho líquido produzido em função da razão de pressão para uma temperatura fixa na entrada da turbina.

Assim, ao selecionar uma turbina, deve-se observar esta relação entre razão de pressão, saída de trabalho líquido e conseqüentemente a eficiência térmica do ciclo. Vale neste ponto ressaltar que os compressores em turbinas a gás têm grande influência sobre o rendimento do ciclo, devido ao seu alto consumo de trabalho, diferentemente por exemplo das bombas no ciclo Rankine, onde o consumo da bomba é baixo e muitas vezes desprezado em cálculos.

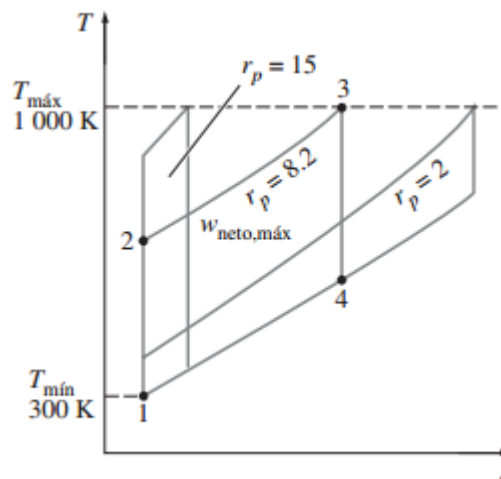


Figura 6 – Trabalho líquido do ciclo para diferentes valores de razão de pressão.
Fonte: Çengel; Boles, 2013.

2.3.2. Ciclo Brayton Regenerativo

Como citado anteriormente, microturbinas a gás atuais possuem eficiência em torno de 30%, sendo que a baixa eficiência se dá principalmente devido à alta temperatura dos gases de saída da turbina. Devido à baixa eficiência fabricantes buscam formas de aumentar o rendimento do ciclo Brayton, principalmente aproveitando a energia térmica disponível na saída

da turbina. Segundo Çengel e Boles (2013) os esforços para o aumento do rendimento do ciclo Brayton se concentra em três áreas: incremento das temperaturas de entrada da turbina, incremento da eficiência dos componentes das máquinas (como compressores ou turbinas) ou a adição de modificações no ciclo básico.

No ciclo regenerativo há o reaproveitamento da entalpia sensível dos gases de saída da turbina aumentando a temperatura do ar de entrada da câmara de combustão, aumentando assim a temperatura da entrada do fluido de trabalho na turbina. Aproveita-se então a energia que normalmente seria somente rejeitada para o meio ambiente, além de se diminuir a demanda de combustível para uma mesma saída de trabalho líquido (ÇENGEL; BOLES, 2013). O esquema do ciclo Brayton com regeneração é apresentado na Figura 7.

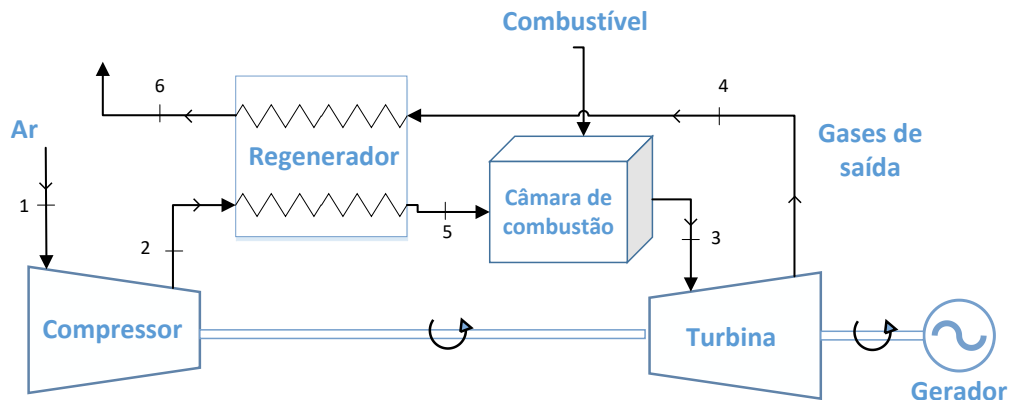


Figura 7 – Ciclo Brayton regenerativo.
Fonte: Elaboração própria.

Normalmente utiliza-se o termo efetividade do regenerador (ϵ) para verificar seu rendimento. A temperatura máxima que o ar poderia sair em um caso ideal no estado 5 seria a temperatura dos gases de saída, representando o máximo aproveitamento da energia térmica, porém em casos reais sabe-se que o ar saía com uma temperatura menor. Sendo assim, a efetividade é um parâmetro que mede o afastamento de um regenerador real em relação ao regenerador ideal (SHAPIRO et al., 2013).

A quantidade de calor transferido ao ar no caso real é dada por:

$$q_{\text{REG, real}} = h_5 - h_2 \quad (2.9)$$

No caso ideal, que representa a máxima taxa de transferência de calor possível, a quantidade de calor transferido é dada por:

$$q_{\text{REG, máx}} = h_4 - h_2 \quad (2.10)$$

Assim, a efetividade do regenerador é dada pela seguinte relação:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2.11)$$

Os valores de efetividade para os regeneradores na prática estão em torno de 60 e 80%, sendo que o ar que deixa o lado do compressor está normalmente a uma temperatura mais baixa que a temperatura na saída da turbina. Um aumento na temperatura poderia resultar em maiores custos de equipamentos, além disso uma maior área de troca de calor poderia levar a perdas significativas por atrito no regenerador. Utilizar ou não o regenerador depende de análise das condições como as apresentadas acima, sendo que a decisão em final em geral é principalmente com base nos aspectos econômicos (SHAPIRO et al., 2013).

2.4. REFRIGERAÇÃO

Define-se refrigeração como o processo de extração de calor de um reservatório térmico de menor temperatura (fluido ou meio a ser refrigerado) e transferi-lo para um reservatório térmico de maior temperatura. Tal ação é realizada por dispositivos denominados refrigeradores (WANG, 2000).

Se nota que para tal é necessária uma fonte externa de energia, podendo esta ser elétrica, através da utilização de compressores, ou também térmica, no caso dos ciclos de absorção. A refrigeração é essencial ao nosso cotidiano, sendo responsável pela conservação de alimentos, conforto térmico, produção de gelo, entre outras utilidades.

Para se avaliar o desempenho de refrigeradores é utilizado o coeficiente de desempenho (COP), que é definido como (ÇENGEL; BOLES, 2013):

$$\text{COP} = \frac{\text{Efeito do resfriamento}}{\text{Entrada de trabalho}} = \frac{Q_L}{W_{\text{liq, entrada}}} \quad (2.12)$$

Os principais sistemas de refrigeração utilizados são os sistemas a compressão de vapor, refrigeração por absorção e refrigeração a gás, sendo os dois primeiros os mais comuns. Refrigeradores por compressão de vapor e por absorção são bastante semelhantes, diferenciando-se principalmente pela entrada de energia: nos sistemas por compressão são

compressores (geralmente acionados eletricamente) que fornecem a energia para o ciclo, enquanto no ciclo por absorção uma fonte térmica fornece a energia necessária (WANG, 2000). Como o ciclo de interesse neste trabalho é o de refrigeração por absorção, o mesmo será estudado mais detalhadamente posteriormente.

As unidades de refrigeração comumente utilizadas são o Btu/h (*British thermal unit per hour*), que é equivalente ao aumento da temperatura de uma libra de água de 59°F para 60°F, e é também utilizada a tonelada de refrigeração (ou simplesmente *ton*), que corresponde ao calor absorvido por uma tonelada de gelo derretendo a temperatura de 32°F (WANG, 2000). Uma tonelada de refrigeração equivale a 12.000 Btu/h ou 3,516 kW.

2.4.1. Refrigerantes

Os fluidos de trabalho que são utilizados nos refrigeradores são denominados refrigerantes. O refrigerante é um fluido que retira do meio a ser refrigerado calor latente enquanto se transforma de líquido para vapor, processo realizado a baixa temperatura e pressão. As características desejáveis para um bom refrigerante comercial são as seguintes (MILLER; MILLER, 2006):

- Baixo ponto de ebulição;
- Seguro e não tóxico;
- Fácil de se liquefazer e em temperatura e pressão moderadas;
- Alto valor de calor latente;
- Operação a pressão positiva;
- Não afetado por umidade;
- Boa miscibilidade com óleo;
- Não corrosivo com metais.

Nos sistemas de refrigeração por absorção utilizam-se soluções binárias (com dois fluidos), não somente um fluido refrigerante, onde um dos fluidos é o refrigerante e o outro o absorvente. Geralmente utilizam-se a amônia NH_3 absorvida em vapor d'água (a água é o absorvente), ou o vapor d'água absorvido em brometo de lítio (LiBr), sendo neste segundo a água o fluido refrigerante. Os sistemas com NH_3 podem ser utilizados para se obter temperaturas abaixo de 0°C, enquanto sistemas que utilizam água como refrigerante (sistemas

com o par LiBr-H₂O) limitam-se a temperaturas acima de seu ponto de fusão (0°C para pressão atmosférica) (TROTT; WELCH, 2000).

2.4.2. Refrigeração Por Absorção

Como destacado anteriormente, sistemas de refrigeração por absorção utilizam-se de uma fonte de energia térmica, assim se veem como ótima opção quando se tem uma fonte econômica de calor. A Figura 8 apresenta um diagrama esquemático do ciclo (a numeração adotada no diagrama é a mesma que será utilizada no ciclo de cogeração adiante). Trott e Welch (2000) descrevem o ciclo de absorção: vapor refrigerante é conduzido do evaporador para o absorvedor; no absorvedor o vapor refrigerante é absorvido pelo absorvente, o qual é injetado na câmara; a solução resultante (licor rico) é então pressurizada até a pressão do condensador através da bomba e o vapor é conduzido para fora do gerador através de aquecimento direto; o gás refrigerante a alta temperatura é condensado, atravessa uma válvula de expansão, onde sua temperatura é reduzida a níveis inferiores a temperatura do meio a ser refrigerado, e segue para o evaporador, onde continua o ciclo; a solução que abandona o gerador (licor pobre) atravessa outra válvula redutora de pressão e segue para o absorvedor; a eficiência térmica do ciclo é aumentada ao se utilizar um trocador de calor entre os dois licores. A bomba é em geral acionada eletricamente, porém pode ser acionada de outras maneiras.

Herold, Radermacher e Klein (2016) apontam que o COP de sistemas de refrigeração por absorção que utilizam o par LiBr-H₂O como fluidos de trabalho varia de 0,7 a 1,2, dependendo da configuração do ciclo adotado; já a capacidade de refrigeração destes sistemas varia de 10 a 1.500 toneladas de refrigeração (aproximadamente 35 a 5300 kW). Já para sistemas que utilizam o par H₂O-NH₃, segundo os autores o COP está tipicamente próximo de 0,5 e a capacidade varia de 3 a 25 toneladas de refrigeração (10 a 90kW).

