



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SÂMIA SENNA DIÓGENES

**MODELAGEM DE UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE 10TR UTILIZANDO OS
MÉTODOS DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS**

Recife
2018

SÂMIA SENNA DIÓGENES

MODELAGEM DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR UTILIZANDO OS
MÉTODOS DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Processos e Sistemas Térmicos.

Linha de pesquisa: Cogeração de alto desempenho

Orientador (a): Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

D591m Diógenes, Sâmia Senna.
Modelagem de um *chiller* de absorção de 10TR utilizando os métodos das equações características / Sâmia Senna Diógenes. - 2018.
122 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui Referências e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistema de refrigeração. 3. *Chiller* de absorção. 4. Equação característica. 5. Ferramenta computacional. I. Dutra, José Carlos Charamba. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-296

15 de junho de 2018

“MODELAGEM DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR UTILIZANDO OS MÉTODOS DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS”

SÂMIA SENNA DIÓGENES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. MARCUS COSTA DE ARAÚJO (UFPE)

Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS (UFPB)

Dedico esta obra a minha família.
Aos meus queridos avós e tia (*in memoria*).

AGRADECIMENTOS

À Deus por tudo o que ele tem feito e por ser simplesmente tudo!

À minha família, em especial, meus pais e meus irmãos, por serem minha base, minha fonte de maior inspiração e por todo carinho, amor, cuidado e dedicação.

Aos meus amigos, as amigadas que construí ao longo do mestrado e as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente.

Aos professores e ao corpo administrativo do PPGEM por todo ensinamento, paciência, atenção e prestatividade.

Ao meu orientador José Carlos Charamba Dutra por todo ensinamento, paciência, conhecimentos compartilhados, amizade e por ser um cara incrível.

A banca examinadora pelo convite aceito, sugestões e as contribuições na elaboração final desta dissertação.

Ao CNPq pelo fomento na realização dessa pesquisa.

À UFPE pela oportunidade de fazer parte dessa exímia instituição, pelos conhecimentos adquiridos e compartilhados.

“Não importa o que fizeram com você. O que importa é o que você faz com aquilo que fizeram com você”. (SARTRE, Jean-Paul)

RESUMO

O presente trabalho apresenta o comportamento de um *chiller* de absorção do tipo comercial de 10TR de simples efeito utilizando o par binário H₂O/LiBr por meio da aplicação dos métodos da equação característica em dados experimentais, do fabricante e da literatura. O método da equação característica foi utilizado para estudar e caracterizar o *chiller* de absorção através de equações algébricas lineares fundamentadas na primeira lei da termodinâmica e nas equações de transferência de calor, encontrando os parâmetros característicos com os dados internos e externos da máquina. Para *chiller* de absorção de 10TR de simples efeito, os parâmetros característicos do evaporador e do gerador permitiram obter equações e curvas características para os intervalos de temperatura de aquecimento, resfriamento e refrigeração, no caso, são 70°C a 95°C, 22°C a 31°C e 7°C a 12°C, respectivamente. De acordo com os resultados obtidos, o método da equação característica foi capaz de prever e caracterizar o *chiller* para as condições estudadas. Desta forma, pode-se inferir que o comportamento de máquinas de acordo com a literatura e dados experimentais foi verificado com precisão; assim possibilitando otimizar o equipamento de acordo com o cenário em que está inserido. Além disso, foi possível obter uma ferramenta para estudar essa máquina de refrigeração e ter conhecimento do método para aplicações em outros equipamentos.

Palavras-chave: Sistema de refrigeração. *Chiller* de absorção. Equação característica. Ferramenta computacional.

ABSTRACT

The present work presents the behavior of a single-effect commercial 10TR absorption chiller using the H₂O / LiBr binary pair by applying the characteristic equation methods in experimental, manufacturer and literature data. The characteristic equation method was used to study and characterize the absorption chiller through linear algebraic equations based on the first law of thermodynamics and on heat transfer equations, finding the characteristic parameters with the internal and external machine data. For simple 10TR absorption chiller, the evaporator and generator characteristic parameters allowed to obtain equations and characteristic for the heating, cooling and cooling temperature ranges, in this case, 70 ° C to 95 ° C, 22 ° C to 31 ° C and 7 ° C to 12 ° C, respectively. According to the obtained results, the characteristic equation method was able to predict and characterize the chiller in the studied conditions; thus making it possible to optimize the equipment according to the scenario in which it is inserted. In addition, it was possible to obtain a tool to study this refrigeration machine and have the method knowledge for applications in other equipments.

Keywords: Refrigeration system. Absorption chiller. Characteristic equation. Computational tool.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Capacidade instalada de geração de energia elétrica no Brasil (%).	20
Figura 2	- Configuração 1 do Laboratório Cogencasa.	22
Figura 3	- Configuração 2 do Laboratório Cogencasa.	23
Figura 4	- Configuração 3 do laboratório Cogencasa.	23
Figura 5	- Configuração 4 do Laboratório Cogencasa.	24
Figura 6	- Sistema de refrigeração: (a) compressão mecânica e (b) compressão térmica.	27
Figura 7	- Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.	28
Figura 8	- Fluxograma da classificação do sistema de absorção.	29
Figura 9	- <i>Chiller</i> de absorção de simples efeito.	34
Figura 10	- Configuração de <i>chiller</i> de absorção NH ₃ /H ₂ O.	35
Figura 11	- Configuração de <i>chiller</i> de absorção de duplo efeito.	36
Figura 12	- <i>Chiller</i> de absorção de triplo efeito.	37
Figura 13	- Linha de cristalização da solução H ₂ O/LiBr.	38
Figura 14	- Volume de controle em sistema.	40
Figura 15	- Esquema do evaporador.	43
Figura 16	- Esquema do condensador.	45
Figura 17	- Desenho esquemático do absorvedor.	47
Figura 18	- Ilustração esquemática do gerador.	50
Figura 19	- Ilustração esquemática do trocador de calor da solução H ₂ O/LiBr.	52
Figura 20	- Ilustração esquemática da bomba da solução.	55
Figura 21	- Válvulas de expansão do <i>chiller</i> de absorção: (a) Solução H ₂ O/LiBr (b) Refrigerante.	56
Figura 22	- Diagrama de Dühring para solução H ₂ O/LiBr.	65
Figura 23	- <i>Chiller</i> de absorção de simples efeito.	75
Figura 24	- Calibrador portátil.	82
Figura 25	- Multímetro de precisão.	82
Figura 26	- Sonda de referência – RTD.	83
Figura 27	- Controlador lógico.	84
Figura 28	- Fluxograma estrutural do programa.	84
Figura 29	- Algoritmo do método da equação característica do <i>chiller</i> de absorção.	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Propriedades do par refrigerante-absorvente.....	29
Tabela 2	- Par refrigerante-absorvente.....	31
Tabela 3	- Comparação entre as soluções H ₂ O/LiBr e NH ₃ /H ₂ O.....	32
Tabela 4	- Comparação entre os efeitos do <i>chiller</i> de absorção.....	33
Tabela 5	- Temperatura de cristalização do sal em função do aditivo.....	39
Tabela 6	- Equações usadas para modelagem do <i>chiller</i> de absorção de simples efeito	76
Tabela 7	- Dados considerados para modelagem do <i>chiller</i> de simples efeito.....	77
Tabela 8	- Equações utilizadas para encontrar a equação característica.....	79
Tabela 9	- Equações do método de regressão linear de multivariáveis Q _E utilizadas para caracterizar o <i>chiller</i>	79
Tabela 10	- Dados amostrais retirados das análises experimentais no <i>chiller</i>	80
Tabela 11	- Equações obtidas no método da regressão linear de multivariáveis Q _E e Q _G utilizadas para caracterizar o <i>chiller</i>	81
Tabela 12	- Dados da modelagem termodinâmica do <i>chiller</i> de simples efeito.....	86
Tabela 13	- Validação da modelagem termodinâmica do <i>chiller</i> de absorção de simples efeito.....	87
Tabela 14	- Comparação energética da validação do <i>chiller</i> de absorção.....	88
Tabela 15	- Parâmetros calculados com o método da equação característica.....	91
Tabela 16	- Resultados das capacidades térmicas e COP utilizando o método da equação característica.....	92
Tabela 17	- Resultados dos parâmetros do método da regressão linear de multivariáveis para Q _E	95
Tabela 18	- Resultados dos parâmetros do método da regressão linear de multivariáveis para Q _E e Q _G	98
Tabela 19	Comparação entre metodologias de modelagens.....	101

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	- Temperatura da água do gerador vs capacidade de refrigeração.....	89
Gráfico 2	- Temperatura da água de aquecimento na entrada vs saída do gerador.....	90
Gráfico 3	- Temperatura de ativação vs capacidades térmicas obtidas com a equação característica.....	93
Gráfico 4	- Temperatura de condensação vs calor transferido obtidos com a equação característica.....	94
Gráfico 5	- Temperatura de evaporação vs calor transferido pela equação característica	95
Gráfico 6	- Capacidade refrigeração experimental vs calculada.....	96
Gráfico 7	- Potência térmica experimental vs calculada.....	97
Gráfico 8	- Capacidade de refrigeração experimental vs calculada usando a regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G	99
Gráfico 9	- Potência térmica experimental vs calculada usando a regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G	99
Gráfico 10	- Temperatura de aquecimento vs capacidade térmica obtidas com o método de regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G	100
Gráfico 11	- Temperatura da água de aquecimento x COP.....	102
Gráfico 12	- Calor transferido vs temperatura da água de aquecimento.....	103
Gráfico 13	- Temperaturas internas do <i>chiller</i> de simples efeito vs temperatura da água de aquecimento.....	104
Gráfico 14	- Temperatura da água de aquecimento vs calor transferido.....	105
Gráfico 15	- Temperatura de entrada da água de aquecimento vs coeficiente de desempenho do <i>chiller</i>	105
Gráfico 16	- Temperatura da água do evaporador vs calores transferidos.....	106
Gráfico 17	- Temperatura de resfriamento vs calor transferido pelos trocadores de calor do <i>chiller</i>	107
Gráfico 18	- Temperatura de condensação vs coeficiente de desempenho.....	108
Gráfico 19	- Analogia entre os métodos abordados nesse trabalho para o gerador.....	109
Gráfico 20	- Analogia entre os métodos apresentados nesse trabalho para o evaporador...	110
Gráfico 21	- Termopar 06.....	119
Gráfico 22	- Termopar 07.....	119

Gráfico 23	- Termopar 08.....	120
Gráfico 24	- Termopar 09.....	120
Gráfico 25	- Termopar 16.....	121
Gráfico 26	- Termopar 23.....	121

LISTA DE SIGLAS

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CDE	Conta de Desenvolvimento Energético
COP	Coefficiente de desempenho
Copergás	Companhia de Gás S.A.
EES	Engineering Equation Solver
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FINEP	Financiadora de Estudos e Projetos
GD	Geração Distribuída
GET	Grupo de Engenharia Térmica
LaAr	Laboratório de ar condicionado
MME	Ministério de Minas e Energia
ODS	Objetivos de Desenvolvimento Sustentável
PPGEM	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Petrobrás	Petróleo Brasileiro S.A.
PROINFA	Programa de incentivo as fontes alternativas de energia elétrica
RTD	Resistance Temperature Detector
Tep	Tonelada equivalente de petróleo
TR	Tonelada de Refrigeração
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco

LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta\Delta t$	Diferença de temperatura característica
$\Delta\Delta t'$	Diferença de temperatura característica arbitrária
q_{ent}	Quantidade de calor que entra no sistema (kW)
q_{sai}	Quantidade de calor que saí do sistema (kW)
W	Trabalho (J)
ΔU	Energia Interna
g	Gravidade (m/s^2)
z	Altura (m)
V	Velocidade do fluxo (m/s)
h	Entalpia (kJ/kg)
\dot{Q}	Taxa de calor (kJ)
U	Coefficiente global de transferência de calor ($kW/m^2 K$)
UA	Condutância (kW/K)
ΔT_{lm}	Média logarítmica da diferença de temperatura ($^{\circ}C$)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
Subíndice e	Evaporador
Subíndice c	Condensador
Subíndice a	Absorvedor
Subíndice g	Gerador
Subíndice q	Quente
Subíndice f	Frio
A	Área do trocador (m^2)
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
x	Concentração em massa do sal (%)
f	Fração da circulação de solução
ϵ	Efetividade do trocador (%)
C	Coefficiente entálpico do condensador

A	Coeficiente entálpico do absorvedor
G	Coeficiente entálpico do gerador
B	Coeficiente de Dühring
Se	Proporção do coeficiente de transferência de calor total do equipamento
α_c	Distribuição do coeficiente de calor total dentro do <i>chiller</i>
P	Pressão (kPa)
ER	Erro relativo (%)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	LABORATÓRIO DE COGERAÇÃO.....	21
1.1.1	Configuração 1.....	22
1.1.2	Configuração 2.....	23
1.1.3	Configuração 3.....	23
1.1.4	Configuração 4.....	24
1.2	OBJETIVOS.....	25
1.2.1	Geral.....	25
1.2.2	Específicos.....	25
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	25
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	27
2.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	27
2.2	CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE ABSORÇÃO.....	29
2.2.1	Solução.....	29
2.2.1.1	Solução H ₂ O/LiBr.....	31
2.2.1.2	Solução NH ₃ /H ₂ O.....	32
2.2.2	Efeito.....	33
2.2.2.1	Simple efeito.....	33
2.2.2.2	Duplo efeito.....	35
2.2.2.3	Triplo efeito.....	36
2.2.3	Configuração.....	37
2.2.4	Acionamento.....	37
2.3	CRISTALIZAÇÃO.....	38
2.4	VÁCUO.....	39
2.5	MODELAGEM TERMODINÂMICA.....	40
2.5.1	Componentes do <i>chiller</i> de absorção.....	42
2.5.1.1	Evaporador.....	42
2.5.1.2	Condensador.....	44
2.5.1.3	Absorvedor.....	47
2.5.1.4	Gerador.....	49
2.5.1.5	Trocador de calor da solução.....	52

2.5.1.6	Bomba da solução.....	54
2.5.1.7	Válvula de expansão.....	56
2.6	REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLAS.....	57
2.7	EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA.....	58
3	MÉTODO DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS.....	59
3.1	MÉTODO DA EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA.....	60
3.2	MÉTODO DA REGRESSÃO LINEAR DE MULTIVARIÁVEIS.....	67
3.2.1	Método da regressão linear de multivariáveis para Q_E.....	68
3.2.2	Método da regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G.....	69
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	70
4.1	<i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO.....	70
4.2	EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA.....	72
5	METODOLOGIA.....	74
5.1	<i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO.....	74
5.1.1	Considerações iniciais.....	74
5.1.1.1	Dados de entrada para os cálculos do <i>chiller</i> de absorção de $H_2O/LiBr$ de simples efeito.....	77
5.2	EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA.....	78
5.2.1	Método da Equação Característica.....	79
5.2.2	Método da Regressão Linear de Multivariáveis para Q_E.....	79
5.2.3	Método da Regressão Linear de Multivariáveis para Q_E e Q_G.....	80
5.3	CALIBRAÇÃO.....	81
5.4	ESTRUTURA DO MODELO.....	84
6	RESULTADOS.....	86
6.1	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	86
6.1.1	Simulação da modelagem termodinâmica do <i>chiller</i> de absorção.....	86
6.1.2	Validação da modelagem termodinâmica com os dados experimentais do <i>chiller</i> de absorção.....	87
6.2	RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO.....	90
6.2.1	Resultados do método da equação característica.....	90
6.2.1.1	Resultado do método da equação característica variando a temperatura de ativação do <i>chiller</i>	92

6.2.1.2	Resultado do método da equação característica variando a temperatura de resfriamento do <i>chiller</i>	93
6.2.1.3	Resultado do método da equação característica variando a temperatura de evaporação do <i>chiller</i>	94
6.2.2	Resultado da caracterização através do método de regressão linear de multivariáveis para Q_E.....	95
6.2.3	Resultado da caracterização através do método de regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G.....	97
6.3	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	101
6.4	ANALOGIAS ENTRE AS SIMULAÇÕES PARA UM <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO.....	108
7	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS.....	111
	REFERÊNCIAS	113
	ANEXO A – CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES DO TIPO J.....	119
	ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO TIPO WFC-SC DA YAZAKY.....	122

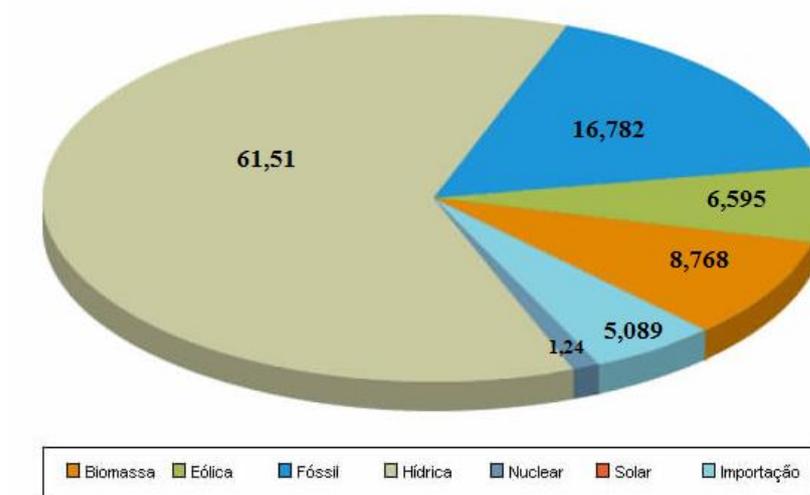
1 INTRODUÇÃO

A demanda de energia elétrica no Brasil vai triplicar nos próximos 50 anos, sendo necessário o investimento em fontes alternativas de energia (EPE, 2014). No Brasil, a maior parte da energia elétrica gerada ainda é por fonte hídrica, tornando o país dependente das condições climáticas favoráveis para a geração de energia. Nos últimos anos, tem sido recorrente a escassez de chuva em diversas regiões e, para suprir a demanda energética, as usinas termoeletricas são acionadas ocasionando, conseqüentemente, um aumento da tarifa na conta de energia elétrica da população.