Algumas condições são assumidas para realizar os balanços de massa e energia e modelar sistemas de refrigeração por absorção, as quais apresentam-se na Tabela 6. As considerações da Tabela 6 são geralmente assumidas por conveniência na modelagem de sistemas de refrigeração por absorção, sendo que tais considerações para cálculos típicos de sistemas fornecem uma precisão adequada nos cálculos (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

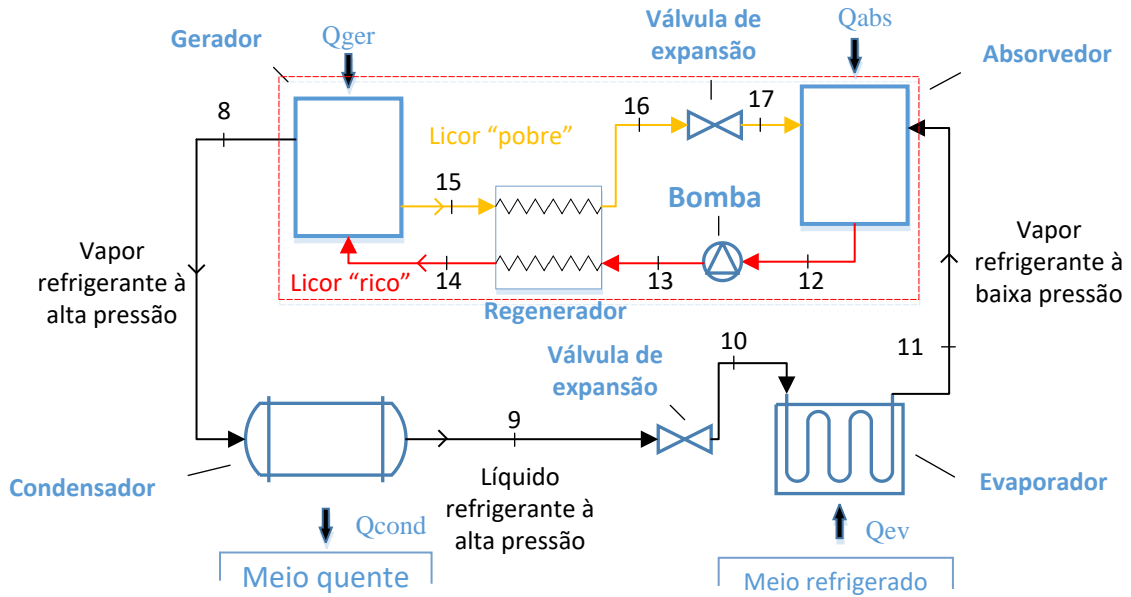


Figura 8 – Ciclo de refrigeração por absorção.
Fonte: Elaboração própria.

Tabela 6 – Condições assumidas para os cálculos do sistema de refrigeração por absorção.

Ponto	Estado	Considerações
8	Vapor de água superaquecido	Assume-se que não há absorvente (LiBr) no fluido
9	Água líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
10	Mistura vapor-líquido	Evaporação parcial do líquido (evaporação <i>flash</i>)
11	Vapor de água saturado	Assume-se que o título do refrigerante é 1
12	Solução líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
13	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo na bomba é isentrópico
14	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo no regenerador é isobárico
15	Solução líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
16	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo no regenerador é isobárico
17	Mistura vapor-líquido	Evaporação parcial do líquido (evaporação <i>flash</i>)

Fonte: adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

Nos sistemas de refrigeração em geral é usual a representação dos ciclos em diagramas p-h (que relacionam temperatura e entalpia), pois os mesmos facilitam a visualização de tais processos. Isso devido ao fato de existirem geralmente duas zonas nos sistemas de refrigeração: a zona de alta pressão (fluido após passar pela bomba e antes de chegar a válvula de expansão) e zona de baixa pressão (fluido após passar pela válvula de expansão). A Figura 9 representa

um diagrama p-h típico para um ciclo de refrigeração ideal, sendo que são somente representadas as características do refrigerante, considerando os dispositivos do pontilhado vermelho da Figura 8 uma “caixa fechada” que realiza um processo de compressão.

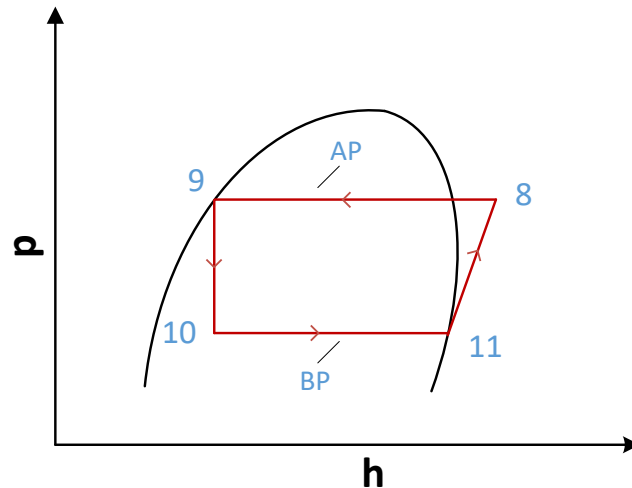


Figura 9 – Diagrama p-h para o ciclo de refrigeração.
Fonte: Elaboração própria.

Na Figura 9 as siglas AP e BP significam alta pressão e baixa pressão, respectivamente. Nas Figuras 8 e 9, para ciclos ideais de refrigeração, os seguintes processos ocorrem:

- 8 – 9: Entrega de calor isobárica (Condensador);
- 9 – 10: Expansão isentálpica (válvula de expansão / estrangulamento);
- 10 – 11: Adição de calor isobárica do meio a ser refrigerado ao refrigerante (evaporador);
- 11 – 8: Compressão isentrópica (bomba e demais equipamentos).

Os sistemas de refrigeração por absorção diferem-se do sistema de refrigeração por compressão de vapor também no modo de compressão do fluido. No ciclo por compressão de vapor um compressor é responsável pelo aumento da pressão do fluido, sendo que no ciclo por absorção os componentes que estão destacados pelo quadrado pontilhado, na Figura 8, o substituem o compressor no papel de compressão do fluido.

Quando comprime-se um gás de maneira isentrópica, sua temperatura aumenta, assim como sua temperatura diminui quando o gás é expandido. Os ciclos de refrigeração valem-se dessa característica para executar a retirada de calor de um ambiente: na compressão eleva-se a temperatura para que ela fique maior que a temperatura ambiente, podendo assim rejeitar o

calor. Já na válvula de expansão diminui-se a temperatura para que a mesma seja menor que a temperatura do meio frio, possibilitando assim a retirada de calor do meio que se deseja resfriar.

Uma das grandes vantagens dos ciclos de absorção (comparados aos ciclos por compressão de vapor), é que se comprime líquido invés de um vapor, e devido a esse fato a entrada de trabalho nos sistemas de absorção é muito pequena; Entre as desvantagens dos sistemas de absorção se comparados aos ciclos de compressão de vapor, encontram-se seu maior custo, complexidade, maior tamanho, menor eficiência e mais difícil manutenção (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Normalmente a eletricidade tem menor custo que a energia térmica. Sistemas de absorção são portanto recomendados em casos onde haja uma fonte de energia térmica de baixo custo (como no caso dos sistemas de cogeração), ou onde a energia elétrica seja de mais difícil acesso (TROTT; WELCH, 2000).

Na Figura 8 o licor rico é uma solução do refrigerante com o absorvente com grande quantidade de refrigerante, enquanto o licor pobre é uma solução com menor fração mássica de refrigerante, pois parte do mesmo seguiu para o condensador. Deve-se observar que a vazão mássica de fluido será a mesma ao sair do gerador até chegar ao absorvedor, porém nos 4 componentes do pontilhado vermelho há misturas diferentes circulando. Assim, o balanço de massa para o gerador é dado por:

$$\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{LP} = \dot{m}_{LR} \quad (2.13)$$

Onde \dot{m}_{vap} é a vazão mássica do vapor refrigerante pressurizado, \dot{m}_{LR} é a vazão mássica do licor rico e \dot{m}_{LP} é a vazão mássica do licor pobre. Sabe-se também que, considerando que o vapor refrigerante do ponto 1 deixa o gerador sem a presença de absorvedor, o balanço de massa de absorvente presente na mistura pode ser expresso como:

$$X_{LR}\dot{m}_{LR} = X_{LP}\dot{m}_{LP} \quad (2.14)$$

Outro parâmetro sempre presente em análises de sistemas de refrigeração por absorção é o coeficiente relação de circulação (f), que relaciona a vazão mássica da solução que é pressurizada pela bomba com a vazão mássica de vapor refrigerante que deixa o gerador (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016). Sendo assim, para o esquema da Figura 8, essa relação é dada por:

$$f = \frac{\dot{m}_{LR}}{\dot{m}_{vap}} = \frac{\dot{m}_{LR}}{\dot{m}_{LR} - \dot{m}_{LP}} \quad (2.15)$$

Expressando \dot{m}_{LP} em função de \dot{m}_{LR} na equação (2.14), substituindo na equação (2.15) e reorganizando a relação, pode-se obter o valor f expresso da seguinte forma:

$$f = \frac{X_{LP}}{X_{LP} - X_{LR}} \quad (2.16)$$

O balanço de energia em cada componente do ciclo da Figura 8 é descrito a seguir:

- Gerador:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{vap}h_8 + \dot{m}_{LP}h_{15} - \dot{m}_{LR}h_{14} \quad (2.17)$$

- Condensador:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{vap}(h_8 - h_9) \quad (2.18)$$

- Evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{vap}(h_{11} - h_{10}) \quad (2.19)$$

- Absorvedor:

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{vap}h_{11} + \dot{m}_{LP}h_{17} - \dot{m}_{LR}h_{12} \quad (2.20)$$

Nas válvulas de expansão ocorre o processo chamado de estrangulamento do fluido. Herold, Radermacher e Klein (2016) apontam que pode-se assumir que tal processo é adiabático e com alterações na energia cinética desprezíveis, resultando em um processo de entalpia constante. Com tal condição, pode-se assumir as seguintes relações para as válvulas de expansão:

$$h_9 \approx h_{10} \quad (2.21)$$

$$h_{16} \approx h_{17} \quad (2.22)$$

No regenerador do sistema de refrigeração, o funcionamento se dá de maneira similar ao regenerador do ciclo Brayton regenerativo, apresentado na seção sobre este tema. Herold, Radermacher e Klein (2016) definem que a efetividade do regenerador do sistema de refrigeração é dada pela razão entre o calor transferido efetivamente e o calor máximo que poderia ser transferido. Assim, os autores definem que o máximo calor transferido é dado pelo produto do menor calor específico e a diferença de temperatura entre os fluidos que entram no regenerador. Como o menor calor específico ocorre na corrente 15 (que também tem a maior temperatura do ciclo), a efetividade do regenerador apresentado na Figura 8 é dada por:

$$\epsilon = \frac{T_{15} - T_{13}}{T_{15} - T_{16}} \quad (2.23)$$

2.4.3. O Problema Da Cristalização

Há um cuidado maior em relação a um problema frequente nos sistemas de refrigeração por absorção que utilizam a solução LiBr-H₂O: se trata do problema da cristalização dos sais de LiBr. Herold, Radermacher e Klein (2016) apontam que em uma solução salina, como a solução de LiBr-H₂O, é natural a precipitação do sal da solução quando a concentração é muito alta; além disso, uma vez que cristais de sal começam a se formar no sistema, os mesmos propiciam condições favoráveis para um aumento ainda maior de cristais de LiBr. Os autores apontam também que a formação de cristais de LiBr depende fortemente da temperatura da solução, porém não varia fortemente com alterações na pressão. A Figura 10 apresenta o diagrama de fase da solução de LiBr-H₂O.

Pode-se observar na Figura 10 que até a fração mássica de 0,4 de LiBr na solução há um decréscimo na temperatura de cristalização do LiBr, já a partir da fração mássica de 0,4 há um aumento acentuado nessa temperatura. Para exemplificar o problema da cristalização, observa-se que para uma solução com fração mássica de LiBr de 0,7 a temperatura de cristalização é de aproximadamente 100°C, ou seja, com o aumento da fração de LiBr nesta temperatura ou diminuição da temperatura nesta fração mássica de LiBr os sais não seriam mais diluídos, ocorrendo assim a cristalização.

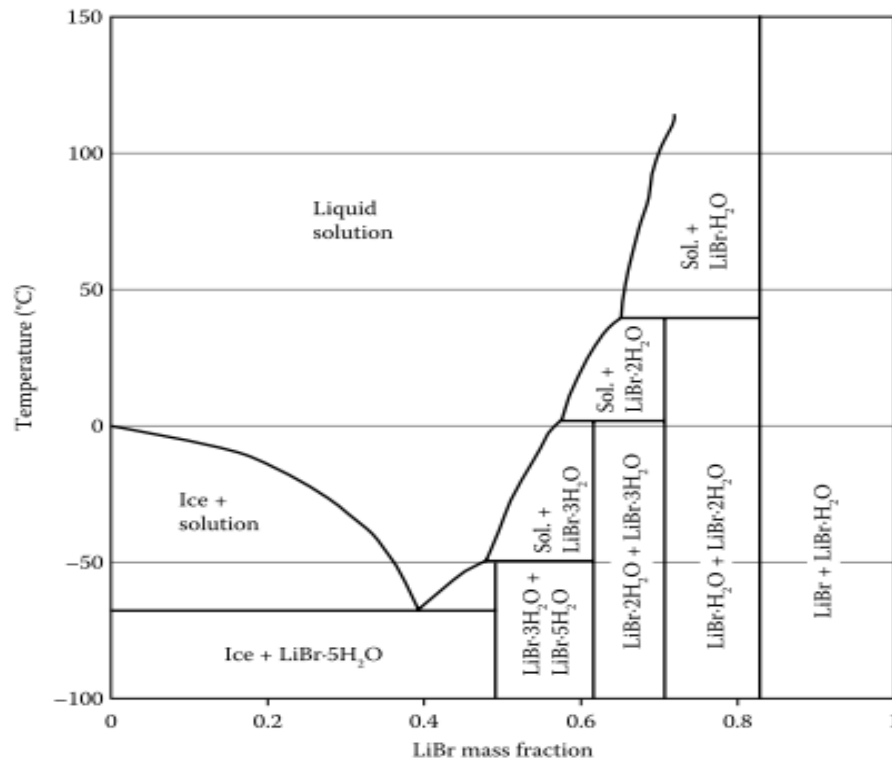


Figura 10 – Diagrama de fase da solução LiBr-H₂O.
Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016).

A região de duas fases abaixo da fase líquida apresentada na Figura 10 se trata de um hidreto sólido que coexiste com a solução líquida, a mistura de tais compostos forma uma espécie de “lama” que se forma tipicamente em sistemas de refrigeração por absorção que operam em condições diferentes daquelas para as quais foram projetadas. O sólido precipitado tende a se prender as tubulações do sistema, e no caso de persistência das condições impróprias de funcionamento, os precipitados tendem a entupir completamente as tubulações e parar o fluxo do sistema (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

2.5. COGERAÇÃO DE ELETRICIDADE E REFRIGERAÇÃO

Flin (2010) define cogeração como o processo de geração de eletricidade e calor simultaneamente no local de uso; o calor pode ser utilizado para a produção de vapor de processo, refrigeração ou a combinação de mais de uma utilização. Aproveitando o calor dos gases de saída de turbinas a gás, ou a alta temperatura do vapor de saída de turbinas a vapor, pode-se incrementar o rendimento global do sistema de geração, podendo gerar uma boa economia.

Existem diversas configurações para sistemas de cogeração, sendo que o sistema pode priorizar a geração de eletricidade, onde o calor seria um produto secundário, ou pode priorizar a geração de calor, onde a eletricidade seria um produto secundário. Para mensurar o

rendimento de tais sistemas definem-se diferentes coeficientes, sendo um deles o fator de utilização (ϵ_u), o qual é definido por Çengel e Boles (2013) como:

$$\epsilon_u = \frac{W_{\text{líquido}} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{comb}}} \quad (2.24)$$

Onde $W_{\text{líquido}}$ é representado pelo trabalho útil gerado na microturbina subtraído do trabalho utilizado no compressor e na bomba do sistema de refrigeração. Ou seja, o fator de utilização avalia quanto da energia térmica gerada através da combustão do biogás será convertida em energia útil, sendo energia útil em forma de energia elétrica ou térmica (refrigeração). Têm-se assim um índice que avalia o sistema de cogeração de modo geral, o qual conjuntamente com o rendimento do sistema de geração de eletricidade e coeficiente de performance do sistema de refrigeração, trazem uma boa análise do rendimento do sistema.

Uma prática comum no Brasil são os sistemas de cogeração na indústria sucroalcooleira. Aproveita-se o bagaço de cana para geração de energia elétrica, geralmente em turbinas a vapor, aproveita-se o vapor utilizado para a geração de energia elétrica nos processos de produção de biocombustíveis.

Através do ciclo de refrigeração por absorção, o qual tem como energia de entrada o calor, surge uma ótima opção para um ciclo de cogeração. Em locais onde haja uma demanda de eletricidade e refrigeração (indústrias, propriedades rurais, residências, entre outros), pode-se aproveitar o calor residual do processo de geração de energia elétrica. Estudos sobre sistemas deste formato são encontrados em diversos trabalhos, e alguns deles serão citados aqui.

Ho, Chua e Chou (2003) desenvolveram um sistema de cogeração com uma microturbina e refrigerador de absorção para a refrigeração de um laboratório. A eficiência obtida para a turbina próxima da plena carga de 24 kW foi de aproximadamente 21%, sendo que com o refrigerador atuava com um COP entre 0,5 e 0,58. A eficiência global do sistema com o ciclo de refrigeração variou de 40 a 49%.

Seyfour e Ameri (2012) analisaram a eficiência de quatro diferentes configurações de refrigeradores modificados para sistemas de cogeração com uma microturbina e refrigerador de absorção de efeito simples utilizando água e LiBr. Realizou-se uma análise através do EES (*Engineering Equation Solver*) e verificou-se que a melhor configuração do refrigerador é a que realizava uma compressão de 2 estágios com um resfriador entre os dois compressores, além de um sub resfriador na saída do condensador.

Hwang (2014) realizou o estudo de um sistema também com uma microturbina a gás e refrigerador por absorção com água e LiBr, utilizando também o software EES para a modelagem do problema. Estudaram-se três sistemas de refrigeração por absorção de efeito simples modificados: sistema com sub resfriador no condensador, sub resfriador no condensador e pré-resfriador do ar da microturbina e pré resfriamento do ar que resfria o condensador.

Nos trabalhos de Hwang (2014) e Seyfour e Ameri (2012) verifica-se um sistema de sub resfriamento no condensador. Este sistema permite a obtenção de um fluido com menor temperatura, aumentando assim o gradiente de temperatura entre o refrigerante e o meio a ser refrigerado, conseqüentemente aumentando a quantidade de calor transferida.

O resfriamento do ar de entrada da microturbina indicado por Hwang (2014) é realizada pois a eficiência das microturbinas diminui com o aumento da temperatura ambiente, isso devido ao aumento da densidade do ar e combustível e conseqüente diminuição da vazão mássica de ambos para a microturbina.

3. METODOLOGIA

A princípio determinam-se os parâmetros iniciais, baseados em valores típicos encontrados em *datasheets* de equipamentos, assim como valores típicos encontrados na literatura. Após determinadas as condições iniciais, modela-se o esquema geral do sistema energético para a realização das simulações e análises posteriores.

Depois de determinadas as características gerais, para a realização dos cálculos e análises do trabalho realizam-se simulações computacionais para se encontrar o ponto de viabilidade teórico do ponto de vista técnico. Utilizou-se para tal principalmente o software *Engineering Equation Solver – EES (F-CHART)*, o qual é um pacote computacional utilizado para resolver sistemas de múltiplas equações não-lineares, tendo também ótimas ferramentas para estudos termodinâmicos e de fenômenos de transporte. Posteriormente, para o auxílio no desenvolvimento do trabalho, incluíram-se outras ferramentas computacionais de acordo com a necessidade, principalmente para o desenvolvimento de diagramas, gráficos e ilustrações.

4. MODELAGEM DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Neste capítulo realiza-se a modelagem do sistema de cogeração proposto, o qual se trata do acoplamento de uma microturbina a gás (ciclo Brayton) a um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

4.1. CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA PROPOSTO E CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Nesta seção se apresenta o ciclo proposto, assim como as considerações iniciais que permitem simplificar os cálculos do modelo. Apresenta-se na Figura 11 o ciclo proposto. A proposta é que o gás de exaustão da turbina, após passar pelo regenerador (ponto 6), seja aproveitado no gerador do ciclo de refrigeração por absorção. O ciclo de absorção proposto utiliza como fluidos de trabalho o par LiBr-H₂O.

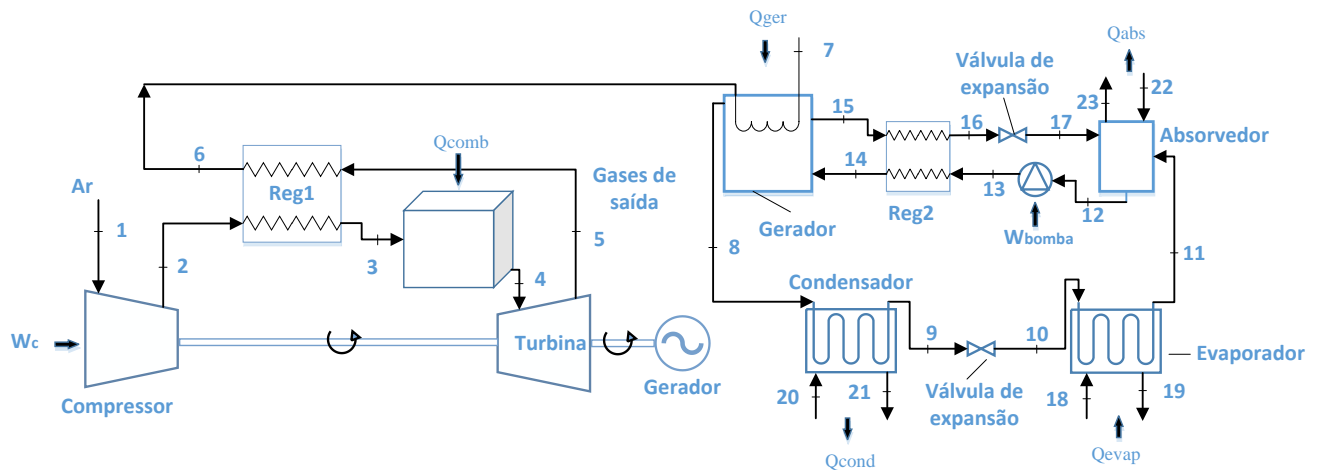


Figura 11 – Ciclo de cogeração proposto.
Fonte: Elaboração própria.

Na microturbina, nos estados de 1 a 6, assumem-se as condições para o ciclo Brayton ideal apresentados na revisão bibliográfica, as quais são novamente apresentadas na Tabela 7 adaptando-as para o estudo de caso apresentado. Para o sistema de refrigeração, as considerações assumidas são apresentadas na Tabela 8, as quais também foram apresentadas anteriormente na revisão bibliográfica, porém são apresentadas novamente adaptadas aos pontos do diagrama da Figura 11.

Outra condição assumida comumente é de que o sistema de refrigeração por absorção trabalha somente a dois níveis de pressão, assim os pontos 8, 9, 13, 14, 15 e 16 seriam os pontos de alta pressão, enquanto os pontos 10, 11, 12 e 17 seriam os pontos de baixa pressão. Assim, no lugar de dez valores de pressão, somente dois devem ser calculados, pois as pequenas perdas

de pressão que ocorrem nos componentes são consideradas desprezíveis (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

Tabela 7 – Condições assumidas para os cálculos da microturbina.
Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2013).

Processo	Condição assumida
1-2	Compressão isentrópica
2-3 e 3-4	Adição de calor isobárica
4-5	Expansão isentrópica
5-6	Entrega de calor isobárica

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2013).

Tabela 8 – Condições assumidas para os cálculos do sistema de refrigeração por absorção.

Ponto	Estado	Considerações
8	Vapor de água superaquecido	Assume-se que não há absorvente (LiBr) no fluido
9	Água líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
10	Mistura vapor-líquido	Evaporação parcial do líquido (evaporação <i>flash</i>)
11	Vapor de água saturado	Assume-se que o título do refrigerante é 1
12	Solução líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
13	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo na bomba é isentrópico
14	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo no regenerador é isobárico
15	Solução líquida saturada	Assume-se que o título do refrigerante é 0
16	Solução líquida comprimida	Assume-se que o processo no regenerador é isobárico
17	Mistura vapor-líquido	Evaporação parcial do líquido (evaporação <i>flash</i>)

Fonte: adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

No sistema apresentado na Figura 11, determina-se que os fluidos dos circuitos externos de refrigeração do condensador e absorvedor são água. Se adota também que o fluido a ser refrigerado no evaporador também é água.

4.2. BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

Para o equacionamento do sistema, devem-se realizar os devidos balanços de massa e energia para cada componente. Para o ciclo Brayton, considera-se o ar como fluido de trabalho, assumindo que a câmara de combustão somente aquece o ar como um trocador de calor em um processo a pressão constante, como nas suposições de ar padrão descritas na revisão

bibliográfica, desconsiderando a alteração na vazão mássica devido a entrada do combustível. Portanto, a vazão mássica entre os pontos 1 e 7 é considerada constante (\dot{m}_{ar}).