O crescimento exponencial da demanda energética, associado à intenção da conservação de energia e aos problemas ambientais são algumas das principais preocupações do governo brasileiro. Desta forma, a busca por tecnologias, fontes de energias renováveis e a otimização nos processos industriais a fim de minimizar o consumo de energia e melhorar a eficiência global do sistema são anseios dos governantes. Em que estes passaram a incentivar a utilização de tecnologias alternativas para geração de energia com viés sustentável e limpo, através de normativas. Um dos programas bastante conhecido é o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (Proinfa) que tem como objetivo incentivar geração de energia elétrica a partir de fontes alternativas, proporcionando a diversificação da matriz energética (MINISTERIO DE MINAS E ENERGIA, 2012).

No ano de 2016, mais especificamente no mês de outubro, a capacidade total instalada de energia elétrica no Brasil foi de, aproximadamente, 149.000 MW, a fonte hídrica corresponde a mais de 60% da energia gerada, como observado na Figura 1 (EPE, 2016).

Figura 1 - Capacidade instalada de geração de energia elétrica no Brasil (%).



Fonte: (EPE, 2016)

Na Figura 1, pode-se observar a expressividade da produção de energia hidráulica e o crescimento da diversificação da matriz energética. De acordo com Lora e Haddad (2006), existem muitas vantagens na utilização dos sistemas de distribuição de energia, tais como: diminuição das perdas técnicas ao longo da distribuição, tornando a rede (geração, transmissão e distribuição) mais eficiente, uma alternativa para geração de energia local, o aumento da diversificação por uso de fontes limpas, possibilita a disseminação da energia elétrica, entre outros benefícios.

De acordo com o levantamento feito pelo Laboratório de Ar Condicionado (LaAR), o consumo de energia elétrica no Brasil é dividido pelos seguintes setores: 46,9% pela indústria, 22,3% pelas residências, 14,1% pelo comércio, 8,69% pelo setor público e os equipamentos de refrigeração, que são considerados o grande vilão do consumo de energia elétrica.

Diante desse cenário e das vantagens citadas por Lora e Haddad (2006), os sistemas de refrigeração por absorção têm conseguido espaço por ser uma tecnologia inovadora, ter um baixo consumo de energia elétrica, usar fluido refrigerante não-poluente e utilizar energia térmica para ativação, sendo empregados em sistema de cogeração.

Os sistemas de cogeração produzem, simultaneamente, duas formas de energia, seja elétrica/térmica ou mecânica/térmica a partir de uma única fonte de energia primária. Esse sistema permite realizar um maior aproveitamento da energia do combustível, produzindo energia térmica com a energia que seria desperdiçada. A energia térmica é

muito utilizada como fonte para *chillers* de absorção na geração de frio, reduzindo assim o consumo de energia elétrica para sistemas de refrigeração por absorção.

Os sistemas de refrigeração por absorção necessitam de baixas temperaturas, podendo utilizar como fonte de energia o calor residual de algum processo ou queima do gás natural. São bastante interessantes por serem utilizados na climatização e refrigeração de ambientes, residências, hotéis, aeroportos, escolas, processos industriais, indústria alimentícia e farmacêutica. Apresenta um baixo consumo de energia elétrica, energia utilizada para acionar a bomba da solução, e usa um par binário, refrigerante-absorvente, que não agride a camada de ozônio.

Esse trabalho tem como objetivo estudar e caracterizar um equipamento de refrigeração, *chiller* de absorção de simples efeito H₂O/LiBr de 10TR, através de uma modelagem termodinâmica e dos métodos das equações características. Sendo possível avaliar o comportamento do sistema variando as temperaturas das correntes externas.

1.1 LABORATÓRIO DE COGERAÇÃO

O laboratório de cogeração de energia, o Cogencasa, surgiu a partir da busca por soluções para a crise energética. O apagão do ano 2000 preocupou a comunidade acadêmica, que passou a pesquisar formas mais eficientes objetivando um aproveitamento mais substancial da energia, diversificando assim o cenário energético.

O projeto Cogencasa foi fomentado pela empresa de Petróleo Brasileiro S.A. (PETROBRÁS), a Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), a Companhia Pernambucana de Gás S.A (COPERGÁS) e a Universidade Federal de Pernambuco (UFPE). Este projeto apresentou como meta a busca por soluções para a crise energética no país e a descentralização da geração de energia para pequenos estabelecimentos comerciais e residências, por meio de estudos sobre sistemas de micro-multigeração de energia usando o gás natural como fonte de energia primária. Desta forma, foram propostos estudos com microturbina, motogerador, trocador de calor, acumuladores térmicos, *chiller* de absorção, câmara fria e como estudo de caso, foram aplicadas as demandas de um ambiente residencial.

O laboratório Cogencasa possui 250 m², os quais estão divididos em: sala de estudo, salas de professores, sala de aula, almoxarifado, banheiro, espaço residencial para estudo de caso e o laboratório propriamente dito.

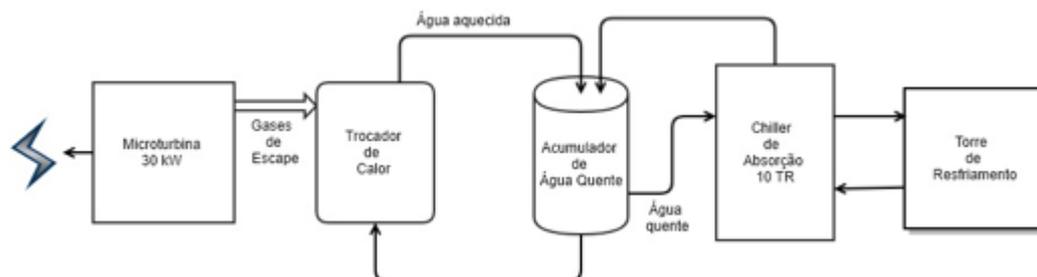
O laboratório possui uma microturbina de 30 kW da *Capstone* modelo C30 (*Capstone Turbine Corporation*), dois trocadores de calor, dois acumuladores de calor (um frio e um quente), um motogerador de 30 kW (*Leon Heimer*), um *chiller* de absorção de simples efeito, modelo SC10 (*Yazaki*) e uma câmara frigorífica bipartida.

Os equipamentos do laboratório são alimentados por gás natural e possuem um sistema de *grid connect*, ou seja, a energia elétrica gerada por esses equipamentos é direcionada para a rede de energia elétrica pública, de tal forma a alimentar o Cogencasa e/ou outro prédio na universidade. Além disso, os gases de escapes produzidos por esses equipamentos são utilizados para gerar energia térmica através de um *chiller* de absorção.

1.1.1 Configuração 1

A configuração 1 é composta por uma microturbina a gás natural, um trocador de calor, um acumulador de água quente e um *chiller* de absorção, como observado na Figura 2.

Figura 2- Configuração 1 do Laboratório Cogencasa.

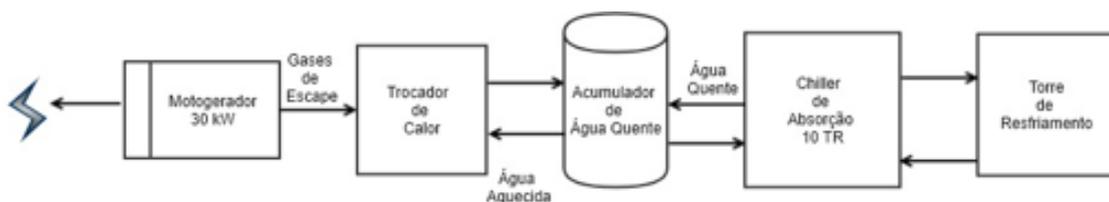


Nessa configuração, os gases de escape gerados na microturbina são conduzidos para um trocador de calor, no qual troca calor com a água provinda do acumulador de água quente. A água aquecida pelo calor dos gases de escape é utilizada como fonte de energia térmica para ativar um *chiller* de absorção de 10 TR de simples efeito com o par H₂O/LiBr.

1.1.2 Configuração 2

A configuração 2 é composta por um motogerador a gás natural, um trocador de calor, um acumulador de água quente e um *chiller* de absorção, como pode ser observada na Figura 3.

Figura 3 - Configuração 2 do Laboratório Cogencasa.

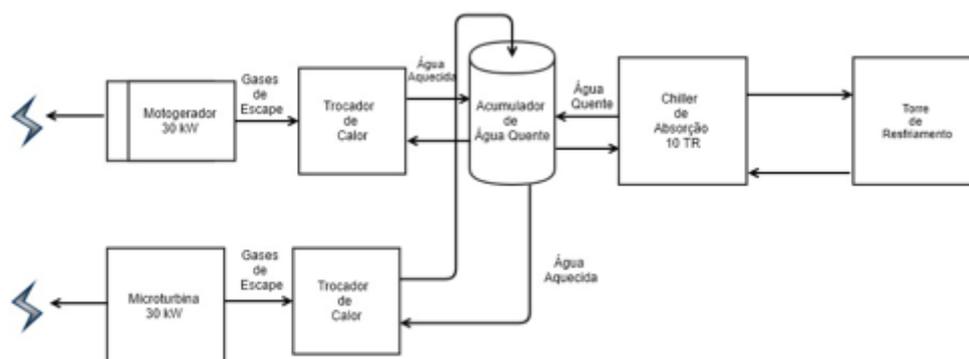


Nessa configuração, os gases de escape gerados no motogerador são conduzidos para um trocador de calor localizado acima do motogerador, no qual troca calor com a água oriunda do acumulador de água quente. A água aquecida pelo calor dos gases de escape é utilizada como fonte de energia térmica para ativar o *chiller* de absorção de 10 TR de simples efeito com o par $H_2O/LiBr$.

1.1.3 Configuração 3

Já a configuração 3 é composta por um motogerador e uma microturbina a gás natural, dois trocadores de calor, um acumulador de água quente e um *chiller* de absorção, como demonstrado pela Figura 4.

Figura 4 - Configuração 3 do laboratório Cogencasa.

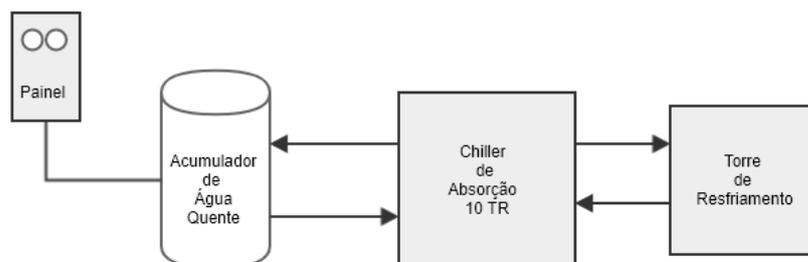


Nessa configuração, os gases de escape gerados pela microturbina e pelo motogerador são conduzidos para dois trocadores de calor, cada um atuando de forma independente e conectados ao mesmo acumulador de água quente. A água aquecida pelo calor dos gases de escape é utilizada como fonte de energia térmica para ativar o *chiller* de absorção de 10 TR de simples efeito com o par H₂O/LiBr.

1.1.4 Configuração 4

A configuração 4 corresponde a um sistema auxiliar ao sistema de microcogeração, por utilizar energia elétrica da rede. Esse sistema é constituído por um conjunto de sete resistências elétricas de 7,5 kW cada, que podem ser ligadas através de um conjunto de três disjuntores desde a carga mínima até a carga máxima. Além disso, um acumulador de água quente e um *chiller* de absorção de 10TR, no qual o calor é transferido para água por meio de resistências. A Figura 5 descreve o sistema citado acima.

Figura 5 - Configuração 4 do Laboratório Cogencasa.



Neste modelo, a água é aquecida através de resistências elétricas, sendo uma configuração alternativa para estudar o comportamento do *chiller* de absorção, bem como auxiliar as três configurações anteriores caso haja demanda térmica. As resistências estão instaladas no interior do acumulador de água quente e a água aquecida é utilizada como fonte de energia térmica para ativar o *chiller* de absorção de 10 TR de simples efeito com o par H₂O/LiBr.

Esse trabalho de dissertação estudará o comportamento do *chiller* de absorção através da configuração 4, sistema auxiliar, do laboratório Cogencasa. Essa configuração

foi escolhida com a finalidade de estudar o desempenho do equipamento de refrigeração, caracterizar essa configuração de *chiller* com a variação dos parâmetros da máquina e análise do rendimento extrapolando as condições nominais.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Geral

O objetivo geral do presente trabalho é caracterizar um *chiller* de absorção comercial de 10TR de simples efeito utilizando o par binário água-brometo de lítio através dos métodos da equação característica. Desta forma, obtêm-se equações e gráficos que caracterizam o equipamento de refrigeração em função da variação dos parâmetros das correntes externas; o que possibilita o levantamento de resultados fora das condições nominais.

1.2.2 Específicos

- a) Realizar uma revisão bibliográfica sobre *chiller* de absorção, modelagens termodinâmica, equações característica e regressão linear de multivariáveis;
- b) Apresentar as configurações existente no Laboratório de Cogeração de Energia – COGENCASA da Universidade Federal de Pernambuco.
- c) Desenvolver uma modelagem e validação de um *chiller* de absorção de simples efeito com o par H₂O/LiBr como fluido de trabalho fora das condições nominais;
- d) Realizar uma análise energética do equipamento, variando os parâmetros de entrada e observando o comportamento do *chiller*;
- e) Encontrar as equações características que permitam a simulação do *chiller* em vários modos de operação.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Neste tópico serão descritos, de forma sucinta, os assuntos abordados nos capítulos desse trabalho.

No Capítulo 1, a introdução, o contexto energético do Brasil, laboratório Cogencasa e configurações, os objetivos e a estrutura da dissertação são demonstrados.

No Capítulo 2, a revisão bibliográfica dos fundamentos, configurações dos *chillers* de absorção, análises termodinâmica e transferência de calor dos componentes serão exibidos.

No Capítulo 3, serão apresentados os métodos das equações características utilizados para caracterizar o *chiller* de absorção.

No Capítulo 4, serão apresentados o estado da arte dos *chillers* de absorção e os métodos das equações características.

No Capítulo 5, serão apresentados a metodologia de modelagens do *chiller* de absorção de simples efeito com H₂O/LiBr, calibração e os métodos termodinâmico e equações características.

No Capítulo 6, serão mostradas as validações das modelagens com dados experimentais obtidos no Laboratório de Cogeração de Energia da Universidade Federal de Pernambuco – COGENCASA e na literatura. Serão apresentadas as equações características do *chiller*.

No Capítulo 7 será apresentado a conclusão e a sugestão dos trabalhos futuros.