Consideram-se no balanço as efetividades dos regeneradores (ϵ) assim como as eficiências isentrópicas do compressor, turbina, bomba e a eficiência da câmara de combustão, eficiências representadas por η e o subscrito referente ao componente. Assim, o balanço de energia aplicado aos componentes da microturbina e o rendimento elétrico da microturbina são dados pelo seguinte equacionamento:

- Compressor:

$$\dot{W}_{c,in} = \dot{m}_{ar}(h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{W}_{c,in}}{\eta_c} \quad (4.2)$$

- Regenerador – Gases de saída:

$$\epsilon_1 = \frac{h_3 - h_2}{h_5 - h_2} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{reg1} = \dot{m}_{ar}(h_3 - h_2) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{reg1} = \dot{m}_{ar}(h_5 - h_6) \quad (4.5)$$

- Câmara de combustão:

$$\dot{Q}_{comb} = PCI \cdot \dot{m}_{comb} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{comb} \cdot \eta_{cc} \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{ar}(h_4 - h_3) \quad (4.8)$$

- Turbina e gerador elétrico:

$$\dot{W}_{out} = \dot{m}_{ar}(h_4 - h_5) \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_t = \eta_t \dot{W}_{out} \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{ge} = \eta_{ge} \cdot \eta_{tr} \cdot \dot{W}_t \quad (4.11)$$

- Rendimento do ciclo Brayton:

$$\eta_{br} = \frac{\dot{W}_{ge} - \dot{W}_c}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (4.12)$$

Para os componentes do sistema de refrigeração, já não há somente uma corrente de vazão mássica, pois há uma corrente de refrigerante, uma corrente de licor rico e uma corrente de licor pobre, além das vazões mássicas externas de resfriamento nos componentes. Assim, sabendo que LR e LP representam licor rico e licor pobre respectivamente, e que X_{LR} e X_{LP} representam a fração de massa de refrigerante (água em cada uma dessas soluções), sabendo também que \dot{m}_{vap} representa a vazão mássica de refrigerante que se conserva entre os pontos 8 e 11, o balanço de massa para os componentes do refrigerador, assim como o valor f apresentado anteriormente, são dados por:

- Gerador e absorvedor

$$\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{LP} = \dot{m}_{LR} \quad (4.13)$$

$$f = \frac{X_{LP}}{X_{LP} - X_{LR}} \quad (4.14)$$

$$f = \frac{\dot{m}_{LR}}{\dot{m}_{vap}} \quad (4.15)$$

Já o balanço de energia para cada componente do sistema de refrigeração e também o coeficiente de performance (COP) são dados por:

- Gerador

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{ar}(h_6 - h_7) \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{vap}h_8 + \dot{m}_{LP}h_{15} - \dot{m}_{LR}h_{14} \quad (4.17)$$

- Condensador

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{vap}}(h_8 - h_9) \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{água, cond}}(h_{21} - h_{20}) \quad (4.19)$$

- Válvula de expansão 1

$$h_{10} \simeq h_9 \quad (4.20)$$

- Evaporador

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{água, evap}}(h_{18} - h_{19}) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{vap}}(h_{11} - h_{10}) \quad (4.22)$$

- Absorvedor

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{\text{água, abs}}(h_{23} - h_{22}) \quad (4.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{m}_{\text{vap}}h_{11} + \dot{m}_{\text{LP}}h_{17} - \dot{m}_{\text{LR}}h_{12} \quad (4.24)$$

- Bomba

$$\dot{W}_{\text{b, in}} = \dot{m}_{\text{LR}}(h_{13} - h_{12}) \quad (4.25)$$

$$\dot{W}_{\text{b}} = \frac{\dot{W}_{\text{b, in}}}{\eta_{\text{b}}} \quad (4.26)$$

$$h_{13} = h_{12} + v_{12}(p_{13} - p_{12}) \quad (4.27)$$

- Regenerador – Absorção

$$\epsilon_2 = \frac{T_{15} - T_{16}}{T_{15} - T_{13}} \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{\text{reg2}} = \dot{m}_{\text{LR}}(h_{14} - h_{13}) \quad (4.29)$$

$$\dot{Q}_{\text{reg2}} = \dot{m}_{\text{LP}}(h_{15} - h_{16}) \quad (4.30)$$

- Válvula de expansão 2

$$h_{16} \approx h_{17} \quad (4.31)$$

- Coeficiente de performance (COP)

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{W}_b} \quad (4.32)$$

Para a análise do sistema de cogeração de um modo geral utiliza-se o fator de utilização (ϵ_u), definido anteriormente como:

$$\epsilon_u = \frac{W_{\text{líquido}} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{comb}}} \quad (4.33)$$

4.3. CONTAGEM DE EQUAÇÕES E VARIÁVEIS

Para verificar se o número de equações e variáveis obtidas na seção anterior são suficientes para a solução do sistema, deve-se fazer a contagem de equações e variáveis envolvidas, assim pode-se definir o número de variáveis de entrada necessárias e quais serão elas, o número de variáveis de saída e quais serão calculadas internamente. Para a modelagem adequada de um sistema, sabe-se que o número de equações deve igualar o número de variáveis (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 2016).

As equações do sistema foram obtidas na seção anterior e totalizam 33 equações, incluindo balanços de energia, balanços de massa e cálculos de eficiência. As variáveis que deseja-se obter são as suficientes para que se possa determinar o estado termodinâmico dos fluidos do sistema em cada ponto da Figura 11, totalizando 23 pontos.

Na microturbina, com as considerações iniciais assumidas anteriormente, a operação se dá em 3 níveis de pressão diferentes, 7 temperaturas (uma para cada ponto), e a vazão mássica é somente uma, totalizando assim 11 variáveis. No sistema de refrigeração têm-se os pontos internos e os externos, sendo os externos aqueles dos circuitos de água de resfriamento. Nos pontos internos a operação se dá em dois níveis de pressão, 10 diferentes temperaturas e 3 vazões mássicas (licor rico, licor pobre e refrigerante), além das frações mássicas de LiBr nos licores rico e pobre, totalizando 17 variáveis. Por fim, considerando que a alimentação de água

externa de resfriamento se dá sempre a pressão atmosférica, necessita-se definir 6 temperaturas diferentes para estes circuitos de resfriamento e também as 3 vazões mássicas, totalizando 9 variáveis.

Além dos pontos definidos anteriormente, também existem as variáveis de taxa de calor e trabalho: trabalho do compressor e trabalho transferido do compressor ao fluido (considerado o rendimento), dois regeneradores, calor de combustão, calor transferido efetivamente ao ar (\dot{Q}_{in}), trabalho de saída na turbina (considerado o rendimento), trabalho na turbina, gerador elétrico, gerador (absorção), condensador, evaporador, absorvedor, trabalho realizado pela bomba e trabalho efetivamente transferido pela bomba ao fluido (considerado o rendimento), totalizando 8 variáveis na microturbina e 7 variáveis no sistema de refrigeração. Por fim, contam-se também as efetividades dos dois regeneradores, eficiência isentrópica do compressor, bomba, da turbina, eficiência do gerador elétrico, eficiência de transmissão da turbina ao gerador, eficiência da câmara de combustão, eficiência elétrica do ciclo a gás, coeficiente de performance do ciclo de refrigeração, e fator de utilização, totalizando 7 variáveis na microturbina, 3 no sistema de refrigeração e uma variável do sistema de cogeração. A Tabela 9 apresenta um resumo da contagem de variáveis e equações.

Assim, têm-se um total de 33 equações e 64 variáveis, sendo necessários portanto 31 parâmetros de entrada para a solução do problema. Tais parâmetros definem-se a seguir, onde realiza-se a definição das características do caso de estudo.

Tabela 9 – Total de variáveis do sistema.

Microturbina a gás	
<i>Tipo de variável</i>	<i>Quantidade de variáveis</i>
Temperatura	7
Pressão	3
Vazão mássica	1
Calor e trabalho	8
Eficiência e efetividade	7
Sistema de refrigeração	
<i>Tipo de variável</i>	<i>Quantidade de variáveis</i>
Temperatura (internas e externas)	16
Fração de licor rico em relação ao vapor (f)	1
Pressão	2
Vazão mássica	6
Frações mássicas de LiBr	2
Calor e trabalho	7
Eficiência e efetividade	3
Fator de utilização ϵ_u	1
Total de variáveis	64
Total de equações	33
Parâmetros de entrada necessários	31

Fonte: elaboração própria.

4.4. CASO DE ESTUDO – VARIÁVEIS DE ENTRADA

Definida a quantidade de variáveis de entrada, devem-se definir os parâmetros iniciais do sistema a ser estudado para que se possa resolver o sistema de equações. Primeiramente definem-se os parâmetros da microturbina, considerando a utilização da turbina da empresa Ansaldo AE-T100B, a qual é específica para biogás e tem uma potência nominal de 100 kW. A Tabela 10 apresenta os dados de interesse retirados da folha de dados da microturbina. Com os dados da microturbina eliminam-se 3 variáveis de entrada, sendo a temperatura na entrada da turbina a temperatura T_4 (referente a Figura 11) e a pressão na câmara de combustão referente aos pontos 2, 3 e 4.

Tabela 10 – Dados da microturbina AE-T100B.

Dado	Valor
Pressão na câmara de combustão	4,5 bar (450 kPa)
Temperatura de entrada na turbina	950°C
Potência nominal elétrica	100 kW

Fonte: Adaptado de ANSALDO ENERGIA.

Determinam-se os valores de eficiência isentrópica e eficiência da câmara de combustão da microturbina considerando valores típicos, obtendo-se assim mais 6 parâmetros de entrada. Os valores assumidos são os seguintes: η_c e η_t iguais a 0,88, ϵ_1 igual a 0,8, η_{cc} igual a 0,88, η_{ge} igual a 0,9 e η_{tr} igual a 0,98.

Para a alimentação de ar na microturbina considera-se uma temperatura de 25°C e pressão atmosférica de 101,325 kPa (T_1 e p_1), na saída da turbina (ponto 5) considera-se também que a pressão será igual a pressão atmosférica. Será considerado um biogás com cerca de 60% de CH₄ e 40% de CO₂, que corresponde a um PCI aproximado de 17.710,08 kJ/kg e um biogás com densidade de 1,2143 kg/m³ (FERNANDES,2012; apud LANNICELLI, 2008). Assim, com os dados referentes aos parâmetros de entrada das microturbinas são eliminadas 13 variáveis, restando parâmetros a serem definidos no sistema de refrigeração.

No sistema de refrigeração assumem-se também valores típicos para a efetividade do regenerador e eficiência isentrópica da bomba: assume-se que ϵ_2 é igual a 0,8 e η_b é igual a 0,85. Com as condições assumidas na Tabela 8 pode-se obter o título do vapor em alguns pontos, têm-se então que o título do vapor refrigerante nos pontos 9, 12 e 15 é igual a 0 (água líquida saturada) enquanto no ponto 11 o título é igual a 1 (vapor de água saturado). Nos circuitos de refrigeração do condensador e absorvedor consideram-se temperaturas de 25°C para a água que entra, já a água a ser resfriada no evaporador entrará a 18°C e sairá a 6°C, assim T_{20} , T_{23} , T_{18} e T_{19} já são definidas. Eliminam-se assim mais 10 variáveis, totalizando 23 parâmetros de entrada já indicados, restando assim 8 parâmetros a serem definidos no sistema de refrigeração.

Wang (2000) define que a diferença entre a temperatura de saída do refrigerante do evaporador e a temperatura de saída do líquido refrigerado varia geralmente entre 1,1 e 2,8°C em grande parte dos sistemas de refrigeração por absorção. Neste trabalho considera-se um valor de ΔT_{evap} de 2°C. Wang (2000) define também que neste tipo de sistema cerca de 60% do calor é removido no absorvedor e os outros 40% no condensador, e o aumento de temperatura

da água do circuito externo tem um aumento de temperatura de 5,6 a 8,3°C. Assumem-se então valores médios para este aumento de temperatura, sendo de 6°C para o condensador e 6,5°C para o absorvedor. Pode-se assim definir as temperaturas nos pontos 11, 23 e 21 da seguinte forma:

$$\begin{aligned}T_{11} &= T_{19} - \Delta T_{ev} = 6^{\circ}C - 2^{\circ}C = 4^{\circ}C \\T_{21} &= T_{20} + 6 = 25^{\circ}C + 6^{\circ}C = 31^{\circ}C \\T_{23} &= T_{22} + 7 = 25^{\circ}C + 6,5^{\circ}C = 31,5^{\circ}C\end{aligned}$$

Portanto foram definidas mais 3 variáveis de entrada, restando assim a definição de mais 5 parâmetros de entrada. De forma similar ao evaporador, considera-se uma diferença de temperatura entre o refrigerante na saída do condensador e a água do circuito externo de 2°C, definindo T_9 como 33°C.