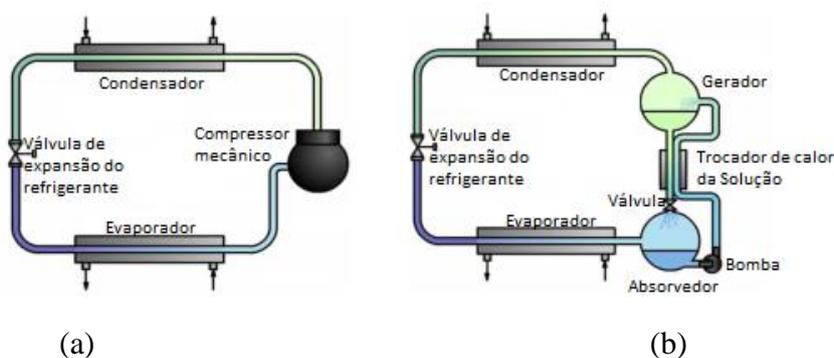
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os Sistemas de Refrigeração por Absorção (SRA) são sistemas de refrigeração que tem como fonte primária de energia, predominante, o calor, devido a mínima quantidade de energia elétrica utilizada quando comparada aos outros sistemas. O uso de energia elétrica é necessário para suprir, apenas, a demanda da bomba de baixa potência.

Esses sistemas de refrigeração podem utilizar como combustível, a queima do gás natural e outros, e rejeitos térmicos oriundos de outros processos, como em plantas de cogeração, sendo uma das principais vantagens para o uso desse sistema (BERECHE,2007).

O sistema de refrigeração por absorção difere do princípio de funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão à vapor. A diferença entre os sistemas de refrigeração por absorção e o sistema de compressão está relacionado na forma de compressão do ciclo. Enquanto o sistema de refrigeração por compressão a vapor utiliza um compressor mecânico e uma fonte elétrica para fornecer energia, o sistema de refrigeração por absorção utiliza um compressor térmico e a principal fonte de energia é térmica, como observado na Figura 6.

Figura 6 - Sistema de refrigeração: (a) compressão mecânica e (b) compressão térmica.



Fonte: (CARVALHO, 2010, adaptado).

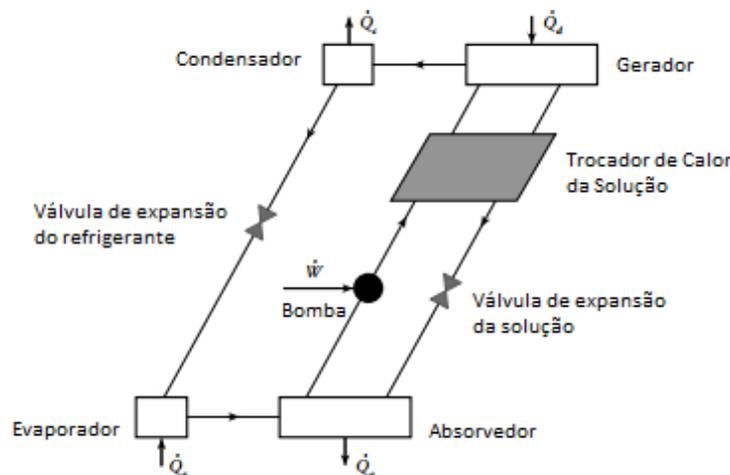
2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O sistema de refrigeração por absorção tem como princípio base a transferência de calor de um componente que apresenta baixa temperatura para um componente que apresenta alta temperatura, transferindo apenas calor como fonte de energia. Nesse ciclo,

o frio é resultado da absorção de calor a uma baixa pressão e temperatura do refrigerante no evaporador (CANTARUTTI, 2011).

O sistema de refrigeração é composto por cinco trocadores de calor com funções distintas, de válvulas de expansão e de uma bomba. Esse sistema é apresentado pela Figura 7.

Figura 7 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.



Fonte: (HEROLD *et al.*, 2016, adaptado).

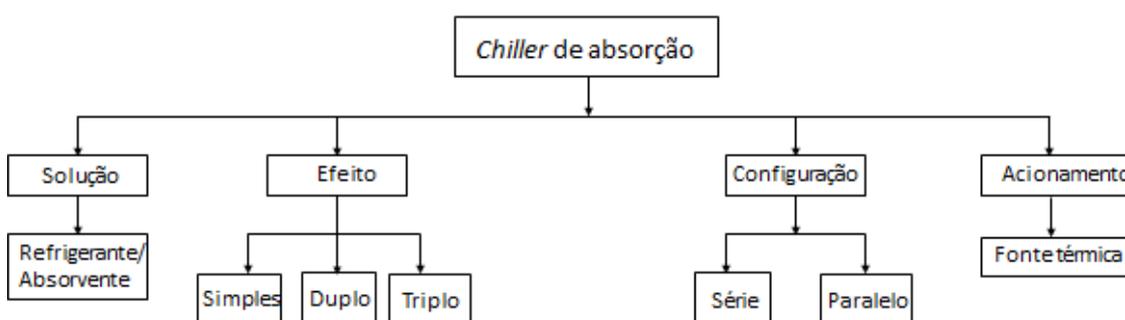
De acordo com a Figura 7, observa-se o sentido do fluxo do *chiller* de absorção. O refrigerante sai do evaporador, no estado de vapor saturado, com destino ao absorvedor. No absorvedor, esse refrigerante entra em contato com um sal, que absorverá esse vapor do refrigerante, se tornando uma solução pobre em absorvente, esse processo é exotérmico. Essa solução binária é bombeada do absorvedor no estado de líquido saturado para o gerador, passando pelo trocador de calor da solução, transferindo energia com a solução rica em absorvente que retorna ao absorvedor. No gerador, essa solução é dissociada por meio do calor recebido por uma fonte térmica externa, separando o vapor de refrigerante do absorvente, demandando uma maior quantidade de calor. O refrigerante, no estado de vapor superaquecido, segue para o condensador, no qual se condensa, tornando-se líquido saturado. Em seguida, o refrigerante no estado líquido saturado, passa pela válvula de expansão, reduzindo a pressão e temperatura, no estado de mistura (líquido-vapor). Entre o gerador e o absorvedor há um trocador de calor da solução para recuperar a energia da solução rica em absorvente, implicando na redução

de calor fornecido ao gerador e melhorando a eficiência do sistema (HEROLD et. al, 2016).

2.2 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE ABSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção são classificados de acordo com a configuração, os efeitos e o fluido de trabalho. O fluxograma de classificação dos sistemas de absorção é apresentado logo abaixo pela Figura 8.

Figura 8 - Fluxograma da classificação do sistema de absorção.



Fonte: Autoria própria.

2.2.1 Solução

A solução do fluido refrigerante é composta por um par refrigerante-absorvente. Essa solução é responsável pela produção de frio através do processo de absorção e dessorção do refrigerante e do absorvente nos componentes absorvedor e no gerador, respectivamente. A combinação dessa solução impacta, diretamente, no desempenho e produção de frio do *chiller* de absorção (BERECHE, 2007).

De acordo com os trabalhos de Abreu (1999), Bereche (2007), Cantarutti (2011), Sousa (2011), Ochoa (2011), Cordeiro (2012), Ochoa (2014) e Santos (2016), os fluidos refrigerantes dos *chiller* de absorção devem atender algumas propriedades como apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades do par refrigerante-absorvente.

Propriedades	Relação
--------------	---------

Afinidade	O refrigerante e o absorvente devem ter uma elevada afinidade química para facilitar o processo de absorção e dessorção.
Volatilidade	O refrigerante deve ter uma alta volatilidade para acelerar o processo de separação do par refrigerante-absorvente.
Viscosidade	A solução deve ter baixa viscosidade para facilitar no bombeamento.
Solubilidade	A solução refrigerante e absorvente deve ser solúvel se tratando de concentração, temperatura e pressão.
Entalpia de vaporização	A entalpia de vaporização do refrigerante deve ser alta a fim de permitir a redução da vazão do par refrigerante-absorvente.
Entalpia de condensação	A entalpia de condensação refrigerante deve ser alta a fim de permitir a redução da vazão do par refrigerante-absorvente.
Calor latente	O calor latente (L) do refrigerante deve ser alto para facilitar a mudança de fase, mantendo a taxa de circulação do par refrigerante-absorvente.
Pressão	A pressão deve ser moderada para não impactar no projeto construtivo, espessura dos componentes, e minimizar o uso de energia elétrica na bomba para bombear o fluido entre as pressões baixa e alta.
Estabilidade	A estabilidade química do par refrigerante-absorvente é extremamente importante para garantir as reações/formações indesejadas de gases e substâncias sólidas.
Segurança	Deve-se garantir que o par refrigerante-absorvente são não tóxicos, não inflamáveis e não poluentes.
Fase sólida	A solução deve ser assegurada da ausência de fase sólida durante o processo de absorção e dessorção.
Corrosão	Os líquidos não podem ser corrosivos. Caso contrário, danificam o equipamento.

Além dessas propriedades, deve-se considerar e respeitar a temperatura de operação da solução refrigerante-absorvente a fim de evitar problemas de cristalização e solidificação nos componentes do *chiller* (MENNA, 2008).

Existem muitas pesquisas para o desenvolvimento de novos pares refrigerante-absorvente. De acordo com Sriksirin et al., (2001) contam-se 40 composições de

refrigerantes e 200 composições de absorventes. Essas combinações podem ser vistas na Tabela 2.

Tabela 2 - Par refrigerante-absorvente.

Refrigerante	Absorvente
Amônia (NH ₃), metil amina (CH ₃ NH ₂) e outras aminas alifáticas	Água (H ₂ O)
Água (H ₂ O)	Solução de brometo de lítio em água (H ₂ O/LiBr)
Metanol (CH ₃ OH)	Solução de cloreto de lítio (LiCl) em metanol(CH ₄ O)
Água (H ₂ O)	Ácido sulfúrico (H ₂ SO ₄)
Água (H ₂ O)	Hidróxido de potássio (KOH); Hidróxido de sódio (NaOH); ou misturas.
Amônia (NH ₃)	Sulfocianeto de amônia (NH ₄ CNS)
Cloreto de etila (C ₂ H ₅ Cl)	Tetracloroetano (C ₂ H ₂ Cl ₄).
Tolueno (C ₇ H ₈); Pentano (C ₅ H ₁₂)	Óleo de parafina (C _n H _{2n+2} , n > 20)
Metil amina (CH ₃ NH ₂)	Glicol etílico (C ₂ H ₄ (OH) ₂)
Monofluór-dicloro-metano (CHFC ₂); Diclorometano (CH ₂ Cl ₂)	Éter dimetílico de glicol tetraetílico (CH ₃ (OCH ₂ CH ₂) ₄ OCH ₃)

Fonte: (NAPOLEÃO, 2003, adaptado).

Dentre os pares apresentados na Tabela 2, os pares mais comuns em *chillers* comerciais são H₂O/LiBr e NH₃/H₂O.

2.2.1.1 Solução H₂O/LiBr

A solução binária H₂O/LiBr tem a água (H₂O) como refrigerante e o brometo de lítio (LiBr) como absorvente. Essa solução é comumente utilizada em *chillers* comerciais com a finalidade de climatização por não ser tóxico (GALLO, 2016). No entanto, a temperatura alcançada é de, no mínimo, 5°C, ou seja, está acima do ponto de congelamento da água.

Uma vantagem dessa solução binária é a baixa temperatura de ativação, estabelecida entre um intervalo de 70°C e 95°C. Essa temperatura pode ser alcançada através de um rejeito térmico, coletores solares planos e parabólicos (YAZAKI; HEROLD et al., 2016; CORDEIRO, 2012).

Uma desvantagem desse par binário é que a pressão de trabalho é menor do que a pressão atmosférica (SOUZA, 2011).

2.2.1.2 Solução NH₃/H₂O

Na solução binária NH₃/H₂O, a amônia (NH₃) é o refrigerante e a água (H₂O) é o absorvente. Esse tipo de solução é utilizado quando se deseja temperaturas abaixo de 0 °C. A pressão de trabalho dessa solução é maior que a pressão atmosférica, entre 3 e 16 bar, apresentando uma vantagem com relação a solução H₂O/LiBr. No entanto, o uso da amônia deve ser avaliado seguramente por se tratar de uma substância letal, sendo inflamável, tóxica e explosiva quando utilizadas concentrações entre 16 a 25%. (BERECHE, 2007).

Os *Chillers* que utilizam a solução binária NH₃/H₂O são ativados através de uma faixa de temperatura entre 125°C a 170°C, necessitando de uma maior fonte de calor (CORDEIRO, 2012). Além disso, esses *chillers* tem mais um componente, o retificador, quando comparado aos sistemas de refrigeração de H₂O/LiBr. O retificador está localizado após o gerador e tem como função garantir a retenção de água, evitando a condução desse absorvente para o condensador/evaporador.

Esse tipo de solução é utilizado em *chillers* de absorção de baixa capacidade com queima direta e em grandes unidades industriais que têm uma elevada demanda de frio (VENTURINI et al., 2006)

O trabalho de Carvalho (2010) apresentou uma análise comparativa entre essas duas soluções como pode ser vista na Tabela 3.

Tabela 3 - Comparação entre as soluções H₂O/LiBr e NH₃/H₂O.

H ₂ O/LiBr	NH ₃ /H ₂ O
Ciclo com pressão negativa	Ciclo com pressão positiva
Elevada temperatura de evaporação (acima de 5°C)	Baixa temperatura de evaporação (negativa)
Baixa temperatura de condensação	Elevada temperatura de condensação (inclusive o ar)
Precisa de torre de resfriamento	Não precisa de torre de resfriamento
Não possibilita reaproveitar o calor	Possibilita reaproveitar o calor
Precisa de bomba de vácuo	Não precisa de bomba de vácuo
Precisa de manutenção preventiva programada	Não precisa de manutenção programada
Alto consumo energia elétrica	Baixo consumo de energia elétrica
Pode cristalizar	Não cristaliza
Alta eficiência no ciclo	Baixa eficiência do ciclo
O absorvente não agride o meio ambiente	O absorvente não agride o meio ambiente

Fonte: (CARVALHO, 2010, adaptado)

Ainda de acordo com as considerações de Carvalho (2010), os sistemas de refrigeração por absorção que utilizam como fluido refrigerante o par binário NH₃/H₂O são bastante competitivos com relação ao sistema de refrigeração por compressão. Isso é decorrente do coeficiente de desempenho (COP) das máquinas de refrigeração com relação a temperatura de evaporação. Quando se reduz a temperatura de evaporação de 0 °C para -20 °C, diminui o COP em 54% em *chillers* de compressão e 27% em *chillers* de absorção.

2.2.2 Efeito

Os *chillers* de absorção são classificados em simples, duplo e triplo efeitos. Essa configuração é caracterizada de acordo com a quantidade de vezes que o calor é utilizado no ciclo e, conseqüentemente, reflete no desempenho da máquina de refrigeração. Na Tabela 4, as configurações de efeitos, a temperatura da fonte de calor do gerador e o coeficiente de desempenho são demonstrados.

Tabela 4 - Comparação entre os efeitos do *chiller* de absorção.

<i>Chiller</i> de absorção			
Efeito	T_{gerador} (°C)	Solução binária	COP
Simple	80 – 110	H ₂ O/LiBr	+0,7
Simple	120-150	NH ₃ /H ₂ O	0,5
Duplo	120-150	H ₂ O/LiBr	+1,2
Duplo	180-200	NH ₃ /H ₂ O	0,8-1,2
Triplo	200-230	H ₂ O/LiBr	1,4-1,5

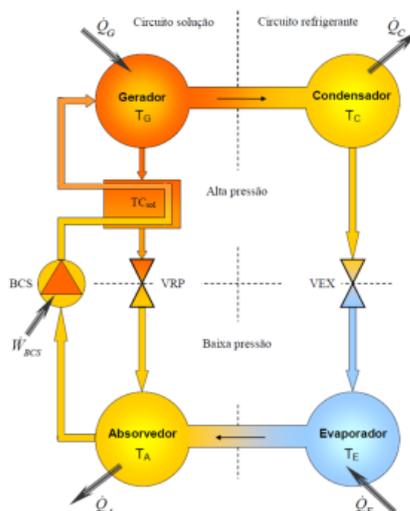
Fonte: (WU e WANG, 2006).

2.2.2.1 Simple efeito

Os *chillers* de absorção de simple efeito são caracterizados por apresentar apenas um nível de aquecimento, ou seja, o calor é transferido uma única vez para o

gerador e há apenas uma dessorção entre o refrigerante e o absorvente. Na Figura 9 é apresentado a configuração de *chiller* de simples efeito.

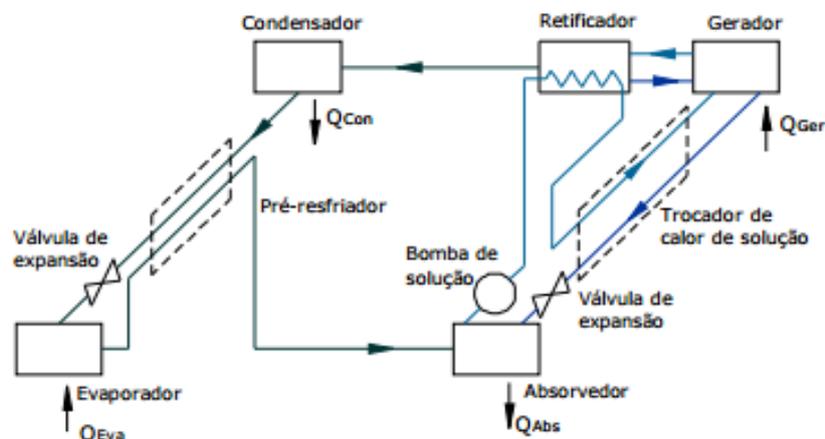
Figura 9 - *Chiller* de absorção de simples efeito.



Fonte: (FONSECA 2013).

Conforme observado na Figura 9, esse equipamento de refrigeração é constituído por cinco trocadores de calor e utiliza o par binário H₂O/LiBr. Esses trocadores de calor são: evaporador, condensador, absorvedor, gerador e trocador de calor da solução. Além disso, apresentam duas válvulas de expansão, uma do refrigerante e uma da solução, e uma bomba da solução. *Chillers* de absorção que utilizam o par binário NH₃/ H₂O apresentam os mesmos componentes utilizados no equipamento de refrigeração H₂O/LiBr, acrescido de um retificador, como observado na Figura 10.

Figura 10 - Configuração de *chiller* de absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.



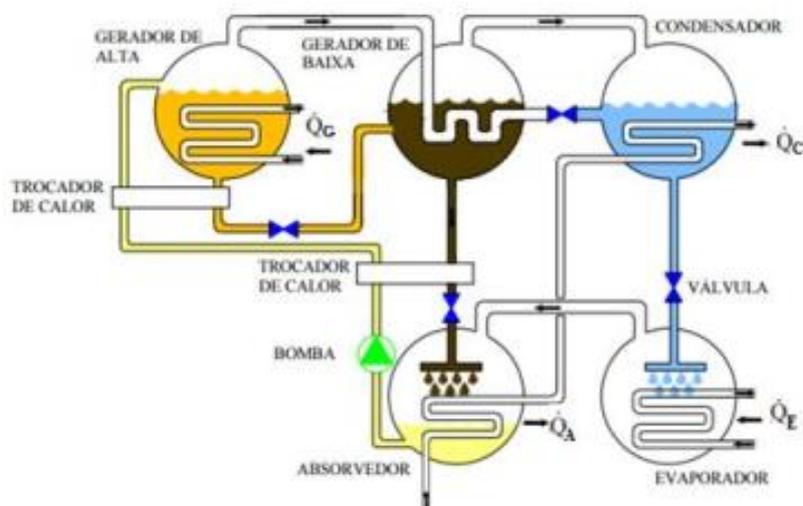
Fonte: (HEROLD *et al.*, 2016).

Segundo Srihirin *et al.*, (2001), essa configuração de simples efeito apresenta baixa competitividade em detrimento às demais configurações de *chillers* com mais efeitos, uma vez que contém o COP baixo. No entanto, esse arranjo é utilizado para climatização de ambiente, quando se tem calor residual facilmente.

2.2.2.2 Duplo efeito

Os *chillers* de absorção de duplo efeito são caracterizados por apresentarem dois níveis de aquecimento, ou seja, o calor é transferido para o gerador com uma elevada temperatura, havendo duas dessorções entre o refrigerante e o absorvente, uma dessorção de alta e outra de baixa. Na Figura 11 é possível observar uma configuração de *chiller* de duplo efeito.

Figura 11 - Configuração de *chiller* de duplo efeito.



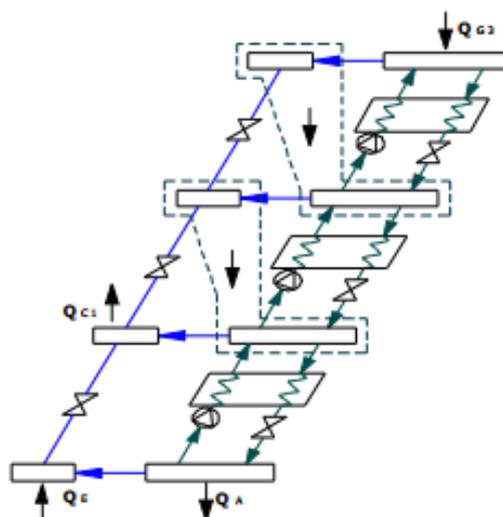
Fonte: (BERECHE, 2007)

Conforme observado na Figura 11, esse equipamento de refrigeração é constituído por sete trocadores de calor e utiliza o par binário $H_2O/LiBr$. Esses trocadores de calor são: evaporador, condensador de alta, condensador de baixa, absorvedor, gerador de alta, gerador de baixa e trocador de calor da solução de alta e trocador de calor da solução de baixa. Além disso, apresentam quatro válvulas de expansão e uma bomba da solução. Nessa configuração, o calor que entra no gerador apresenta uma temperatura muito mais elevada do que nos *chillers* de simples efeito (BERECHE, 2007). Esse aumento de temperatura de aquecimento que entra no sistema resulta no aumento do COP.

2.2.2.3 Triplo efeito

Os *chillers* de absorção de triplo efeito são caracterizados por apresentarem três níveis de aquecimento, ou seja, o calor é transferido para o gerador com uma elevada temperatura, havendo três dessorções entre o refrigerante e o absorvente. Na Figura 12 é possível observar uma configuração de *chiller* de triplo efeito.

Figura 12 - *Chiller* de absorção de triplo efeito.



Fonte: (BERECHE, 2007).

Essa configuração apresenta o mesmo princípio de configuração apresentada por duplo efeito, acrescentando um gerador, um condensador e um trocador de calor da solução. Nessa configuração, o calor que entra no gerador apresenta uma temperatura muito mais elevada quando comparado aos *chillers* de simples efeito, resultando em um maior COP. Apesar disso, esses sistemas apresentam riscos de instabilidade da concentração e pressão e corrosão, apresentando estudos em desenvolvimento (CANTARUTTI, 2011).

2.2.3 Configuração

Os *chillers* de absorção podem ser classificados ainda em série e em paralelo.

Nos sistemas em série, a solução sai do absorvedor e é bombeada diretamente para o gerador. Nos sistemas em paralelo, a solução é bombeada para todos os geradores simultaneamente, isso para sistemas com mais de um gerador no ciclo.

2.2.4 Acionamento

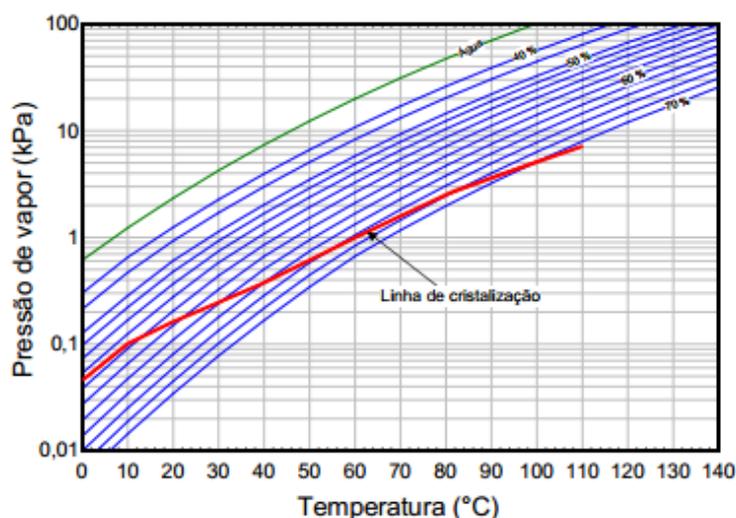
Os *chillers* de absorção são acionados através de uma fonte térmica de energia. Essa fonte térmica pode ser uma fonte aquecida, queima direta ou indireta de algum processo. No acionamento de queima direta, o *chiller* utiliza vapor diretamente no gerador. Já no acionamento de queima indireta, o *chiller* utiliza água indiretamente no

gerador, ou seja, o calor de uma fonte residual é transferido para a água, água de aquecimento, e assim fornece calor ao gerador.

2.3 CRISTALIZAÇÃO

A cristalização é caracterizada como um divisor de geração de energia em sistemas de refrigeração por absorção. A concentração da solução binária é limitada pela curva de solubilidade do sal, evitando que o mesmo se precipite, obstrua a tubulação e danifique o equipamento. A curva de solubilidade é influenciada pela concentração e temperatura nas quais a solução salina está exposta. A Figura 13 apresenta a linha de cristalização da solução H₂O/LiBr.

Figura 13 - Linha de cristalização da solução H₂O/LiBr.



Fonte: (FONSECA, 2013).

De acordo com a Figura 13, observa-se uma forte influência da temperatura e da concentração no diagrama de cristalização. Pode-se realizar um estudo prévio do comportamento da solução para diferentes temperaturas e pressão do *chiller* de absorção através desse diagrama, sendo capaz de avaliar os limites do equipamento.

Segundo Cordeiro (2012), os pontos mais vulneráveis de precipitação salina são os pontos que tem maior concentração de sal, ou seja, entre a saída do gerador, no qual a solução é pobre em refrigerante, e a entrada do absorvedor, principalmente, entre a válvula de expansão, já que a temperatura é baixa.

A cristalização pode ser causada por vários motivos como: presença de umidade no equipamento, resultando um aumento de pressão no evaporador e, conseqüentemente, uma baixa capacidade de refrigeração; pela baixa temperatura da água de condensação; pela falta de energia elétrica para acionar a bomba da solução e pelo manuseio do equipamento, isto é, ao desligar o equipamento (GUIMARÃES, 2011).

De acordo com Bereche (2007) para minimizar esse problema de cristalização do sal LiBr em elevadas temperaturas, existem inibidores químicos que são utilizados como aditivos nas soluções salinas. Esses aditivos diminuem a temperatura de cristalização conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 - Temperatura de cristalização do sal em função do aditivo.

Aditivo	% LiBr	Aditivo (mol ppm#)	Temp. de cristalização (°C)
MDPA	60,54	250	-10,00 ± 3,17
PPA	60,82	500	-8,52 ± 4,17
ATMP	60,82	500	-8,24 ± 2,25
DTMP	60,82	500	-6,67 ± 6,79
HEDP	60,82	500	-6,15 ± 7,49
Uramil – N, N diacetic ácido	60,54	500	-5,69 ± 2,92
KIO ₃	60,54	250	-4,31 ± 0,70
Nenhum aditivo	60,54	-	3,30 ± 0,44
	60,82		4,38 ± 0,59

Fonte: (BERECHE, 2007)

2.4 VÁCUO

Os *chillers* de absorção que utilizam o par binário H₂O/LiBr como refrigerante/absorvente trabalham com pressões abaixo da pressão atmosférica, ou seja, atuam sob vácuo. As pressões alta e baixa desses sistemas são definidas pelo fluido refrigerante que circula entre o condensador e evaporador, respectivamente.

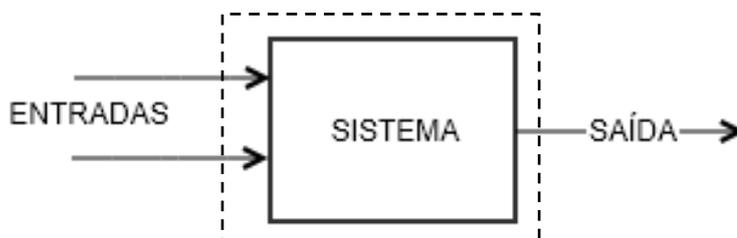
A bomba de vácuo atua em máquinas de refrigeração com objetivo de retirar ar e outros gases do sistema, atingindo assim uma baixa pressão.

2.5 MODELAGEM TERMODINÂMICA

Com objetivo de estudar o comportamento do *chiller* de absorção, desenvolveu-se uma modelagem termodinâmica utilizando a primeira lei da termodinâmica no equipamento de refrigeração com o intuito de estimar a quantidade de energia gerada. A modelagem termodinâmica permite avaliar o desempenho de cada componente do *chiller*, o comportamento na eficiência global da máquina e as capacidades térmicas.

De acordo com o princípio da conservação da massa para volume de controle em regime permanente não há variação da massa do sistema com o tempo. Pode-se observar um sistema na Figura 14.

Figura 14 – Volume de controle do sistema.



Fonte: Autoria própria.

Utilizando as considerações mencionadas acima e aplicando o sistema da conservação da massa para volume de controle em regime permanente, tem-se:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2)$$

Onde:

$\frac{dm_{VC}}{dt}$ – A taxa de variação da vazão mássica no tempo (kg/s).

$\sum \dot{m}_e$ – O somatório da vazão mássica na entrada do sistema (kg/s).

$\sum \dot{m}_s$ – O somatório da vazão mássica na saída do sistema (kg/s).

De acordo com o princípio da conservação da energia para volume de controle em regime permanente e fazendo as considerações mencionadas acima, tem-se:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(\dot{h}_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(\dot{h}_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum \dot{m}_s \left(\dot{h}_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum \dot{m}_e \left(\dot{h}_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{VC} = \sum \dot{m}_s h_s - \sum \dot{m}_e h_e \quad (5)$$

Onde:

$\frac{dE_{VC}}{dt}$ – A taxa da variação de energia no tempo (W).

\dot{Q}_{VC} – A taxa líquida de transferência de energia na forma de calor (W).

\dot{W}_{VC} – A taxa líquida de transferência de energia na forma de trabalho (W).

h – A entalpia específica (kJ/kg)

g – A aceleração da gravidade (m/s²)

V – A velocidade do fluxo (m/s)

z – A altura (m)

De acordo com as equações de transferência de calor para trocadores de calor, pode-se considerar:

$$\dot{Q} = UFA\Delta T_{lm} \quad (6)$$

Como o trocador de calor tem um único passe, o fator de correção é igual a um. Assim a Equação (6) pode ser reescrita como.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (7)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}} \quad (8)$$

Onde:

\dot{Q} : Taxa de calor, kJ.

U: Coeficiente de transferência de calor, kJ/K.kg.

F: Fator de correção do trocador de calor.

ΔT_{lm} : Média logarítmica da diferença de temperaturas, °C.

Os subíndices *e* e *s* representam entrada e saída. Já os subíndices *q* e *f* correspondem o estado quente e frio.

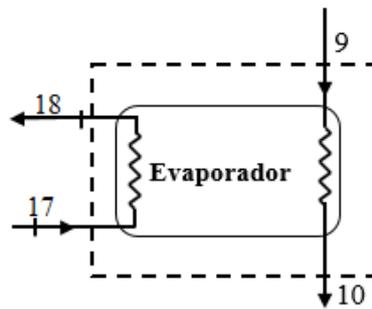
2.5.1 Componentes do *chiller* de absorção

Cada componente do *chiller* de absorção tem uma função e apresenta um estado físico, como será descrito a seguir.

2.5.1.1 Evaporador

No evaporador ocorre a mudança de fase do fluido. O refrigerante passa pela válvula de expansão na forma de mistura (boa parte na forma de vapor e uma parte na forma líquida), baixando a pressão e a temperatura em decorrência da expansão do fluido. No evaporador, há troca de calor entre o fluido refrigerante e a água do evaporador do sistema, saindo assim o fluido refrigerante na forma de vapor saturado e a água evaporador com uma menor temperatura, retornando-a para o sistema que se deseja climatizar. Pode-se observar este processo no esquema na Figura 15.

Figura 15 - Esquema do evaporador.



Fonte: Autoria própria.

Aplicando o princípio de conservação da massa para o evaporador e assumindo as considerações feitas no início do capítulo na Figura 15, temos:

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (9)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (10)$$

Onde:

\dot{m}_{17} – Vazão mássica da água do evaporador (kg/s)

\dot{m}_9 – Vazão mássica do refrigerante (kg/s)

De acordo com o princípio da conservação da energia para o evaporador, o balanço de energia para volume de controle em regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (12)$$

Onde:

\dot{Q}_E – Fluxo de calor no evaporador (kW)

\dot{m}_9 – Vazão mássica do refrigerante (kg/s)

\dot{m}_{17} – Vazão mássica da água evaporador (kg/s)

h_9 – Entalpia específica do refrigerante na entrada do evaporador (kJ/kg)

h_{10} – Entalpia específica do refrigerante na saída do evaporador (kJ/kg)

h_{17} – Entalpia específica da água evaporador na entrada do evaporador (kJ/kg)

h_{18} – Entalpia específica da água evaporador na saída do evaporador (kJ/kg)

Aplicando o conceito de transferência de calor para o evaporador, temos:

$$\dot{Q}_E = U_E A_E \Delta T_{lm, E} \quad (13)$$

$$\Delta T_{lm, E} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln \frac{(T_{17} - T_{10})}{(T_{18} - T_9)}} \quad (14)$$

Onde:

\dot{Q}_E : Capacidade frigorífica, kW ou TR.