Define-se também a temperatura do gerador (T_{15}), a qual é a temperatura do licor pobre que deixa o evaporador, e também a temperatura do absorvedor (T_{12}). Fixa-se a temperatura T_{15} a princípio em 110°C, porém na análise do modelo considera-se a variação desta temperatura. Como esta é a maior temperatura do sistema, o requisito principal é que ela esteja abaixo da temperatura da fonte externa de calor, ou seja, a temperatura dos gases de saída. Assume-se também uma temperatura T_{12} de 32°C. A definição dessas temperaturas, juntamente com as condições de líquido saturado nestes pontos, possibilitam o cálculo das frações mássicas de LiBr. Restam assim mais duas variáveis a serem definidas.

Define-se neste ponto a temperatura T_8 , com a condição determinada anteriormente de que a água se encontra em estado de vapor superaquecido (a temperatura deve ser superior a temperatura de saturação naquela condição). Com cálculos realizados previamente, apresentados na continuação do trabalho, sabe-se que com as condições já definidas a pressão baixa do sistema de refrigeração será de 0,8136 kPa, e para tal pressão a temperatura de saturação é de 33°C. Com estas condições assumidas, define-se que a temperatura T_8 será de 70°C.

Por fim, especifica-se a vazão mássica de licor rico que é pressurizada pela bomba. Define-se uma vazão mássica de licor rico de 0,1 kg/s a qual contribuí para encontrar as vazões mássicas nas demais partes do circuito.

Definido o valor da vazão mássica de licor rico torna-se possível a resolução do sistema de equações, pois com essa definição o número de variáveis se iguala ao número de equações.

Na Tabela 11 apresentam-se as variáveis de entrada definidas, aquelas que são calculadas internamente e algumas das variáveis de saída que são obtidas posteriormente.

Tabela 11 – Resumo das variáveis de entrada do sistema e demais variáveis.

Variáveis de entrada	
<i>Tipo da variável</i>	<i>Variável</i>
Eficiência ou efetividade	$\eta_c = 0,85; \eta_t = 0,85; \eta_{cc} = 0,88; \epsilon_1 = 0,8;$ $\eta_{ge} = 0,9; \eta_{tr} = 0,98; \epsilon_2 = 0,8; \eta_b = 0,85$
Temperatura (°C)	$T_1 = 25; T_4 = 950; T_8 = 70; T_9 = 33; T_{10} = 4;$ $T_{11} = 4; T_{12} = 32; T_{15} = 110; T_{18} = 18; T_{19} = 6;$ $T_{20} = 25; T_{21} = 31; T_{22} = 25; T_{23} = 31,5$
Pressão (kPa)	$p_1 = p_{atm}; p_2 = 450; p_7 = p_{atm}$
Vazão mássica (kg/s)	$\dot{m}_{LR} = 0,1$
Título do vapor	$x_9 = 0; x_{12} = 0; x_{15} = 0; x_{11} = 1$
Taxa de calor ou trabalho (kW)	$\dot{W}_{ge} = 100$
Poder calorífico (kJ/kg)	$PCI = 17710,08$
Variáveis calculadas internamente	Entalpias nos pontos do sistema
Variáveis de saída	Eficiências globais, taxas de calor e trabalho, vazões mássicas, temperaturas e pressões restantes

Fonte: Elaboração própria.

4.5. SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Para a resolução do sistema de equações e solução do problema utilizou-se o software EES. Para os cálculos das propriedades termodinâmicas em cada ponto da água e do ar foram utilizadas funções internas do programa. Já para o LiBr foi utilizada uma rotina externa desenvolvida por Yuan e Herold (2005), disponível para download como “add-on” na página web da desenvolvedora do software EES (F-CHART).

Para a determinação dos níveis de pressão de trabalho no sistema de refrigeração utilizaram-se as considerações de fluido saturado nos pontos 9 e 11 juntamente com as temperaturas pré-determinadas em tais pontos, assim com as duas propriedades pré-determinadas pôde-se determinar os níveis de pressão alta e baixa do sistema. De forma similar pôde-se definir as frações mássicas de LiBr nas soluções: com as condições de líquido saturado nos pontos 12 e 15, níveis de pressão já determinados e temperaturas dadas como parâmetros de entrada, pôde-se obter as frações de LiBr nos licores rico e pobre.

Para os demais pontos as propriedades foram definidas de maneira similar, com funções do software. Após definidas as propriedades que contavam com parâmetros de entradas suficientes, as demais propriedades foram definidas com a solução do sistema de equações. Na Figura 12 apresenta-se um fluxograma que resume as relações entre as variáveis de entrada, as funções do EES, a solução do sistema de equações e a solução final do sistema de equações. As funções apresentadas no fluxograma são as que foram utilizadas no software EES, substituindo nas funções os devidos valores das propriedades termodinâmicas em cada ponto.

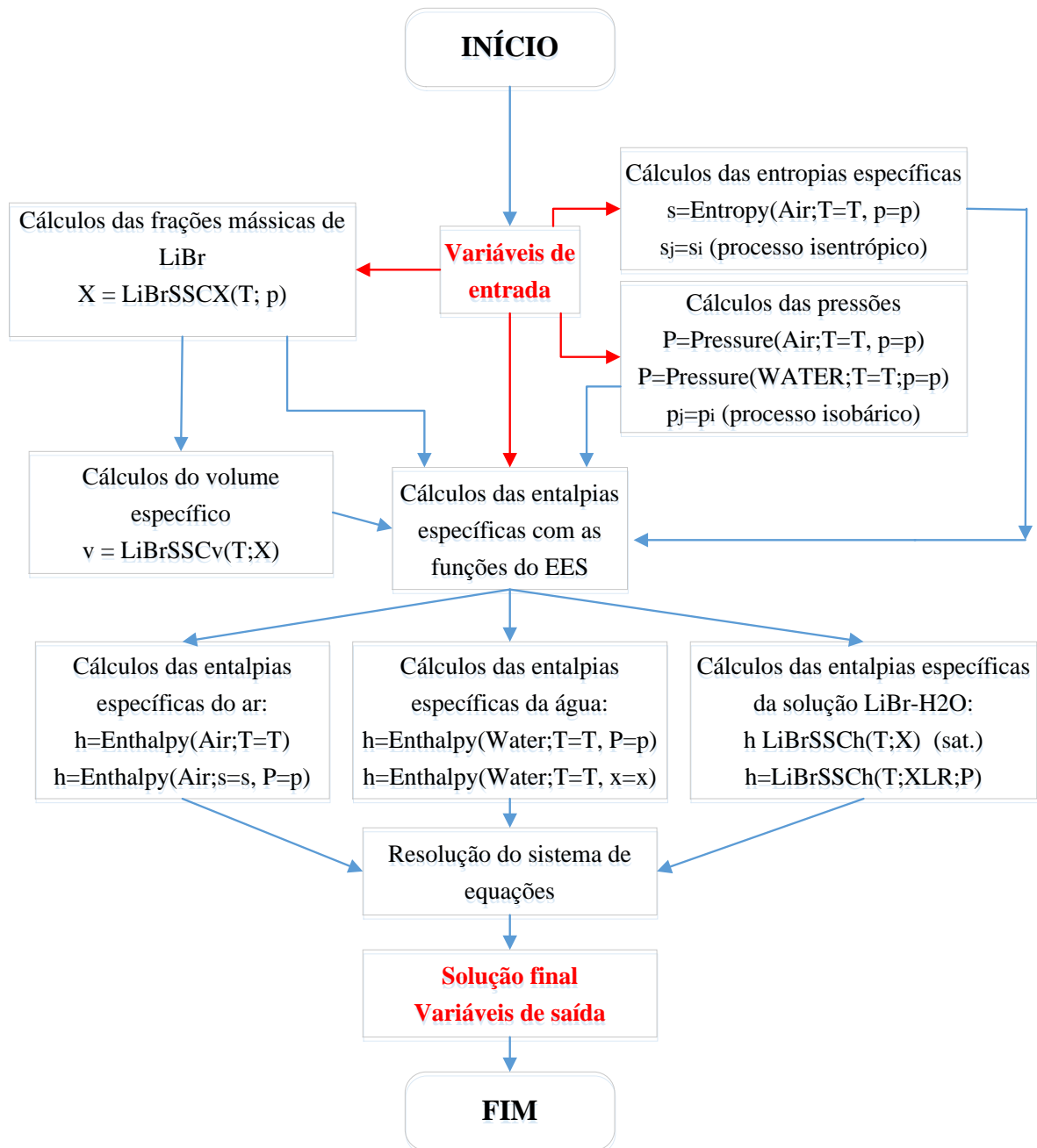


Figura 12 – Fluxograma das etapas da solução do sistema no software EES.
Fonte: elaboração própria.

Na Figura 12 as linhas vermelhas indicam o que será calculado a partir das variáveis de entrada. Pode-se observar que a partir das variáveis de entrada, nos pontos onde já existem propriedades termodinâmicas suficientes, serão calculadas diretamente as entalpias correspondentes. Já nos pontos onde não há informações suficientes, serão utilizadas as considerações a respeito dos processos (processos isobáricos, isentrópicos, etc) para se obter as propriedades necessárias. Para exemplificar, sabe-se que o processo ideal no compressor é isentrópico, portanto define-se que a entropia no ponto 2 é igual àquela do ponto 1, obtendo-se assim mais uma propriedade para o cálculo da entalpia no ponto 2.

No caso da solução binária de LiBr-H₂O são necessárias três propriedades termodinâmicas para o cálculo da entalpia, sendo que a rotina externa para os cálculos referentes a mistura considera o fluido saturado quando inserem-se somente duas propriedades. Assim, em pontos onde o fluido é saturado (ponto 12, por exemplo), inserem-se somente duas propriedades para o cálculo da entalpia, já para pontos onde o fluido não é saturado (pontos 13 e 16, por exemplo), inserem-se três propriedades termodinâmicas para o cálculo da entalpia.

No Anexo A encontra-se o código desenvolvido utilizado no software EES para eventuais consultas.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo apresentam-se os resultados e a discussão acerca dos mesmos. Apresenta-se primeiramente um resumo dos resultados obtidos para as condições pré-determinadas anteriormente. Posteriormente, realizam-se análises acerca dos resultados obtidos e a influência e determinados parâmetros no comportamento do sistema.

5.1. SÍNTESE DOS RESULTADOS

Após a simulação no software EES obtiveram-se os valores das propriedades termodinâmicas do sistema em cada ponto, além das taxas de transferência de calor, de trabalho e as vazões mássicas para as condições iniciais especificadas. Na Tabela 12 apresentam-se as propriedades termodinâmicas nos diferentes pontos, já na Tabela 13 apresenta-se um resumo das demais variáveis calculadas.

Observa-se na Tabela 12 que o local de temperatura mais alta da microturbina é no ponto 4, posterior a câmara de combustão e anterior a entrada da turbina de expansão. A temperatura 5, após a expansão na turbina, é igual a $567,93^{\circ}\text{C}$. Observando a temperatura no ponto 6 de $261,97^{\circ}\text{C}$, nota-se a importante função do regenerador na microturbina, aproveitando boa parte do calor dos gases de exaustão para pré-aquecer o ar comprimido e, conseqüentemente, elevar a eficiência do sistema. Observa-se também o funcionamento do regenerador no ciclo de refrigeração, onde o licor rico tem a temperatura elevada de 32°C no ponto 13 a $64,15^{\circ}\text{C}$ no ponto 14, poupando calor que seria necessário no gerador para o processo evaporação do refrigerante.

No ciclo de refrigeração o ponto 15 na saída do gerador é o que possui maior temperatura, sendo que no ponto 10, ponto anterior ao absorvedor, é o ponto com menor temperatura (4°C), pois em tal ponto energia térmica é transferida do meio externo ao fluido refrigerante.

Nota-se na Tabela 13 no ciclo de refrigeração que o consumo de potência elétrica na bomba é bastante pequeno, como esperado, representando uma parcela bastante pequena de energia em relação a energia térmica necessária. O calor aproveitado no ciclo de refrigeração, representado pelo calor transferido no evaporador, totalizou $34,79\text{ kW}$, para uma entrada de energia térmica de $43,06\text{ kW}$ no gerador.

Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas em cada ponto do sistema de cogeração.

Ponto	Fluido	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	X _{LiBr}
1	Ar	25	101,325	298,57	-
2	Ar	182,26	450	457,62	-
3	Ar	493,35	450	785,57	-
4	Ar	950	450	1305,2	-
5	Ar	567,93	101,325	867,56	-
6	Ar	261,97	101,325	539,61	-
7	Ar	119,01	101,325	393,33	-
8	Água	65	5,033	2621,29	-
9	Água	33	5,033	138,22	-
10	Água	4	0,814	138,22	-
11	Água	4	0,814	2507,87	-
12	LiBr-H ₂ O	32	0,814	78,89	0,5442
13	LiBr-H ₂ O	32	5,033	78,9	0,5442
14	LiBr-H ₂ O	64,15	5,033	145,34	0,5442
15	LiBr-H ₂ O	85	5,033	223,98	0,6379
16	LiBr-H ₂ O	42,6	5,033	146,11	0,6379
17	LiBr-H ₂ O	42,6	0,814	146,11	0,6379
18	Água	18	101,325	75,56	-
19	Água	6	101,325	25,32	-
20	Água	25	101,325	104,84	-
21	Água	31	101,325	129,94	-
22	Água	25	101,325	104,84	-
23	Água	31,5	101,325	132,03	-

Fonte: Elaboração própria.

Tabela 13 – Vazões mássicas, taxas de transferência de calor e trabalho do sistema de cogeração.

Vazões mássicas (em kg/s)		
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar na microturbina	0,2944
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível na microturbina	0,009816
\dot{m}_{LR}	Vazão mássica da solução rica em refrigerante	0,1
\dot{m}_{LP}	Vazão mássica da solução pobre em refrigerante	0,08532
\dot{m}_{vap}	Vazão mássica de refrigerante	0,01468
\dot{m}_{cond}	Vazão mássica de água no condensador	1,453
\dot{m}_{abs}	Vazão mássica de água no absorvedor	1,523
\dot{m}_{evap}	Vazão mássica de água no evaporador	0,6925
Calor e trabalho (em kW)		
$\dot{W}_{c,in}$	Trabalho do compressor	46,82
\dot{W}_c	Trabalho do compressor considerando as irreversibilidades	55,09
\dot{W}_{out}	Trabalho extraído do ciclo Brayton	128,84
\dot{W}_t	Trabalho da turbina considerando as irreversibilidades	113,38
\dot{W}_{ge}	Trabalho do gerador elétrico	100
$\dot{W}_{b,in}$	Trabalho da bomba	0,0002629
\dot{W}_b	Trabalho da bomba considerando as irreversibilidades	0,0003093
\dot{Q}_{comb}	Calor de combustão	173,84
\dot{Q}_{in}	Calor de combustão reduzidas as perdas na CC	152,98
\dot{Q}_{reg1}	Calor transferido no regenerador 1	96,55
\dot{Q}_{ger}	Calor transferido no gerador	43,06
\dot{Q}_{reg2}	Calor transferido no regenerador 2	6,644
\dot{Q}_{cond}	Calor transferido no condensador	36,46
\dot{Q}_{abs}	Calor transferido no absorvedor	41,4
\dot{Q}_{evap}	Calor transferido no evaporador	34,79

Fonte: Elaboração própria.

Na Tabela 14 apontam-se o rendimento elétrico da microturbina, o COP do sistema de refrigeração por absorção e também o fator de utilização do sistema de cogeração. Os valores de eficiência da microturbina e do COP do sistema de refrigeração encontram-se dentro de uma

faixa esperada, considerando os valores apresentados no capítulo 2 deste trabalho. Observa-se com o fator de utilização o maior aproveitamento da energia térmica: na microturbina somente cerca de 25% converte-se em energia útil, já com a integração do sistema de refrigeração eleva-se a conversão em energia útil para cerca de 45%.

Nas Figuras 13 e 14 apresentam-se os diagramas do ciclo Brayton regenerativo e do sistema de refrigeração por absorção separadamente. Nos diagramas apresentam-se os valores de temperatura e pressão em cada ponto (em verde) e as taxas de calor e trabalho que entram e que saem do sistema (em vermelho).

Tabela 14 – Parâmetros de rendimento e performance do sistema.

Variável	Descrição	Valor
η_{br}	Rendimento da microturbina	0,2584
COP	Coefficiente de performance – refrigeração	0,8079
ϵ_u	Fator de utilização - cogeração	0,4585

Fonte: Elaboração própria.

Pode-se ainda realizar o balanço geral das entradas e saídas de energia do sistema, sendo a variação de energia no fluido de trabalho igual a diferença entre as entalpias de entrada e saída de cada dispositivo. Realiza-se o balanço separadamente, sendo que para o ciclo Brayton tem-se:

$$\Delta E = \dot{W}_{out} + m_{ar}(h_6 - h_1) - \dot{W}_{c,in} - \dot{Q}_{in}$$

$$\Delta E = 128,84kW + 0,2944 \frac{kg}{s} \cdot \left(539,61 \frac{kJ}{kg} - 298,57 \frac{kJ}{kg} \right) - 46,82kW - 152,98kW$$

$$\Delta E = 0$$

Já para o sistema de refrigeração, têm-se o seguinte balanço de energia (a somatória não é exatamente zero devido aos arredondamentos, o valor do trabalho da bomba é bastante pequeno se comparado as demais taxas de transferência de energia):

$$\Delta E = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{abs} - \dot{W}_{b,in} - \dot{Q}_{ger} - \dot{Q}_{evap}$$

$$\Delta E = 36,459kW + 41,399kW - 0,0002629 - 43,065kW - 34,794kW$$

$$\Delta E = 0$$

Confere-se com os balanços realizados acima que o balanço de energia do sistema está correto, sendo que nestes balanços foram consideradas as taxas de energia que são efetivamente transferidas ao fluido de trabalho. Para exemplificar, tem-se que no compressor a taxa de transferência de energia ao fluido é de 46,82 kW, porém a entrada de energia necessária é de

55,09 kW (valores apresentados na Tabela 13), valor necessário para suprir a demanda de energia do sistema e as irreversibilidades do compressor.

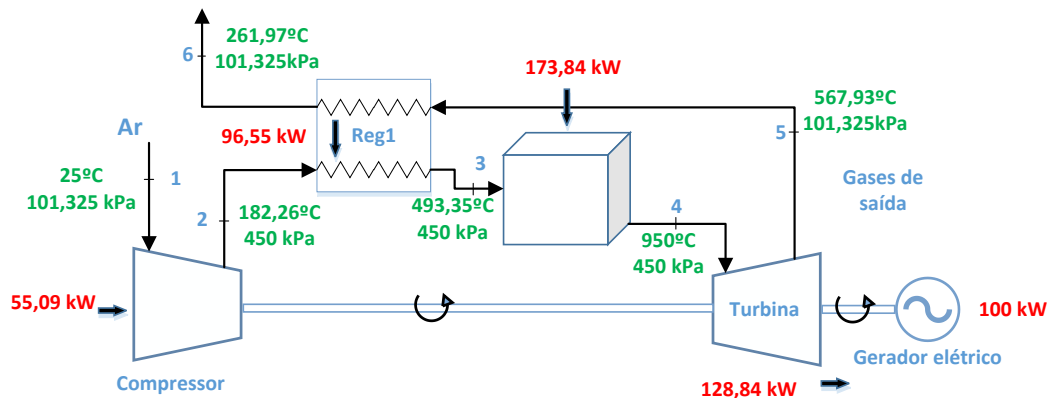


Figura 13 – Diagrama dos componentes da microturbina com valores calculados.
Fonte: Elaboração própria.

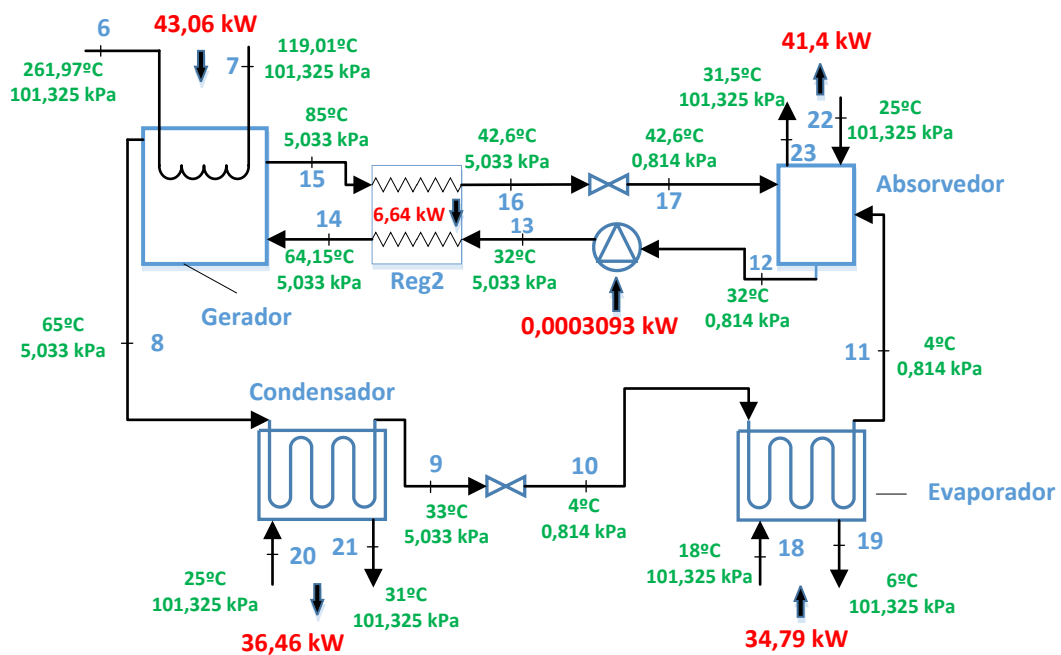


Figura 14 – Diagrama do sistema de refrigeração por absorção com os valores calculados.
Fonte: Elaboração própria.

5.2. ANÁLISE DA SOLUÇÃO DE LiBr-H₂O DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Como citado anteriormente, um dos principais problemas dos sistemas de refrigeração por absorção é a cristalização e depósito dos cristais no interior do sistema. Na Figura 15 apresenta-se o gráfico da temperatura de cristalização em função da fração mássica de LiBr na solução (linha contínua) e a temperatura e fração de LiBr em cada ponto da solução binária do sistema apresentado (linha pontilhada). A curva de cristalização indicada aponta as

temperaturas abaixo das quais ocorrerá a presença da fase sólida na solução, como a curva da Figura 10.

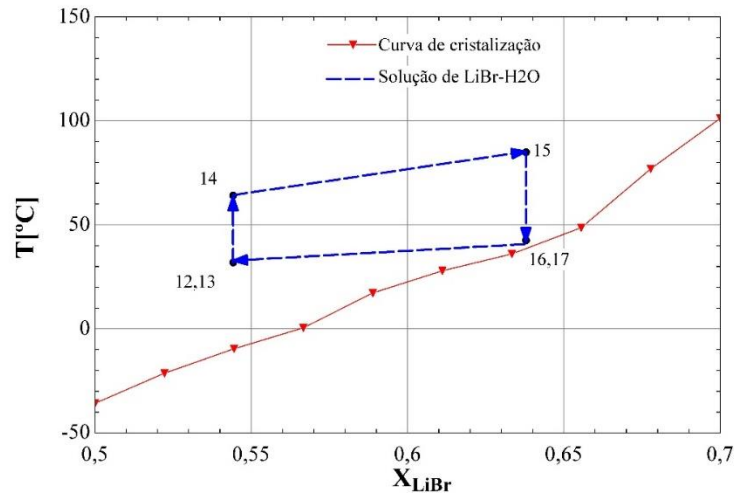


Figura 15 – Comparação dos estados da solução de LiBr-H₂O com a curva de cristalização.
Fonte: Elaboração própria.