U_E : Coeficiente global de transferência de calor do evaporador, kW/K.

A_E : Área do trocador de calor do evaporador, m².

$\Delta T_{lm, E}$: Média logarítmica das temperaturas de entrada e saída do evaporador, °C.

T_9 : Temperatura de entrada do refrigerante do evaporador, °C.

T_{10} : Temperatura de saída do refrigerante do evaporador, °C.

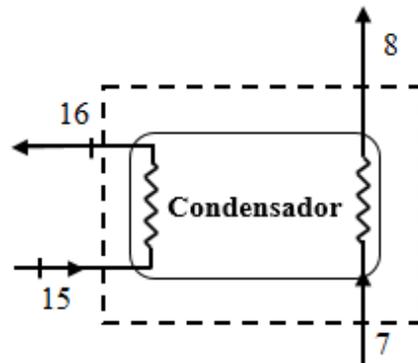
T_{17} : Temperatura da água evaporador na entrada do evaporador, °C.

T_{18} : Temperatura da água evaporador na saída do evaporador, °C.

2.5.1.2 Condensador

No condensador ocorre a mudança de fase do fluido, neste caso, o fluido refrigerante entra no estado de vapor superaquecido e sai no estado de líquido saturado. Na Figura 16 são apresentadas as correntes internas e externas.

Figura 16 - Esquema do condensador.



Fonte: Autoria própria

Aplicando o princípio de conservação da massa para o condensador e assumindo as considerações feitas no início do capítulo na Figura 16, temos:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (16)$$

Onde:

\dot{m}_7 – Vazão mássica do refrigerante (kg/s)

\dot{m}_{15} – Vazão mássica da água de condensação (kg/s)

De acordo com o princípio da conservação da energia para o condensador, o balanço de energia para volume de controle em regime permanente, é dado por:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (18)$$

\dot{Q}_C – Fluxo de calor no condensador (kW)

h_7 – Entalpia específica do refrigerante na entrada do condensador (kJ/kg)

h_8 – Entalpia específica do refrigerante na saída do condensador (kJ/kg)

h_{15} – Entalpia específica da água de condensação na entrada do condensador (kJ/kg)

h_{16} – Entalpia específica da água de condensação na saída do condensador (kJ/kg)

Aplicando o conceito de transferência de calor para o condensador temos:

$$\dot{Q}_C = U_C A_C \Delta T_{lm, C} \quad (19)$$

$$\Delta T_{lm, C} = \frac{(T_{15} - T_8) - (T_{16} - T_7)}{\ln \frac{(T_{15} - T_8)}{(T_{16} - T_7)}} \quad (20)$$

Onde:

\dot{Q}_C : Potência do condensador (kW).

U: Coeficiente global de transferência de calor do condensador (kW/K).

A_C : Área do trocador de calor do condensador (m²).

$\Delta T_{lm, C}$: Média logarítmica das temperaturas do condensador (°C).

T_{15} : Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C).

T_{16} : Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C).

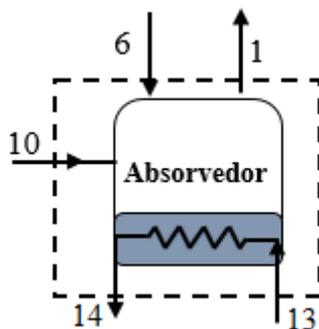
O fluido refrigerante entra no condensador provindo do gerador no estado de vapor superaquecido e com alta pressão. No condensador, haverá transferência de calor entre o fluido refrigerante e a água de resfriamento, deixando assim, o fluido refrigerante na forma de líquido saturado e a água de condensação com uma maior temperatura, retornando-a para a torre de resfriamento.

2.5.1.3 Absorvedor

O fluido refrigerante entra no absorvedor provindo do evaporador no estado de vapor saturado e a baixa pressão em decorrência da expansão do fluido pela válvula de expansão do refrigerante.

Na Figura 17, pode-se observar as entradas e saídas da água do refrigerante e a entrada e saída da solução H₂O/LiBr no absorvedor.

Figura 17 - Desenho esquemático do absorvedor.



Fonte: Autoria própria.

Aplicando o princípio de conservação da massa para o absorvedor e assumindo as considerações feitas no início do capítulo na Figura 17, temos:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (21)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (22)$$

Onde:

\dot{m}_{13} – Vazão mássica da água de resfriamento na entrada do absorvedor (kg/s)

\dot{m}_1 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr pobre em absorvente na saída do absorvedor (kg/s)

\dot{m}_6 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr rica em absorvente na entrada do absorvedor (kg/s)

\dot{m}_{10} – Vazão mássica do refrigerante na entrada do absorvedor (kg/s)

Levando em conta as considerações feitas no início do capítulo, o balanço de concentração do LiBr no absorvedor pode ser expresso:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (23)$$

Onde:

x_1 – Concentração em porcentagem da mistura pobre em LiBr na saída do absorvedor;

x_6 – Concentração em porcentagem da mistura rica em LiBr na entrada do absorvedor;

De acordo com o princípio da conservação da energia para o absorvedor e considerando o balanço de energia para volume de controle em regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad (24)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (25)$$

Onde:

\dot{Q}_A – Fluxo de calor no absorvedor (kW)

h_6 – Entalpia específica da solução rica na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_1 – Entalpia específica da solução pobre na saída do absorvedor (kJ/kg)

h_{10} – Entalpia específica do refrigerante na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_{13} – Entalpia específica da água de resfriamento na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_{14} – Entalpia específica da água de resfriamento na saída do absorvedor (kJ/kg)

Aplicando o conceito de transferência de calor para o absorvedor temos:

$$\dot{Q}_A = U_A A_A \Delta T_{lm,A} \quad (26)$$

$$\Delta T_{lm,A} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln \frac{(T_6 - T_{14})}{(T_1 - T_{13})}} \quad (27)$$

Onde:

\dot{Q}_A : Potência do absorvedor (kW).

U_A : Coeficiente global de transferência de calor do absorvedor (kW/K).

A_A : Área do trocador de calor do absorvedor (m²).

$\Delta T_{lm,A}$: Média logarítmica das temperaturas de entrada e saída do absorvedor (°C).

T_{15} : Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C).

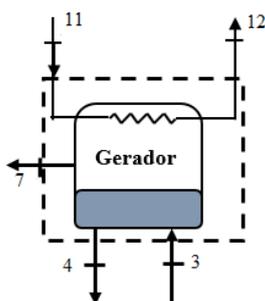
T_{16} : Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C).

Ao entrar no absorvedor, a solução salina absorverá o vapor de refrigerante, tornando-se uma solução pobre em absorvente. A solução é então bombeada do absorvedor com destino ao gerador, passando antes por um trocador de calor da solução, que transfere calor entre a solução rica e a solução pobre em refrigerante que retornar ao absorvedor, aumentando assim a temperatura da solução. O processo de absorção é exotérmico, liberando assim calor para a água de resfriamento provinda da torre de resfriamento que tem como objetivo manter uma temperatura constante.

2.5.1.4 Gerador

O calor recebido pela fonte térmica é responsável por ativar o *chiller*, vaporizando a água presente na solução rica em refrigerante que entra no gerador. Esse componente pode ser observado na Figura 18.

Figura 18 - Ilustração esquemática do gerador.



Fonte: Autoria própria.

Aplicando o princípio de conservação da massa para o gerador e assumindo as considerações feitas no início do capítulo na Figura 18, temos:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (28)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (29)$$

Onde:

\dot{m}_{11} – Vazão mássica da água de aquecimento na entrada do gerador (kg/s);

\dot{m}_{12} – Vazão mássica da água de aquecimento na saída do gerador (kg/s);

\dot{m}_3 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr rica em refrigerante na entrada do gerador (kg/s);

\dot{m}_4 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr pobre refrigerante na saída do gerador (kg/s);

\dot{m}_7 – Vazão mássica do refrigerante na saída do gerador (kg/s).

Levando em conta as considerações feitas no início do capítulo, o balanço de concentração do LiBr no gerador pode ser expresso:

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (30)$$

Onde:

x_3 – Concentração pobre em LiBr na entrada do gerador (%)

x_4 – Concentração rica em LiBr na saída do gerador (%)

De acordo com o princípio da conservação da energia para o gerador, o balanço de energia para volume de controle em regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (31)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{11} (h_4 - h_3) \quad (32)$$

Onde:

\dot{Q}_G – Potência do gerador (kW)

h_6 – Entalpia específica solução H₂O/LiBr rica na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_1 – Entalpia específica da solução H₂O/LiBr pobre na saída do absorvedor (kJ/kg)

h_{10} – Entalpia específica do refrigerante na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_{13} – Entalpia específica da água de resfriamento na entrada do absorvedor (kJ/kg)

h_{14} – Entalpia específica da água de resfriamento na saída do absorvedor (kJ/kg)

Aplicando o conceito de transferência de calor para o gerador temos:

$$\dot{Q}_G = U_G A_G \Delta T_{lm, G} \quad (33)$$

Ainda no gerador, é importante calcular a fração da circulação de solução (f), que representa a razão entre a vazão de calor que passa pela bomba e a vazão de vapor de refrigerante que sai do gerador, como pode ser observado na Equação (34).

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} \quad (34)$$

A solução entra no gerador provinda do absorvedor no estado de líquido subresfriado e a alta pressão. Ao entrar no gerador, a solução receberá calor proveniente de uma fonte externa, dissociando o refrigerante do absorvente, retornando assim ao absorvedor uma solução rica em absorvente e conduzindo vapor superaquecido para o condensador.

2.5.1.5 Trocador de calor da solução

O trocador de calor da solução é um dos componentes que faz parte do compressor térmico e está localizado entre o absorvedor e gerador. Esse trocador tem como função absorver calor da solução pobre em refrigerante, transferido entre as soluções ricas e pobres em refrigerante no trocador de calor da solução, aumentando o COP e diminuindo a quantidade de energia necessária para ativar o gerador. O trocador de calor da solução H₂O/LiBr pode ser observado na Figura 19.

Figura 19 - Ilustração esquemática do trocador de calor da solução H₂O/LiBr.



Fonte: Autoria própria.

Aplicando o princípio de conservação da massa para trocador de calor da solução H₂O/LiBr e assumindo as considerações feitas no início do capítulo na Figura 19, temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (35)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (36)$$

Onde:

\dot{m}_2 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr rica em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (kg/s);

\dot{m}_3 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr rica em refrigerante na saída do trocador de calor da solução (kg/s);

\dot{m}_4 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr pobre em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (kg/s);

\dot{m}_5 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr pobre em refrigerante na saída do trocador de calor da solução (kg/s).

O balanço de concentração do LiBr no trocador de calor da solução H₂O/LiBr pode ser expresso:

$$x_2 = x_3 \quad (37)$$

$$x_5 = x_4 \quad (38)$$

Onde:

x_2 – Concentração rica em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (%);

x_3 – Concentração rica em refrigerante na saída do trocador de calor da solução (%);

x_4 – Concentração pobre em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (%);

x_5 – Concentração pobre em refrigerante na saída do trocador de calor da solução (%);

De acordo com o princípio da conservação da energia para o gerador, o balanço de energia para volume de controle em regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_{G,q} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{G,f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 \quad (40)$$

Onde:

$\dot{Q}_{G,q}$ – Fluxo de calor do lado quente da solução H₂O/LiBr no trocador de calor da solução (kW);

$\dot{Q}_{G,f}$ – Fluxo de calor do lado frio da solução H₂O/LiBr no trocador de calor da solução (kW);

Aplicando o conceito de transferência de calor para o trocador de calor da solução temos:

$$\epsilon_{ts} = \frac{T_5 - T_4}{T_4 - T_2} \quad (41)$$

Onde:

ϵ_{ts} - Efetividade do trocador de calor da solução H₂O/LiBr (%);

T_2 - Temperatura da solução H₂O/LiBr rica em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (°C);

T_4 - Temperatura da solução H₂O/LiBr pobre em refrigerante na entrada do trocador de calor da solução (°C);

T_5 - Temperatura da solução H₂O/LiBr pobre em refrigerante na saída do trocador de calor da solução (°C);

2.5.1.6 Bomba da solução

A bomba da solução tem como função bombear a solução líquida do absorvedor com destino ao gerador e, paralelamente, aumentar a pressão dessa solução. A utilização da bomba reduz a quantidade de energia elétrica em comparação com sistemas de

refrigeração por compressão, devido à baixa potência necessária para bombear a solução líquida e em decorrência das propriedades da solução. O fluxograma da bomba da solução pode ser observado na Figura 20.

Figura 20 – Ilustração esquemática da bomba da solução.



Fonte: Autoria própria

Aplicando o princípio de conservação da massa para a bomba da solução H₂O/LiBr na Figura 20, temos:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (42)$$

Onde:

\dot{m}_1 – Vazão mássica da solução H₂O/LiBr rica em refrigerante na entrada da bomba da solução (kg/s);

Fazendo o balanço de concentração do LiBr na bomba da solução H₂O/LiBr pode ser expresso:

$$x_1 = x_2 \quad (43)$$

Onde:

x_1 – Concentração rica em refrigerante na entrada da bomba da solução (%).

2.5.1.7 Válvula de expansão

O *chiller* de absorção tem duas válvulas de expansão, válvula de expansão do refrigerante e válvula de expansão da solução, ambas apresentam a mesma função, expandir o fluido, diminuindo a pressão e a temperatura.

Os dispositivos de expansão são responsáveis por reduzir a pressão de alta para pressão de baixa. O fluxograma destes podem ser observados na Figura 21.

Figura 21 - Válvulas de expansão do *chiller* de absorção: (a) da solução H₂O/LiBr (b) do refrigerante.



Fonte: Autoria própria.

Aplicando o princípio de conservação da massa para os dispositivos de expansão na Figura 21, temos:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (44)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (45)$$

De acordo com o princípio da conservação da energia para os dispositivos de expansão, o balanço de energia para volume de controle em regime permanente é expresso por:

$$h_5 = h_6 \quad (46)$$

$$h_9 = h_8 \quad (47)$$

Onde:

h_5 : Entalpia da solução H₂O/LiBr pobre em refrigerante (kJ/kg);

h_8 : Entalpia do refrigerante (kJ/kg);

Realizando o balanço de concentração do LiBr no dispositivo de expansão encontra-se as seguintes expressões:

$$x_6 = x_5 \quad (48)$$

$$x_9 = x_8 \quad (49)$$

Onde:

x_5 – Concentração pobre em refrigerante na entrada da válvula de expansão (%);

x_6 – Concentração pobre em refrigerante na saída da válvula de expansão (%);

x_8 – Concentração do refrigerante na entrada da válvula de expansão (%);

x_9 – Concentração do refrigerante na saída da válvula de expansão (%);

2.6 REGRESSÃO LINEAR MÚLTIPLAS

O método de regressão linear múltiplas ou multivariáveis é uma técnica da estatística utilizada para modelar, avaliar e estudar o comportamento entre múltiplas variáveis explicativas. Esse método possibilita analisar uma variável dependente (preditando) em função de outras variáveis independentes (variáveis preditoras) (FERREIRA, 2011). Pode-se observar na equação (50) as variáveis dependentes e independentes.

$$y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \dots + \beta_kx_k + \varepsilon \quad (50)$$

O subíndice k corresponde ao número de variáveis preditoras, os parâmetros β correspondem aos coeficientes da regressão e ε é o resíduo, representando a diferença entre as variáveis.

O método de regressão linear de múltiplas variáveis é utilizado para caracterizar máquinas através da regressão linear de dados experimentais retirados do equipamento, podendo ser utilizado em diversas áreas para avaliar a influência e o comportamento de uma variável dependente em função de variáveis independentes.

2.7 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA

O método da equação característica é utilizado para avaliar o comportamento de um equipamento através de dados internos e externos. As equações características são utilizadas para estimar e prever o desempenho de um equipamento (EL-AZIZ and EL-SALAM, 2007).

De acordo com os trabalhos apresentados por Wu *et al.*, (2011), Li *et al.*, (2016), Solodovnik *et al.*, (2002), Das e Rajagopalan (1993), Cidrás e Feijóo (2002) e El-Aziz e El-Salam (2007) o método da equação característica é de suma importância para avaliar o comportamento da máquina fora das condições nominais de operação podendo ser aplicada a bomba, motores, turbinas, compressor e diversos outros equipamentos.