Pode-se observar no gráfico da Figura 15 que, caso o sistema opere nas condições termodinâmicas apresentadas nos resultados deste trabalho, os riscos de cristalização não serão altos. Os pontos 16 e 17 são os que apresentam mais riscos, que são os pontos após o regenerador e após a válvula de expansão, respectivamente. No regenerador o fluido perde energia a uma taxa alta, diminuindo sua temperatura a níveis próximos àquele onde ocorre a solidificação de parte do sal de LiBr para a concentração em que se encontra.

Um maior aproveitamento do calor dos gases de combustão seria proveitoso ao sistema, pois reduziria a temperatura dos gases no ponto 7, reduziria o calor desperdiçado, aumentaria a vazão mássica de vapor refrigerante (pois com o aumento de calor cedido ao licor rico em refrigerante, maior a quantidade de vapor que seria extraído) e conseqüentemente a taxa de calor retirada do meio a ser resfriado no evaporador. Realizando uma variação da temperatura 15, considerando um aumento da energia térmica extraída dos gases de combustão, pode-se exemplificar o aumento de \dot{Q}_{evap} .

Na questão abordada no parágrafo anterior deve-se observar porém a problemática da cristalização outra vez pois, ao aumentar a temperatura do fluido no ponto 15, aumenta-se a fração de LiBr no licor pobre e aumenta-se também sua temperatura nos pontos 16 e 17. Na Figura 16 a temperatura no ponto 15 foi aumentada para se observar o comportamento da solução no ponto 16. Observa-se no gráfico que, apesar do aumento do valor de \dot{Q}_{evap} , em certo ponto o par de temperatura e fração mássica de LiBr no ponto 16 ultrapassaria a linha de cristalização, e ultrapassando tal linha coexistiriam as fases sólida e líquida na solução. Com

esta análise, observa-se que a temperatura no ponto 15 definida anteriormente é um bom valor para um funcionamento confiável do sistema.

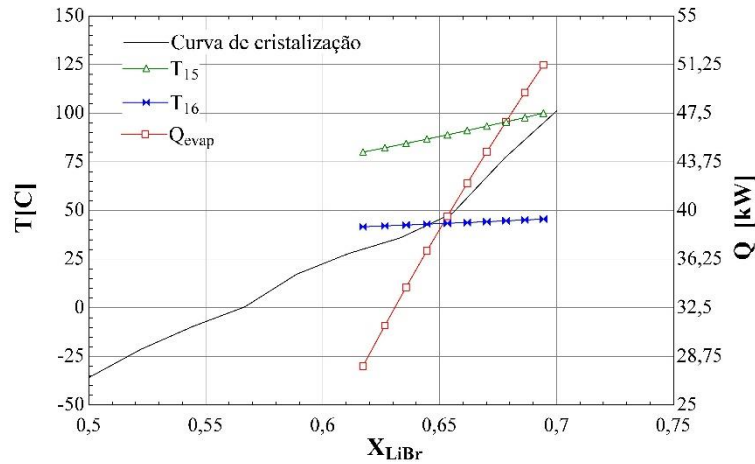


Figura 16 – Análise do estado da solução de LiBr-H₂O com a variação de T₁₅.
Fonte: Elaboração própria.

Uma possível solução para o aumento de \dot{Q}_{evap} seria um aumento na vazão mássica de vapor refrigerante. Porém, este caso é limitado pela diferença entre a temperatura dos gases de saída e a maior temperatura do sistema de refrigeração (T₁₅). A temperatura T₁₅ deve ser sempre maior que T₇, e com o aumento vazão mássica de vapor refrigerante a diferença entre essas temperaturas diminuiria cada vez mais, exigindo conseqüentemente uma maior área de transferência de calor entre os fluidos. Assim, deve-se realizar uma análise da viabilidade da instalação de um trocador de calor com um tamanho consideravelmente maior, verificando até que ponto um maior aproveitamento do calor dos gases de saída traria benefícios.

Na Figura 17 é apresentada uma análise de tal situação. Para uma temperatura fixa T₈ de 85°C, a vazão mássica de licor rico (e conseqüentemente de vapor refrigerante) foi variada. Com o aumento do valor de \dot{m}_{vap} , o valor de \dot{Q}_{evap} pode ser aumentado até aproximadamente 42,5 kW. Assim, haverá um limite onde será necessário um aumento muito grande do trocador de calor para se obter uma pequena redução na diferença de temperatura entre os fluidos, desta forma pode ser preferível manter um valor de \dot{Q}_{evap} menor devido à grande área de transferência de calor necessária.

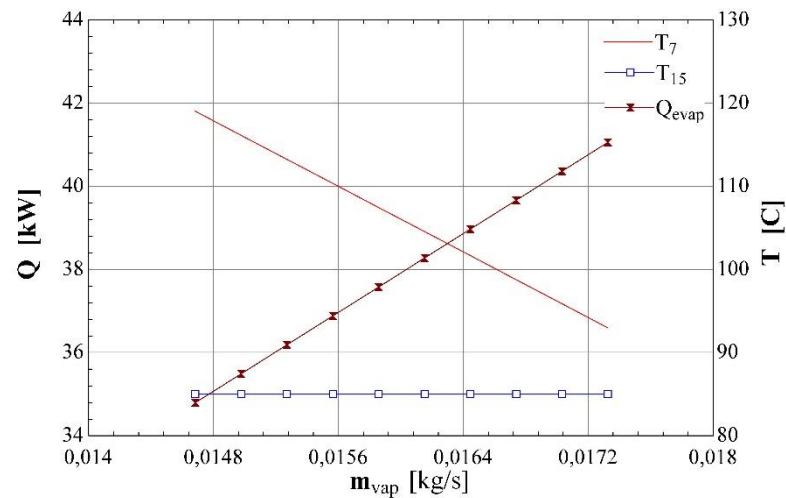


Figura 17 – Variação de T_7 e Q_{evap} com a variação da vazão mássica de vapor.
Fonte: Elaboração própria.

5.3. INFLUÊNCIA DOS REGENERADORES

Observa-se na Figura 18 a variação do rendimento da microturbina e do calor recuperado em função da efetividade do regenerador. Nota-se a grande influência do regenerador no processo, pois sem o regenerador (no ponto onde ϵ_1 é igual a zero) a eficiência seria de aproximadamente 16%, sendo que com o regenerador com uma efetividade de 0,8 essa eficiência é elevada para 25,84%. Além disso, no mesmo gráfico observa-se o aumento do fator de utilização do sistema de cogeração (parâmetro ϵ_u), o qual apresentou um valor de 45,85% com o regenerador, porém apresentaria valor próximo a 28% na ausência do regenerador.

Tal comportamento se explica no grande potencial térmico presente nos gases de saída da microturbina. Calculando a temperatura dos gases de saída para o sistema de cogeração apresentado neste trabalho, na ausência do regenerador a temperatura seria de 567,93°C, sendo que na saída do sistema de refrigeração a temperatura seria ainda de 434°C. Tais valores são bastante altos e implicam em perda de boa parte da energia proveniente do combustível.

Já na Figura 19 observa-se a influência do regenerador do sistema de refrigeração por absorção no COP do sistema. Com o regenerador os cálculos apresentaram para um valor de ϵ_2 de 0,8 um COP de 0,8, sendo o calor recuperado no regenerador de 6,64 kW. Sem a presença do regenerador, o gráfico da Figura 19 aponta que o COP cairia para valores próximos de 0,7.

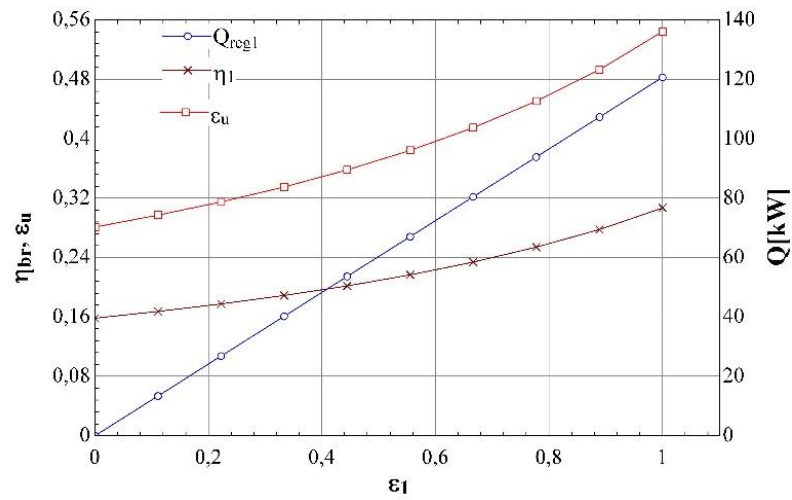


Figura 18 – Rendimento da microturbina, calor recuperado e fator de utilização em função da efetividade do regenerador.

Fonte: Elaboração própria.

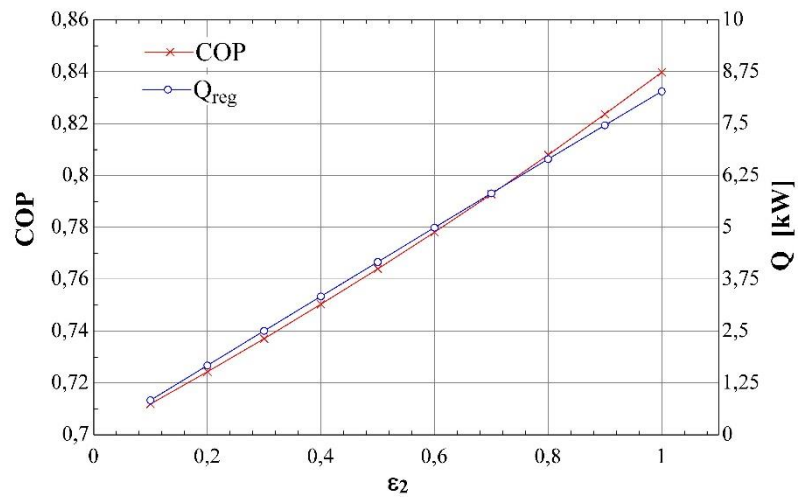


Figura 19 – COP do sistema de refrigeração e calor recuperado em função da efetividade do regenerador.

Fonte: Elaboração própria.

6. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi possível realizar a modelagem termodinâmica de um sistema de cogeração de eletricidade e refrigeração. O sistema modelado é composto por uma microturbina a gás, representada no ciclo Brayton, acoplada a um sistema de refrigeração por absorção, o qual aproveita o calor dos gases de exaustão da microturbina a gás. Foram realizados os balanços de massa e energia, foram propostos parâmetros de entrada para o sistema e por fim uma simulação foi realizada.

Os resultados apresentados indicam a viabilidade técnica da aplicação de um projeto com os parâmetros que foram adotados. As microturbinas a gás mostram-se uma boa alternativa para a geração de energia elétrica a partir do biogás, valendo-se de sua alta flexibilidade para diferentes tipos de combustíveis. A adoção de um sistema de refrigeração por absorção para o aproveitamento da energia térmica disponível nos gases de saída da turbina mostrou-se uma ótima alternativa, pois com ele aumentou-se a quantidade de energia útil obtida a partir da combustão do biogás e também diminuiu as perdas devido à alta temperatura dos gases de exaustão da microturbina.

Verificou-se que uma maior atenção deve ser voltada ao problema da cristalização nos sistemas de refrigeração por absorção. Um sistema mal dimensionado pode proporcionar a frequente solidificação de parte dos sais da solução de LiBr-H₂O, ocasionando mal funcionamento e paradas frequentes do sistema para manutenção e retirada dos sólidos dos dispositivos. Para as variáveis de entradas apresentada neste trabalho, o sistema comportou-se de maneira adequada, mantendo a solução de LiBr-H₂O sempre acima da linha de cristalização.

Observou-se também durante a análise dos resultados a forte influência dos regeneradores no sistema de cogeração, principalmente o regenerador da microturbina. Comparado a uma microturbina que não conta com o regenerador, observou-se com um regenerador com efetividade de 0,8 um aumento de cerca de 10% na eficiência do ciclo Brayton; verificou-se também um aumento de cerca de 17% no fator de utilização do sistema de cogeração, ou seja, 17% a mais da energia proveniente do combustível que é transformada em uma forma útil de energia.

Pode-se observar também a possibilidade de um maior aproveitamento dos gases de saída da microturbina, pois os gases quentes encontravam-se a uma temperatura superior aos 100°C mesmo após o aproveitamento pelo sistema de refrigeração. Para este caso uma alternativa seria a utilização de diferentes configurações para o sistema de refrigeração, como

sistemas de refrigeração de duplo efeito por exemplo, os quais utilizam dois geradores para separar o vapor refrigerante da solução, aumentando assim a quantidade de calor aproveitada no processo. Outra alternativa seria a utilização do ar quente para suprir alguma demanda de aquecimento existente, além de mover o sistema de refrigeração, nos chamados sistemas de trigeração. A demanda poderia ser de água quente, aquecimento de ambientes, vapor para processos, entre outros. A adoção de um sistema de trigeração incrementaria ainda mais o fator de utilização do sistema. Assim, recomenda-se que em trabalhos futuros avalie-se também a aplicação destas ideias.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BATTIE, William W.. **Fundamentals of Gas Turbines**. 2. ed. United States Of America: John Wiley & Sons, 1996.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: Mcgraw-Hill, 2013.
- FAPEPE, 2007. Disponível em: <<http://cerpch.unifei.edu.br/wp-content/uploads/cartilhas/cartilhas-energias-renovaveis-renovaveis.pdf>>. Acesso em: 20 jan. 2016.
- FERNANDES, Dangelma Maria. **Biomassa e Biogás da Suinocultura**. 2012. 211 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado em Energia na Agricultura, Unioeste, Cascavel, 2012. Disponível em: <http://tede.unioeste.br/tede/tde_arquivos/16/TDE-2012-10-29T174046Z-816/Publico/Dangela Maria Fernandes.pdf>. Acesso em: 20 jan. 2016.
- F-CHART SOFTWARE. **Engineering Equation Software**. Disponível em: <<http://fchart.com/ees/>>. Acesso em: 20 nov. 2016.
- FLIN, David. **Cogeneration: A user's guide**. Londres: The Institution Of Engineering And Technology, 2010.
- FNR (Alemanha) (Org.). **Guia Prático do Biogás: Geração e Utilização**. 5. ed. Gulzow: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe E.v., 2010. Disponível em: <<http://www.cidades.gov.br/images/stories/ArquivosSNSA/probiogas/guia-pratico-do-biogas.pdf>>. Acesso em: 12 out. 2016.
- HEIMER. **Microturbina Capstone**. Disponível em: <<http://heimer.com.br/v4/br/microturbinas.html>>. Acesso em: 20 nov. 2016.
- HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 2. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2016.
- HO, J. C.; CHUA, K. J.; CHOU, S. K.. Performance Study of a Microturbine System for Cogeneration Application. **Renewable Energy**. --, p. 1121-1133. 02 dez. 2003.
- HWANG, Yunho. Potential Energy Benefits of Integrated Refrigeration System with Microturbine and Absorption Chiller. **International Journal Of Refrigeration**. --, p. 816-829. 07 jan. 2004.
- LORA, Electo Eduardo Silva; VENTURINI, Osvaldo José (Org.). **Biocombustíveis**. Rio de Janeiro: Interciência, 2012. 588 p. 2 v. (1).

- MILLER, Rex; MILLER, Mark R.. **Air Conditioning and Refrigeration**. United States Of America: Mcgraw-hill, 2006.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (MME). **Balanco Energético Nacional: Relatório Síntese -ano base 2014**. Brasilia: MME/EPE, 2015.
- Ministério de Minas e Energia (Org.). **Energias Renováveis: Série Energias Renováveis**. Itajubá:
- TROTT, A. R.; WELCH, T.. **Refrigeration and Air-Conditioning**. 3. ed. London: Butterworth-heinemann, 2000.
- SEYFOURI, Z.; AMERI, M. Analysis of Integrated Compression - Absorption Refrigeration Systems Powered by a Microturbine. **International Journal Of Refrigeration**. --, p. 1639-1646. 11 abr. 2012.
- SHAPIRO, Howard N. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2013.
- SOARES, Claire. **Microturbines: Applications for Distributed Energy Systems**. San Diego: Elsevier, 2007.
- WANG, Shan K.. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2. ed. United States Of America: Mcgraw-Hill, 2000.

ANEXO A – CÓDIGO UTILIZADO NO PROGRAMA EES

\$UnitSystem SI C kPa kJ mass

{SISTEMA DE COGERAÇÃO DE ELETRICIDADE E REFRIGERAÇÃO}

“{T_cryst = LiBrSSCTCryst(X)” {FUNÇÃO PARA CURVA DE CRITALIZAÇÃO}

“%%MICROTURBINA%%”

patm=101,325[kPa]

"MICROTURBINA - DADOS DE ENTRADA "

"RENDIMENTOS"

nc=0,85

nt=0,88

e1=0,8

ncc=0,88

nge=0,9

ntr=0,98

"CALOR E TRABALHO"

Wge=100[kW]

PCI=17710,08[kJ/kg]

"TEMPERATURAS"

T1=25[C]

T4=950[C]

"PRESSÕES"

p1=patm

p2=450[kPa]

p3=p2

p4=p2

p5=patm

p6=p5

“%%EQUACIONAMENTO MICROTURBINA%%”

"COMPRESSOR"

h1=ENTHALPY(AIR;T=T1)

s1=ENTROPY(AIR;T=T1;P=p1)

s2=s1

h2=ENTHALPY(AIR;s=s2;P=p2)

Wcin=(mar*(h2-h1))

Wc=Wcin/nc

"REGENERADOR - GASES DE SAÍDA"

h6=ENTHALPY(AIR;T=T6)

s4=ENTROPY(AIR;T=T4;P=p4)

$s_5=s_4$
 $h_5=ENTHALPY(AIR;s=s_5;P=p_5)$
 $Q_{reg1}=m_{ar}*(h_5-h_6)$
 $e_1=(h_3-h_2)/(h_5-h_2)$
 $Q_{reg1}=m_{ar}*(h_3-h_2)$

"CÂMARA DE COMBUSTÃO"

$h_4=ENTHALPY(AIR;T=T_4)$
 $Q_{comb}=PCI*m_{comb}$
 $Q_{in}=Q_{comb}*n_{cc}$
 $Q_{in}=m_{ar}*(h_4-h_3)$

"TURBINA E GERADOR ELÉTRICO"

$W_{out}=m_{ar}*(h_4-h_5)$
 $W_t=n_t*W_{out}$
 $W_{ge}=n_{ge}*n_{tr}*W_t$

"RENDIMENTO DO CICLO BRAYTON"

$n_{br}=(W_{ge}-W_c)/(Q_{comb})$

"Saídas - Temperaturas"

$T_2=TEMPERATURE(AIR;h=h_2)$
 $T_3=TEMPERATURE(AIR;h=h_3)$
 $T_5=TEMPERATURE(AIR;h=h_5)$
 $T_7=TEMPERATURE(AIR;h=h_7)$

"%% REFRIGERAÇÃO %%"

"DADOS DE ENTRADA - REFRIGERAÇÃO"

"RENDIMENTOS"

$e_2=0,8$
 $n_b=0,85$

"TÍTULO"

$x_9=0$
 $x_{12}=0$
 $x_{15}=0$
 $x_{11}=1$

"TEMPERATURA"

$T_8=65[C]$
 $T_9=33[C]$
 $T_{10}=4[C]$
 $T_{11}=4[C]$
 $T_{12}=32[C]$
 $T_{15}=85[C]$
 $T_{18}=18[C]$
 $T_{19}=6[C]$
 $T_{20}=25[C]$
 $T_{21}=31[C]$

T22=25[C]
T23=31,5[C]

"VAZÕES MÁSSICAS"

mLR=0,1[kg/s]

"%% EQUACIONAMENTO REFRIGERAÇÃO %%"

"DEFINIÇÃO DAS FRAÇÕES PRESSÕES"

p7=patm
pHIGH=P_SAT(WATER;T=T9)
pLOW=P_SAT(WATER;T=T11)
p8=pHIGH
p9=pHIGH
p13=pHIGH
p14=pHIGH
p15=pHIGH
p16=pHIGH
p10=pLOW
p11=pLOW
p12=pLOW
p17=pLOW
p18=patm
p19=patm
p20=patm
p21=patm
p22=patm
p23=patm

"DEFINIÇÃO DAS FRAÇÕES MÁSSICAS"

XLR = LiBrSSCX(T12; p12)
XLP = LiBrSSCX(T15; p15)

"BALANÇO DE MASSA - GERADOR E ABSORVEDOR"

mvap+mLP=mLR
f=XLP/(XLP-XLR)
mLR/mvap=f

"GERADOR"

h8=ENTHALPY(WATER;T=T8;p=p8)
h15= LiBrSSCh(T15;XLP)
Qger=mar*(h6-h7)
Qger=mvap*h8+mLP*h15-mLR*h14

"CONDENSADOR"

h9=ENTHALPY(WATER;x=x9;P=p9)
h20=ENTHALPY(WATER;T=T20;P=p20)
h21=ENTHALPY(WATER;T=T21;P=p21)
Qcond=mvap*(h8-h9)
Qcond=mcond*(h21-h20)

"VÁLVULA DE EXPANSÃO 1"

$$h_{10}=h_9$$

"EVAPORADOR"

$$h_{11}=\text{ENTHALPY}(\text{WATER};x=x_{11};P=p_{11})$$

$$h_{18}=\text{ENTHALPY}(\text{WATER};T=T_{18};P=p_{18})$$

$$h_{19}=\text{ENTHALPY}(\text{WATER};T=T_{19};P=p_{19})$$

$$Q_{\text{evap}}=m_{\text{evap}}*(h_{18}-h_{19})$$

$$Q_{\text{evap}}=m_{\text{vap}}*(h_{11}-h_{10})$$

"ABSORVEDOR"

$$h_{22}=\text{ENTHALPY}(\text{WATER};T=T_{22};P=p_{22})$$

$$h_{23}=\text{ENTHALPY}(\text{WATER};T=T_{23};P=p_{23})$$

$$h_{12}=\text{LiBrSSCh}(T_{12};\text{XLR})$$

$$Q_{\text{abs}}=m_{\text{abs}}*(h_{23}-h_{22})$$

$$Q_{\text{abs}}=m_{\text{vap}}*h_{11}+m_{\text{LP}}*h_{17}-m_{\text{LR}}*h_{12}$$

"BOMBA"

$$v_{12}=\text{LiBrSSCv}(T_{12};\text{XLR})$$

$$h_{13}=h_{12}+v_{12}*(p_{13}-p_{12})$$

$$W_{\text{bin}}=m_{\text{LR}}*(h_{13}-h_{12})$$

$$W_b=W_{\text{bin}}/n_b$$

"REGENERADOR - ABSORÇÃO"

$$m_{\text{LR}}*(h_{14}-h_{13})=m_{\text{LP}}*(h_{15}-h_{16})$$

$$e_2=(T_{15}-T_{16})/(T_{15}-T_{13})$$

$$h_{13}=\text{LiBrSSCh}(T_{13};\text{XLR};P_{13})$$

$$h_{16}=\text{LiBrSSCh}(T_{16};\text{XLP};P_{16})$$

$$Q_{\text{reg2}}=m_{\text{LR}}*(h_{14}-h_{13})$$

$$Q_{\text{reg2}}=m_{\text{LP}}*(h_{15}-h_{16})$$

"VÁLVULA DE EXPANSÃO 2"

$$h_{16}=h_{17}$$

"COP"

$$\text{COP}=Q_{\text{evap}}/(Q_{\text{ger}}+W_b)$$

"Fator de utilização - cogeração"

$$e_u=((W_{\text{ge}}-W_c-W_b)+Q_{\text{evap}})/(Q_{\text{comb}})$$

"Saídas - Temperatura"

$h_{14}=\text{LiBrSSCh}(T_{14};\text{XLR};P_{14})$ {Como já constam os valores de h, X e P, o valor de T será retornado pela função}

$$h_{17}=\text{LiBrSSCh}(T_{17};\text{XLP};P_{17})$$