3 MÉTODOS DAS EQUAÇÕES CARACTERÍSTICAS

O método da equação característica apresenta uma metodologia para estudar o comportamento do *chiller* de absorção através de equações algébricas lineares que representam as equações de transferência de calor e massa e a primeira lei da termodinâmica. Esse método está fundamentado em um modelo termodinâmico e tem como objetivo simplificar a modelagem dos *chillers*, proporcionando a análise dos componentes e o estudo do comportamento das capacidades térmicas, refrigeração e coeficiente de desempenho do equipamento (PUIG-ARNAVAT et al., 2010).

A equação característica pode ser determinada através das médias das temperaturas dos fluxos das correntes de águas externas (água do evaporador, água do absorvedor-condensador e água do gerador) e com os parâmetros característicos obtidos com os dados internos dos *chillers*. Com essa metodologia, é possível obter uma ferramenta para analisar o desempenho do equipamento fora das condições nominais, minimizando o tempo computacional das análises.

Os estudos sobre o método da equação característica iniciaram na década de 80 com os pesquisadores Takada (1982) e Furukawa (1983) para representar o comportamento de bombas de calor por absorção (Izquierdo, 2012). Ao longo dos anos foram desenvolvidos vários trabalhos com o objetivo de monitorar o desempenho, parâmetros e a capacidade térmica desses equipamentos, principalmente, para *chillers* de absorção comerciais, já que o fabricante disponibiliza poucas informações da máquina.

Com essas adaptações, dois métodos se tornaram bastante conhecidos para caracterizar de uma máquina de refrigeração. Um é apresentado por Hellmann *et al.*, (1999) e o outro por Ziegler e Kühn (2005), no qual os autores Ziegler e Kühn fez uma adaptação do método Hellmann *et al.*, (1999).

Hellmann *et al.*, (1999), apresentam um método para encontrar a equação característica através de equações algébricas lineares fundamentadas no modelo termodinâmico e nas equações de transferência de calor e massa dos componentes do *chiller*. Para encontrar a equação característica da máquina de refrigeração necessita de informações internas do equipamento, temperaturas externas das águas de aquecimento, água de resfriamento e evaporador, diferença de temperatura característica ($\Delta\Delta t$) e a vazão dos componentes.

Ziegler e Kühn (2005), apresentam um método adaptado do apresentado por Hellmann *et al.*, (1999), no qual encontra-se o comportamento das capacidades térmicas e o COP através de uma diferença de temperatura característica arbitrária ($\Delta\Delta t'$) obtida por meio de uma regressão linear de multivariáveis dos dados experimentais ou dados fornecidos pelo fabricante. Essa adaptação através do $\Delta\Delta t'$ garante um melhor ajuste numérico do método.

A aplicação do método para caracterizar o equipamento dependerá da quantidade de informações disponíveis. Nesse trabalho serão apresentadas as duas metodologias para caracterização do *chiller* de absorção do laboratório Cogencasa. Para a aplicação da primeira metodologia utilizou alguns dados encontrados por Ochoa (2010) e pelo fabricante *Yazaki*, já para a segunda metodologia foram feitos ensaios experimentais no equipamento.

3.1 MÉTODO DA EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA

O método da equação característica foi fundamentado no modelo apresentado por Helmann *et al.*, (1999) para *chillers* de absorção de H₂O/LiBr de simples efeito, no que consiste nas aplicações dos conceitos e equações de transferência de calor e primeira lei da termodinâmica para os componentes do *chiller*. Nas equações (51, 52, 53 e 54) são apresentadas as capacidades de transferência de calor para o evaporador, gerador, absorvedor e condensador, respectivamente.

$$\dot{Q}_E = U_E A_E \Delta T_{lm,E} \quad (51)$$

$$\dot{Q}_G = U_G A_G \Delta T_{lm,G} \quad (52)$$

$$\dot{Q}_A = U_A A_A \Delta T_{lm,A} \quad (53)$$

$$\dot{Q}_C = U_C A_C \Delta T_{lm,C} \quad (54)$$

A média da diferença de temperatura logarítmica para cada componente do *chiller* pode ser calculada através da equação (55), onde o “x” corresponde ao evaporador (E), condensador (C), gerador (G) e absorvedor (A).

$$\Delta T_{lm,x} = \frac{|(t_{x,i} - T_{x,i}) - (t_{x,o} - T_{x,o})|}{\ln \left| \frac{(t_{x,i} - T_{x,i})}{(t_{x,o} - T_{x,o})} \right|} \quad (55)$$

Onde T_x corresponde a temperatura interna e t_x a temperatura externa dos fluxos dos componentes do *chiller*.

Segundo Ziegler e Kühn (2005), é feita uma simplificação para a diferença de temperatura média logarítmica no *chiller* de absorção, aproximando as temperaturas das correntes externas e internas, considerando a média aritmética dos fluxos de entrada e saída de cada componente, resultando assim nas seguintes equações.

$$\dot{Q}_E = U_E A_E (t_E - T_E) \quad (56)$$

$$\dot{Q}_C = U_C A_C (T_C - t_C) \quad (57)$$

$$\dot{Q}_A = U_A A_A (T_A - t_A) \quad (58)$$

$$\dot{Q}_G = U_G A_G (t_G - T_G) \quad (59)$$

Para cada equipamento (evaporador, condensador, absorvedor, gerador e trocador de calor da solução) são calculadas as potências térmicas dos componentes através do balanço de energia.

Os balanços de energia no evaporador são apresentados pelas equações (60) e (61), encontrando a potência térmica e a vazão do refrigerante.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_8) \quad (60)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{Q}_E / (h_{10} - h_8) \quad (61)$$

Fazendo o balanço de energia no condensador através das equações (62) e (63), pode-se encontrar a potência para o condensador.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{10}(h_7 - h_8) \quad (62)$$

A potência térmica do condensador pode ser apresentada em função da capacidade de refrigeração do evaporador, encontrando a equação (63). Sendo possível encontrar o coeficiente entálpico do condensador pela equação (64). Esse termo é adimensional.

$$\dot{Q}_C = C\dot{Q}_E \quad (63)$$

$$C = \frac{h_7 - h_8}{h_{10} - h_8} \quad (64)$$

Fazendo o balanço de energia para o absorvedor, encontra-se a expressão apresentada pela equação (65).

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (65)$$

Aplicando o balanço de energia no trocador de calor da solução, pode-se encontrar a equação (66).

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (66)$$

Combinando as equações (65) e (66), encontra-se a capacidade térmica do absorvedor na equação (67).

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (67)$$

A potência térmica do absorvedor pode ser encontrada combinando a equação (65-68) em função da capacidade de refrigeração do evaporador, encontrando a equação (69).

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{10} \quad (68)$$

$$\dot{Q}_A = \frac{h_{10}-h_4}{h_{10}-h_8} \dot{Q}_E + \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (69)$$

A partir da equação (69) é possível encontrar o coeficiente entálpico do absorvedor, representado pela letra A.

$$A = \frac{h_{10}-h_4}{h_{10}-h_8} \quad (70)$$

Assim, a capacidade térmica de absorção do *chiller* pode ser encontrada pela equação (71).

$$\dot{Q}_A = A\dot{Q}_E + \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (71)$$

Aplicando o balanço de energia para o gerador, obtém-se a expressão apresenta pela equação (72).

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{10} h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (72)$$

A potência térmica do gerador pode ser encontrada combinando as equações (72) e (68) em função da capacidade de refrigeração do evaporador em função da capacidade de refrigeração do evaporador, encontrando a equação (73).

$$\dot{Q}_G = \frac{h_7 - h_4}{h_{10} - h_8} \dot{Q}_E + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (73)$$

Com essa expressão é possível obter o coeficiente entálpico do gerador (G), apresentado pela equação (74).

$$G = \frac{h_7 - h_4}{h_{10} - h_8} \quad (74)$$

Assim, a capacidade térmica do gerador do *chiller* pode ser encontrada pela equação (75).

$$\dot{Q}_G = G\dot{Q}_E + \dot{Q}_{\text{perda}} \quad (75)$$

O parâmetro Q_{perda} equivale a energia transferida entre a solução pobre em refrigerante e a solução rica em refrigerante que passam pelo trocador de calor da solução, ou seja, representa a quantidade de energia transferida para a solução rica em refrigerante, vista na equação (76).

$$Q_{\text{perda}} = Q_{\text{máximo}} - Q_{\text{trocador}} \quad (76)$$

Para o *chiller* de absorção esse parâmetro é muito importante por refletir na eficiência global do equipamento, já que influencia na quantidade de energia fornecida ao gerador pela água de aquecimento. Esse parâmetro é calculado pela diferença entre a máxima energia transferida entre as soluções pobre e rica em refrigerante e pela energia trocada pelo trocador de calor da solução (VILLADA, 2011).

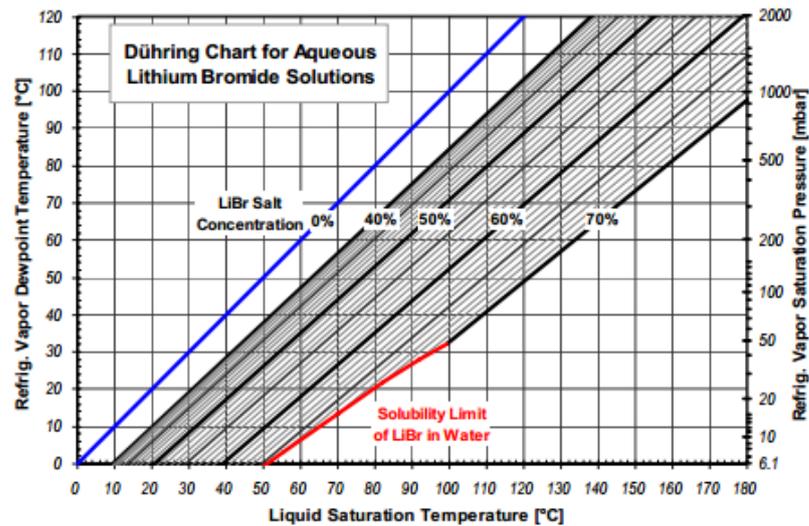
As temperaturas internas dos principais trocadores de calor de um *chiller* de absorção de H₂O/LiBr de simples efeito podem ser relacionadas com essas equações (51-74) através da equação de Dühring.

A equação de Dühring corresponde a uma função linear que relaciona as médias das temperaturas internas para cada componente e suas respectivas concentrações, a temperatura de saturação da solução ($T_{\text{sat,sol}}$) e a temperatura de saturação do refrigerante ($T_{\text{sat,ref}}$) a uma mesma pressão de vapor como pode ser observada na equação (77).

$$T_{\text{sat,sol}} = B(X_{\text{sol}})T_{\text{sat,ref}} + A(X_{\text{sol}}) \quad (77)$$

Para uma dada pressão de vapor, na equação de Dühring, pode-se obter os termos de coordenadas, abscissa $B(X_{\text{sol}})$ e ordenada $A(X_{\text{sol}})$, observada na Figura 22.

Figura 22- Diagrama de Dühring para solução H₂O/LiBr.



Fonte: (KREN, 2006).

Aplicando a equação (78) para o absorvedor e considerando a média aritmética das concentrações, tem-se:

$$T_A = B(\bar{X}_{\text{sol}})T_E + A(\bar{X}_{\text{sol}}) \quad (78)$$

Aplicando a mesma equação (79) para o gerador e fazendo a mesma consideração de concentração, tem-se:

$$T_G = B(\bar{X}_{\text{sol}})T_C + A(\bar{X}_{\text{sol}}) \quad (79)$$

Para encontrar a expressão para temperaturas internas do *chiller* de absorção, subtrai-se as equações (78) e (79).

$$T_G - T_A = B(X_{sol})(T_C - T_E) \quad (80)$$

Segundo Ziegler *et al.* (2009), a inclinação $B(X_{sol})$ é representada pelo parâmetro de Dühring, B , e é equivalente ao intervalo entre 1,1 a 1,2 para *chillers* de absorção $H_2O/LiBr$ de simples efeito, utilizando, geralmente, a média aritmética, $B = 1,15$.

$$T_G - T_A = B(T_C - T_E) \quad (81)$$

Combinando as equações (60-81), levando em consideração o parâmetro de Dühring e a configuração em série do *chiller*, pode-se encontrar a relação entre as temperaturas externas dos componentes na equação (82).

$$\Delta\Delta t = t_g - t_{ac} - B(t_{ac} - t_e) \quad (82)$$

Onde $\Delta\Delta t$ representa a diferença de temperatura característica entre o calor transferido, o *chiller* e as médias das temperaturas externas do sistema de refrigeração. O coeficiente t_{ac} corresponde a média aritmética entre a temperatura da água de resfriamento que entra no absorvedor e a temperatura da água de resfriamento que sai do condensador. Esse coeficiente de temperatura absorvedor-condensador é uma consideração feita para *chillers* de absorção em série. Para aplicar esse método, faz-se necessário conhecer os coeficientes entálpicos característicos do gerador, absorvedor e condensador.

Além desses coeficientes, é preciso encontrar um parâmetro que representa a proporção do coeficiente de transferência de calor total dos componentes do equipamento (Se) e a distribuição do coeficiente de transferência de calor total no interior do *chiller* (α_e), encontrados através das equações (83) e (84), respectivamente.

$$Se = \frac{1}{\left(\frac{G}{UA_G}\right) + \left(\frac{A}{UA_A}\right) + B \left[\left(\frac{C}{UA_C}\right) + \left(\frac{1}{UA_E}\right) \right]} \quad (83)$$

$$\alpha_e = \frac{\left(\frac{1}{UA_G}\right) + \left(\frac{1}{UA_A}\right)}{\left(\frac{G}{UA_G}\right) + \left(\frac{A}{UA_A}\right) + B \left[\left(\frac{C}{UA_C}\right) + \left(\frac{1}{UA_E}\right) \right]} \quad (84)$$

O $\Delta\Delta t_{\min}$ representa a mínima diferença de temperatura requerida pelo *chiller* de absorção para produção de frio e é calculada através da equação (85).

$$\Delta\Delta t_{\min} = \frac{\alpha_e Q_{\text{perda}}}{Se} \quad (85)$$

Reorganizando as expressões é possível encontrar a capacidade de refrigeração do evaporador e a capacidade térmica do gerador em função dos coeficientes Se , $\Delta\Delta t$ e $\Delta\Delta t_{\min}$ através das equações (86) e (87).

$$\dot{Q}_E = Se(\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{\min}) \quad (86)$$

$$\dot{Q}_G = G\dot{Q}_E + Q_{\text{perda}} \quad (87)$$

O desempenho do *chiller* de absorção pode ser encontrado com a equação (88) relacionando os resultados encontrados com as equações anteriores (86) e (87).

$$\text{COP} = \dot{Q}_E / \dot{Q}_G \quad (88)$$

3.2 MÉTODO DA REGRESSÃO LINEAR DE MULTIVARIÁVEIS

O método da regressão linear de multivariáveis consiste na adaptação do método da equação característica descrito por Hellmann *et al.*, (1999) com intuito de obter resultados com menor desvio numérico. Esse método foi fundamentado pelo modelo apresentado por Kühn e Ziegler (2005) para *chillers* de absorção de H₂O/LiBr de simples efeito.

Esse método consiste no ajuste numérico para melhorar a equação característica através da modificação do $\Delta\Delta t$ para o $\Delta\Delta t'$, que representa a diferença de temperatura característica arbitrária.

O método da regressão linear de multivariáveis consiste em utilizar os dados experimentais do *chiller* para encontrar os parâmetros característicos para obter comportamento do equipamento.

Segundo Kühn e Ziegler (2005) o método da regressão linear multivariáveis apresentam melhores resultados quando comparados ao método da equação característica apresentado por Hellmann et al (1999), pois utiliza as correntes externas das águas de aquecimento, água de resfriamento e água do evaporador, melhorando o ajuste dos dados e, conseqüentemente, a equação que caracteriza o *chiller*.

Para encontrar esses parâmetros adimensionais foram inseridos os dados obtidos experimentalmente na ferramenta Excel e EES e foi possível calcular a capacidade de refrigeração, a capacidade térmica, COP e o ajuste da curva.

O método da regressão linear de multivariáveis apresenta duas formas para avaliação do *chiller* que serão apresentados a seguir.

3.2.1 Método da regressão linear de multivariáveis para Q_E

Nesse primeiro método foram utilizados os dados experimentais para obter os parâmetros característicos do *chiller* através de uma regressão linear de multivariáveis para o componente evaporador. Após encontrar os parâmetros que caracterizam a máquina, calculou-se a potência de refrigeração, \dot{Q}_E , através da equação (89) a seguir.

$$\dot{Q}_E = S_e T_g + S_e A T_{ac} + S_e E T_e + r_e \quad (89)$$

Para calcular a capacidade térmica \dot{Q}_G , utilizou-se os parâmetros característicos encontrados com os dados experimentais do evaporador através do cálculo do \dot{Q}_E e $\Delta\Delta t'$.

As equações (89 – 91) apresentam as fórmulas para calcular a potência de refrigeração, a diferença de temperatura característica arbitrária e o COP é calculado através da equação (88).

$$\Delta\Delta t' = T_g - A T_{ac} + E T_e \quad (90)$$

$$\dot{Q}_G = S_e \Delta\Delta t' + r_e \quad (91)$$

3.2.2 Método da regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G

Nesse método é considerado uma regressão linear multivariáveis para cada componente principal, ou seja, para o evaporador e o gerador do *chiller*, sendo permitido calcular a capacidade de refrigeração e a capacidade térmica. Para esses cálculos das capacidades térmicas são encontrados diferentes valores de parâmetro característico para os trocadores de calor. Cada potência é calculada pela equação (92) e (93), o $\Delta\Delta t'$ através da equação (90) e o COP pela equação (94).

$$\dot{Q}_E = SeT_g + Se_eA_eT_{ac} + Se_eE_eT_e + r_e \quad (92)$$

$$\dot{Q}_G = Se_gT_g + Se_gA_gT_{ac} + Se_gE_gT_e + r_g \quad (93)$$

$$COP = \dot{Q}_E/\dot{Q}_G \quad (94)$$

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1 CHILLER DE ABSORÇÃO

López et al., (2004) estudaram um sistema de microtrigeração utilizando os gases de escape de um motor de combustão interna como fonte de energia para um sistema de refrigeração, sendo possível atingir as demandas térmicas de energia. Eles concluíram que a bomba de calor é fundamental para aumentar a eficiência global do sistema.

Hanriot et al., (2010) realizaram um estudo experimental de um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ utilizando os gases de escape de um motor de combustão interna como fonte de energia afim de analisar a viabilidade e o comportamento desse sistema em cargas parciais. O uso dos gases de escape como fonte de energia para o *chiller*, aumenta a eficiência global do sistema, tendo em vista que 1/3 da energia do processo de combustão é desperdiçada por esses gases. Além de reduzir as emissões de gases para a atmosfera.

Ochoa (2010) desenvolveu um estudo numérico de um *chiller* de absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ de simples efeito sendo possível avaliar os parâmetros que influenciavam no rendimento do coeficiente de desempenho. Aplicou esse modelo um sistema de cogeração, realizando uma análise exergoeconômica de um *chiller* de absorção de 10TR integrado a um sistema de microcogeração com uma microturbina a gás natural.

Karamangil et al., (2010) estudaram e desenvolveram um programa para simular o comportamento do *chiller* de absorção para diferentes pares binários de refrigerante/absorvente. Com esse programa foi possível avaliar o desempenho do *chiller* e as capacidades térmicas variando as temperaturas de operação. Foi possível concluir que combinando as temperaturas do gerador, absorvedor e evaporador se obtém um maior COP.

Cantarutti (2011) desenvolveu um modelo termodinâmico para estudar o comportamento de um sistema de refrigeração por absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ de simples efeito operando a carga parcial. O autor desenvolveu um modelo termodinâmico na plataforma Matlab, validou a modelagem com dados experimentais retirados do *chiller* e em seguida comparou os resultados da modelagem e experimentais.

Queiroz (2013) fez um estudo teórico-experimental em um sistema de microgeração com um motor e um *chiller* de absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$. O autor estudou o comportamento do *chiller* de absorção para diferentes cargas parciais do motor, realizando uma análise energética e exérgica do sistema de refrigeração.

Ochoa (2014) desenvolveu um modelagem dinâmica-experimental de um *chiller* de absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ de simples efeito no *software* Matlab. O autor avaliou a influência dos parâmetros internos e externos, a capacidade térmica e o rendimento da máquina.

Fu et al., (2014) desenvolveram um estudo do comportamento de um sistema de trigerção que utiliza os gases de escape de um motor de combustão interna em cargas parciais para obter energia térmica para um *chiller* de absorção e água de aquecimento para sanitização/outras processos. Esse estudo foi realizado em uma estação no inverno e no verão, avaliando a eficiência energética, a exergia e a análise econômica em função da carga do motor.

Hanriot et al., (2014) realizaram um estudo experimental de um *chiller* de absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ alimentado pelos gases de escape de um motor automotivo utilizando um microcontrolador para controlar os gases de escape que entra no gerador, o torque, a velocidade e as temperaturas do sistema, avaliando o desempenho do sistema de refrigeração por absorção em função desses parâmetros. Eles escolheram a temperatura do gerador como referência do sistema de controle, pois a temperatura do gerador influencia diretamente a capacidade térmica produzida.

Prasartkaew (2014) realizou um estudo experimental de um *chiller* de absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ de simples efeito, variando a temperatura da água de aquecimento. Com essa variação foi possível observar o comportamento das demais correntes, interna e externa, as capacidades térmicas e o COP.

Goyal et al., (2015) os autores analisaram a quantidade de energia térmica gerada utilizando os gases de escape do motor como fonte de alimentação para o *chiller* de absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$.

Zamora et. al, (2015) estudaram o comportamento de um protótipo $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ a carga parcial. O *chiller* foi construído com trocadores de placas. Foram feitas várias análises, variando as temperaturas das correntes externas. Os autores encontraram bons resultados de desempenho em cargas parciais utilizando o controlador ON-OFF.

4.2 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA

Albers e Ziegler (2005) utilizaram o método da equação característica para estudar previamente o comportamento de um sistema de refrigeração por absorção solar, avaliando os parâmetros.

Ziegler et al (2008) aplicaram o método da equação característica para um *chiller* de absorção visando estudar as relações entre os parâmetros da máquina de refrigeração e, conseqüentemente, a influência dos mesmos na demanda de energia e no consumo de água. Apresentando relações de temperaturas para controlar esse sistema.

Puig-Arnavat et al (2010) compararam dois métodos de equação característica a fim de encontrar um modelo mais simplificado e que melhor descrevesse o comportamento de um *chiller* de absorção H₂O/LiBr de simples e duplo efeito. Os autores calcularam os parâmetros característicos para os métodos de equação característica e regressão linear de multivariáveis, concluindo que o método da regressão linear de multivariáveis apresenta uma maior representatividade, menor erro e é mais simplificado quando comparado aos demais métodos.

Gutierrez-Urueta et al (2011) os autores estenderam o método da equação característica para *chiller* de absorção convencionais de H₂O/LiBr em *chillers* com absorvedor adiabático, estudando a influência da mudança das temperaturas externas nas capacidades térmicas do *chiller*. Os autores encontraram bons resultados na utilização desse método, permitindo sua utilização para termos de simulação e controle.

Villada (2011) realizou um estudo das configurações de uma máquina de refrigeração para integração de um sistema de energia solar para climatização de edifícios. O autor desenvolveu um modelo através dos métodos da equação característica e regressão linear de multivariáveis. Com esse modelo foi possível encontrar as capacidades térmicas do evaporador e gerador e o coeficiente de desempenho através das correntes externas da máquina de refrigeração.

Montero (2012), estendeu o método da equação característica para *chiller* H₂O/LiBr de simples efeito para *chillers* de duplo e triplo efeitos. Eles obtiveram os parâmetros característicos e encontrando resultados com desvio de 8-10%.

Cudok e Ziegler (2015) apresentaram um estudo experimental de um protótipo de um *chiller* de absorção utilizando o método da equação característica para estudar o comportamento desse equipamento. Eles obtiveram os parâmetros experimentais que

descrevem o fluxo de calor dos componentes térmicos. Os autores obtiveram um bom ajuste entre os dados experimentais e os dados calculados, apresentando um erro de 4%.

Ochoa e Coronas (2016) aplicaram o método da equação característica para um *chiller* de absorção $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$. Eles obtiveram os parâmetros característicos através de dados experimentais, obtendo um bom ajuste de resultados com erro menor que 10%.

5 METODOLOGIA

Neste capítulo será apresentado a metodologia e considerações feitas para fazer a modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito usando H₂O/LiBr. A modelagem termodinâmica foi desenvolvida no software, versão acadêmica, *Engineering Equation Solver* (EES).

Além da modelagem termodinâmica, utilizou-se os métodos das equações características para caracterizar o comportamento do *chiller* de absorção de 10TR da *Yazaki* com o intuito de facilitar o estudo e as análises realizadas com esse equipamento. Essa metodologia contribui para as pesquisas com esse equipamento, passando a simplificar as simulações e sendo utilizada como ferramenta de análise dessa máquina de refrigeração.

As análises experimentais foram desenvolvidas no período de um mês, em diferentes dias e turnos, dias ensolarados, nublados e chuvosos. A princípio, o procedimento de análise constituiu na variação da temperatura da água de aquecimento de 5°C em 5°C, através do acionamento de três disjuntores referentes ao banco de resistências elétricas localizados no interior do acumulador térmico. Pode-se estudar e avaliar também o comportamento do *chiller* com a variação da água de resfriamento nos dias nublados e chuvosos.

5.1 CHILLER DE ABSORÇÃO

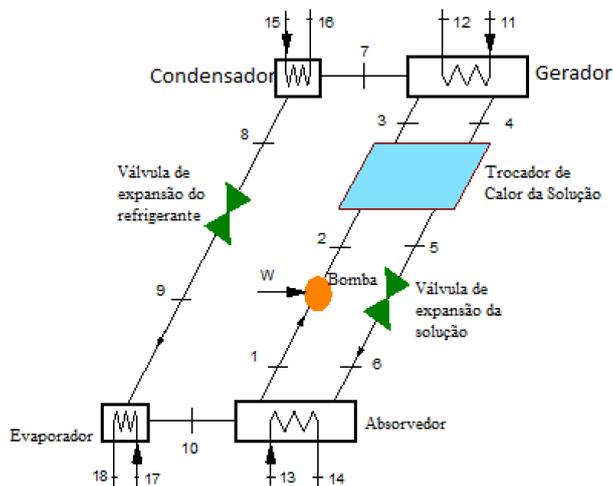
5.1.1 Considerações iniciais

Para analisar e avaliar o comportamento do *chiller* de absorção de simples efeito usando o par H₂O/LiBr faz-se necessário a realização da modelagem termodinâmica dos componentes do *chiller* em regime permanente utilizando o software EES e fazendo as considerações necessárias.

Para análise dos componentes do sistema de refrigeração por absorção foram considerados o princípio de Conservação da Massa, o princípio da Conservação de Energia e as equações de transferência de calor para os trocadores de calor. Em seguida, foi possível validar a modelagem termodinâmica com dados experimentais realizados no laboratório Cogencasa.

As seguintes considerações foram feitas para o *chiller* de absorção de simples efeito H₂O/LiBr fundamentada na literatura, principalmente, por Herold *et al.*, (2016) apresentado na Figura 23:

Figura 23 - *Chiller* de absorção de simples efeito.



Fonte: (Herold *et al.*, 2016, adaptado).

1. O sistema opera em regime permanente;
2. O sistema é alimentado por queima indireta;
3. As transferências de calor nos trocadores de calor se limitam aos estados de vapor e líquido;
4. A transferência de calor dos componentes do *chiller* de absorção é desprezível;
5. O estado do refrigerante no ponto (7) é vapor superaquecido e no ponto (10) é vapor saturado e tem título igual a 1;
6. O estado do refrigerante no ponto (8) é líquido saturado e tem título igual a 0;
7. As perdas de pressão são desprezíveis nos componentes;
8. As variações de energia cinética e energia potencial são desprezíveis;
9. O processo de expansão é considerado adiabático;
10. As válvulas de expansão são isoentálpicas;
11. As pressões variam após o processo de expansão nas válvulas de expansão;
12. A bomba é isentrópica;

13. O trabalho da bomba é desprezível;
14. Não há elevação de temperatura após a solução passar pela bomba;
15. No condensador e no evaporador circulam apenas o fluido refrigerante.
Nesse trabalho o fluido refrigerante é a água.
16. As perdas de carga por atrito nas tubulações e trocadores de calor são desprezadas;
17. O vapor que sai do evaporador possui 0% LiBr;
18. O vapor que entra no condensador possui 0% LiBr;
19. A solução H₂O/LiBr será pobre em absorvente na saída do absorvedor;
20. A solução H₂O/LiBr será rica em absorvente na saída do gerador;

Os valores das propriedades termodinâmicas e termofísicas da solução H₂O/LiBr foram obtidos na biblioteca do *software* (EES) e as equações de estado foram desenvolvidas por Patek e Klomfar (2006), que se encontram na mesma plataforma.

Para a modelagem termodinâmica foi calculado o erro relativo dos parâmetros através da fórmula:

$$ER (\%) = \frac{|\text{Valor calculado} - \text{Valor simulado}|}{\text{Valor calculado}} * 100 \quad (95)$$

Para modelagem do chiller de absorção de simples efeito foram consideradas as fórmulas apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Equações usadas para modelagem do chiller de absorção de simples efeito.

Componente	Balanco de energia	Balanco de massa	Concentração	Pressão
Evaporador	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})$	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$x_9 = x_{10}$	$P_9 = P_{10}$
Condensador	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$x_8 = x_7$	$P_8 = P_7$
Absorvedor	$\dot{Q}_A = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6$	$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6$	$P_6 = P_1$
Gerador	$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4$	$P_4 = P_3$
Trocador de Calor da Solução	$\dot{Q}_{G,q} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5$ $\dot{Q}_{G,f} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$x_2 = x_3$ $x_5 = x_4$	$P_5 = P_2$
Val. Refrigerante	$h_9 = h_8$	$\dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$x_9 = x_8$	
Val. Solução	$h_6 = h_5$	$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$	$x_6 = x_5$	
Bomba	$W = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$x_1 = x_2$	

5.1.1.1 Dados de entrada para os cálculos do chiller de absorção H₂O/LiBr de simples efeito

Os dados de entrada para alimentar o sistema de equações foram retirados de Ochoa (2010) para estudos realizados no mesmo *chiller* e do manual do fabricante *Yazaki* e pode ser observado na Tabela 7.

Tabela 7 - Dados considerados para modelagem do chiller de simples efeito.

DESCRIÇÃO		SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Vazão de água de aquecimento do gerador		\dot{m}_{11}	2,39	kg/s
Vazão de água de resfriamento do absorvedor		\dot{m}_{13}	5,08	kg/s
Vazão de água do evaporador		\dot{m}_{17}	1,52	kg/s
Fluxo de calor	Gerador	Q_G	50,43	kW
	Condensador	Q_C	39,75	kW
	Evaporador	Q_E	37,10	kW
	Absorvedor	Q_A	48,27	kW
Coeficiente global de transferência de calor	Gerador	U_G	1	kW/K
	Absorvedor	U_A	1,8	kW/K
	Evaporador	U_E	2,25	kW/K
	Condensador	U_C	1,2	kW/K
	Trocador de calor	U_{exh}	0,132	kW/K
Efetividade	Trocador de calor de calor da solução	ϵ	0,712	%
Rendimento	Bomba	η	0,5	%

5.2 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA

Com o intuito de obter a equação característica do equipamento de refrigeração, foram realizadas análises experimentais no *chiller* de absorção de simples efeito da Yazaki SC10 refrigerado a água.

De acordo com o trabalho de Ochoa (2010), o equipamento já havia sido modelado, mas com outro tipo de modelagem numérica, necessitando de um suporte computacional com bastante memória para realizar as iterações, dificultando assim a aplicação dessa modelagem para outros sistemas de microtrigeração.

Para caracterização dessa máquina de refrigeração, foram realizados ensaios no *chiller* para as mesmas condições, mantendo as vazões das correntes externas da água de aquecimento, resfriamento e evaporador constantes, variando as temperaturas da água de aquecimento. Como os testes experimentais foram realizados em diferentes dias e turnos foi possível estudar o comportamento do *chiller* para variações na temperatura da água de resfriamento das torres em dias nublados, chuvosos e ensolarados.

Para aplicação desse método é necessário encontrar alguns parâmetros característico do *chiller* através de equações de transferência de calor e primeira lei da termodinâmica, que serão apresentados a seguir levando em conta algumas considerações:

As condições operacionais consideradas consistem em:

- Regime estacionário;
- As vazões dos circuitos de água de aquecimento, resfriamento e evaporador são constantes;
- As perdas de pressão nos tubos ou componentes são desprezadas;
- O gerador e o condensador possuem a mesma pressão; O evaporador e absorvedor possuem a mesma pressão;
- Os coeficientes globais de transferência de calor dos componentes são constantes e independentes das condições de operação;
- Os componentes absorvedor, gerador, condensador e evaporador são representados pelos subíndices A, G, C e E, respectivamente;
- As temperaturas externas de entrada e saída dos componentes correspondem à média da temperatura dos respectivos componentes;

- A solução na saída do absorvedor e do gerador está em condição de saturação, assim como o refrigerante na saída do condensador;
- O vapor na saída do evaporador está em condição de saturação;
- Os processos que ocorrem nos dispositivos de expansão são considerados isoentálpicos;
- O processo de solução na bomba é isentrópico.

5.2.1 Método da Equação Característica

Para caracterizar o *chiller* de absorção H₂O/LiBr de simples efeito através do método da equação característica são utilizadas as equações da Tabela 8.

Tabela 8 - Equações utilizadas para encontrar a equação característica.

Coeficientes entálpicos	Balanco de Energia	Parâmetros característicos
$G = \frac{h_7 - h_4}{h_{10} - h_8}$	$\dot{Q}_E = Se(\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{\min})$	$Se = \frac{1}{\left(\frac{G}{UA_G}\right) + \left(\frac{A}{UA_A}\right) + B \left[\left(\frac{C}{UA_C}\right) + \left(\frac{1}{UA_E}\right)\right]}$
$A = \frac{h_{10} - h_4}{h_{10} - h_8}$	$\dot{Q}_G = G(\dot{Q}_E) + \left(\frac{Se}{\alpha_e}\right)(\Delta\Delta t_{\min})$	$\alpha_e = \frac{\left(\frac{1}{UA_G}\right) + \left(\frac{1}{UA_A}\right)}{\left(\frac{G}{UA_G}\right) + \left(\frac{A}{UA_A}\right) + B \left[\left(\frac{C}{UA_C}\right) + \left(\frac{1}{UA_E}\right)\right]}$
$C = \frac{h_7 - h_8}{h_{10} - h_8}$	$Q_{\text{perda}} = Q_{\text{max}} - Q_{\text{exhs}}$	$\Delta\Delta t_{\min} = \frac{\alpha_e}{Se} Q_{\text{perda}}$

5.2.2 Método da Regressão Linear de Multivariáveis Q_e

A caracterização obtida através do método da regressão linear de multivariáveis foram encontradas através das seguintes equações apresentadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Equações do método de regressão linear de multivariáveis Q_e utilizadas para caracterizar o *chiller*.

Componente	Balanco de Energia	Parâmetros característicos
Evaporador	$\dot{Q}_E = SeT_g + SeAT_{ac} + SeET_e + re$	$\Delta\Delta t' = T_g - AT_{ac} + ET_e$ Se; A; E; re; r _g
Gerador	$\dot{Q}_G = Se\Delta\Delta t' + re$	

Os coeficientes A, E, S_e e r_e são encontrados através de uma regressão linear de multivariáveis com os dados experimentais retirados do evaporador. Na Tabela 10 são apresentados, parcialmente, alguns dados amostrais obtidos em com os ensaios experimentais.

Tabela 10 - Dados amostrais retirados das análises experimentais no chiller

<i>Chiller de absorção H₂O/LiBr de simples efeito</i>					
T ₁₁	T ₁₂	T ₁₄	T ₁₆	T ₁₇	T ₁₈
71,2244	68,4767	23,3531	27,4445	21,0819	18,9541
72,2212	69,2664	23,8059	28,1876	20,1036	18,2146
73,8193	70,4509	22,4475	26,4229	15,6034	13,2228
74,3187	71,5367	24,5303	28,1876	15,4078	12,4833
74,5188	72,0302	24,5303	27,9089	15,1142	12,2984
75,6171	72,0302	23,0813	26,9801	14,6251	12,0211
76,1165	73,5109	25,2548	28,3733	13,5489	11,0042
76,8157	73,8070	25,0737	28,3733	13,2255	10,8194
80,9108	77,5508	22,4474	26,2371	14,0381	10,5589
86,5004	82,2961	24,8020	28,6519	12,7663	9,8025
89,0501	85,2040	22,4474	27,1659	11,9837	9,5252
91,6590	87,9790	24,3560	29,6540	10,1891	8,2660
92,1020	89,3700	24,9660	29,9760	9,4283	8,5724

As equações das capacidades térmicas do evaporador e gerador e parâmetro característico arbitrário que descrevem o comportamento do equipamento através do método de regressão linear de Q_e foram encontrados com as equações apresentadas na Tabela 9.

5.2.3 Método da Regressão Linear de Multivariáveis \dot{Q}_E e \dot{Q}_G

A caracterização obtida através do método da regressão linear de multivariáveis \dot{Q}_E e \dot{Q}_G foram encontradas através das seguintes equações apresentadas na Tabela 11.

Tabela 11 - Equações obtidas no método de regressão linear de multivariáveis Q_e e Q_g utilizadas para caracterizar o *chiller*.

Componente	Balço de Energia	Parâmetros característicos
Evaporador	$\dot{Q}_E = S_e T_g + S_e A_e T_{ac} + S_e E_e T_e + r_e$	$S_e; A_e; E_e; r_e;$
Gerador	$\dot{Q}_G = S_{eg} T_g + S_{eg} A_g T_{ac} + S_{eg} E_g T_e + r_g$	$S_{eg}; A_g; E_g; r_g$

Os coeficientes A, E, S_e e r_e são encontrados através da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G com os dados experimentais obtidos no *chiller* para os componentes evaporador e gerador.

Com os parâmetros característicos obtidos na Tabela 11 é possível encontrar as equações das capacidades térmicas do evaporador e gerador e parâmetro característico arbitrário que descrevem o comportamento do equipamento através dos dados experimentais retirados dos ensaios realizados no equipamento e aplicados ao método de regressão linear para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G .

5.3 CALIBRAÇÃO

Para realizar a análise experimental do *chiller* de absorção, primeiramente, foi feita a calibração dos termopares do tipo J. Para calibração foram utilizados um forno calibrador portátil, multímetro de precisão, uma termorresistência (RTD) e um controlador lógico programável (CLP). A seguir serão detalhados os equipamentos utilizados.

Para calibração dos termopares foi utilizado um forno calibrador portátil ECIL modelo BAT, calibrador com dois blocos de temperaturas. Na Figura 24 pode-se observar o forno portátil.

Figura 24 - Calibrador portátil



Fonte: (ECIL, 2018).

Esse forno apresenta dois blocos de calibração para diferentes temperaturas. No bloco baixa temperatura (BT) é permitido calibrar termopares com temperatura -50°C abaixo da temperatura ambiente até 150°C . Já no bloco de alta temperatura (AT) é possível calibrar termopares em um intervalo de temperatura de 150°C a 1200°C .

Para medir a temperatura foi utilizado um multímetro de precisão da FLUKE modelo 8846A. Na Figura 25 pode-se observar o multímetro de precisão.

Figura 25 - Multímetro de precisão.

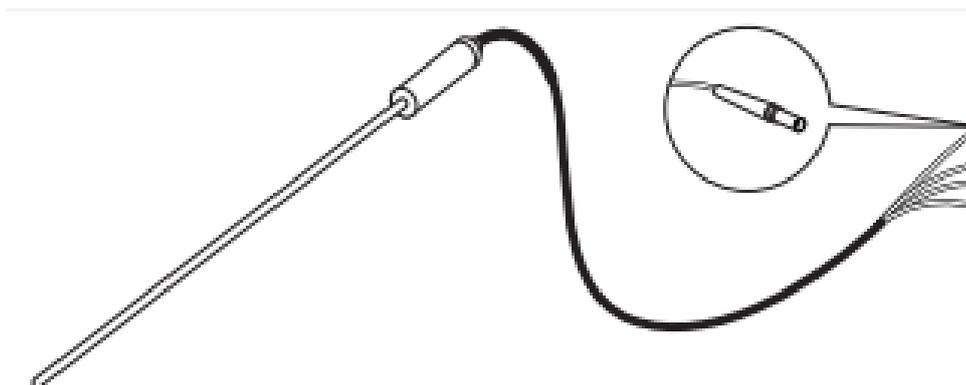


Fonte: (FLUKE, 2018).

O multímetro de precisão da FLUKE possui 6 dígitos de resolução, uma precisão de 0,0024%; além de medir frequência, período, temperatura e capacitância. Com medição de 4 fios e exibição gráfica.

Para interface entre o forno calibrador e o multímetro de precisão foi utilizado uma termorresistência, *Resistance Temperature Detector* (RTD), uma sonda de referência de 4 fios. Na Figura 26 pode-se observar o RTD modelo 8846A.

Figura 26 - Sonda de referência - RTD.



Fonte: (FLUKE, 2018).

Essa sonda de referência consegue medir temperatura em uma faixa de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, em diferentes escalas ($^{\circ}\text{C}$, K e $^{\circ}\text{F}$).

As temperaturas medidas no *chiller* de absorção foram convertidas por um sistema de aquisição de dados, um controlador lógico programável (CLP) modelo MPC 4004.

Figura 27 - Controlador lógico.



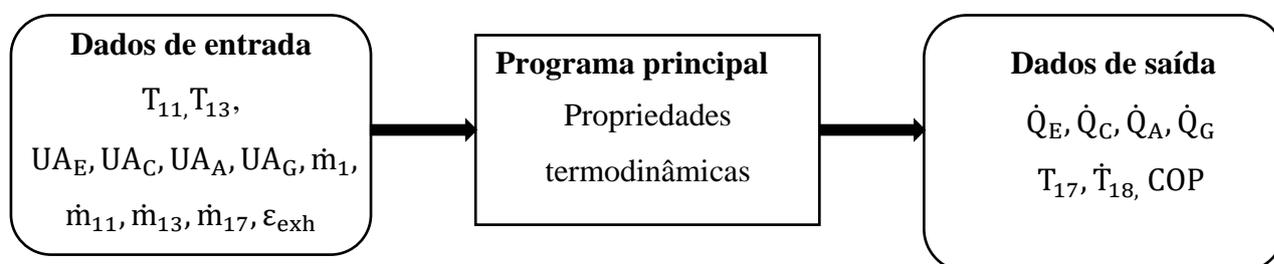
Fonte: Autoria própria.

As temperaturas das correntes externas das águas do *chiller* de absorção são obtidas através de um *software* Scada (*software* utilizado no supervisor do laboratório Cogencasa) e adquiridas por meio de uma planilha de Excel. As curvas de calibração dos termopares do tipo J dos componentes evaporador, gerador e condensador estão anexadas no Anexo A deste trabalho.

5.4 ESTRUTURA DO MODELO

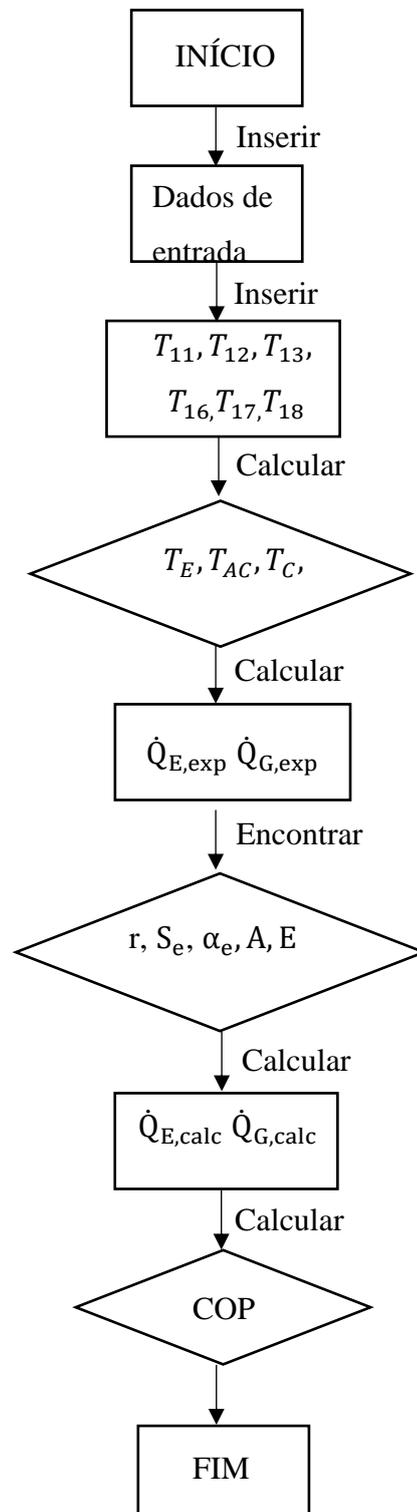
Na Figura 28 é apresentado o fluxograma da modelagem do *chiller* de absorção com os parâmetros de entrada, as condições iniciais, e as saídas.

Figura 28 - Fluxograma estrutural do programa.



Na Figura 29 é apresentado o algoritmo do método da equação característica do *chiller* de absorção.

Figura 29 - Algoritmo do método da equação característica do *chiller* de absorção.



6 RESULTADOS

Nesse capítulo serão apresentados os resultados encontrados com as simulações termodinâmicas do sistema de refrigeração por absorção, resultados dos métodos das equações características e regressão linear de multivariáveis que descrevem o comportamento do *chiller*. Os resultados são comparados com os dados obtidos na literatura e por testes experimentais realizados no *chiller* de absorção H₂O/LiBr de simples efeito do laboratório Cogencasa.

6.1 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

As modelagens computacionais foram desenvolvidas para avaliar e simular um *chiller* de absorção de simples efeito para diferentes condições operacionais.

6.1.1 Simulação da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção

Na Tabela 12 são apresentadas as temperaturas, pressão, concentração mássica, vazão, título e entalpia para os estados termodinâmicos do *chiller* de 10TR. Os valores encontrados com a modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção H₂O/LiBr de simples efeito são apresentados a seguir.

Tabela 12 - Dados da modelagem termodinâmica do *chiller* de simples efeito.

Ponto	Localização	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Concentração mássica [%]	Vazão [kg/s]	Título - vapor [%]	Entalpia [kJ/kg]
1	Saída do absorvedor	35,70	0,84	56,43	0,23	0,00	90,21
2	Saída da bomba	35,70	7,17	56,43	0,23	0,00	90,21
3	Saída do trocador de calor da solução	75,68	7,17	56,43	0,23	0,00	152,30
4	Saída do gerador	84,45	7,17	60,47	0,21	0,00	203,40
5	Saída do trocador de calor da solução	49,74	7,17	60,47	0,21	0,00	136,90
6	Saída da válvula de expansão da solução	44,08	0,84	60,47	0,21	0,004	136,90
7	Saída do gerador	47,64	7,17	0,00	0,015	0,00	2588,00

8	Saída do condensador	39,46	7,17	0,00	0,015	0,00	165,20
9	Saída da válvula de expansão do refrigerante	4,41	0,84	0,00	0,015	0,059	165,20
10	Saída do evaporador	4,41	0,84	0,00	0,015	1,00	2509,00

Os valores demonstrados na tabela acima foram obtidos através das equações de transferência de calor e massa e primeira lei da termodinâmica. Para encontrar esses valores foram necessários entrar com os dados de entrada e levar em conta as considerações feitas na metodologia, conforme está descrito no capítulo 4.

6.1.2 Validação da modelagem com dados experimentais do *chiller* de absorção

Com o intuito de validar a modelagem termodinâmica realizada no *chiller* de absorção de 10TR de H₂O/LiBr de simples efeito, comparou-se os resultados encontrados com os dados experimentais realizados na máquina de refrigeração, com os valores fornecidos pelo fabricante do *chiller* e com estudos realizados por Herold et al. (2016), Ochoa (2010), Bereche (2008) e Cantarutti (2011).

Para a validação da modelagem do *chiller* de absorção foram realizados ensaios experimentais no laboratório Cogencasa em vários dias e diferentes turnos. Desta forma, foi possível avaliar a influência das temperaturas das correntes externas, água de aquecimento e resfriamento e, conseqüentemente, validar o modelo termodinâmico.

Na Tabela 13, observa-se os parâmetros de temperatura, pressão, entalpia, concentração, título e vazão encontrados com a validação da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção com os dados experimentais.

Tabela 13 - Validação da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção de simples efeito.

Ponto	Localização	Temperatura [°C]	Pressão [kPa]	Concentração mássica [%]	Vazão [kg/s]	Título - vapor [%]	Entalpia [kJ/kg]
1	Saída do absorvedor	35,46	0,83	56,36	0,23	0,00	86,47
2	Saída da bomba	35,46	7,09	56,36	0,23	0,00	86,47
3	Saída do trocador de calor da solução	75,33	7,09	56,36	0,23	0,00	146,3
4	Saída do gerador	84,19	7,09	60,46	0,21	0,00	193

5	Saída do trocador de calor da solução	49,50	7,09	60,46	0,21	0,00	129,3
6	Saída da válvula de expansão da solução	43,93	0,83	60,46	0,21	0,004	129,3
7	Saída do gerador	48,04	7,09	0,00	0,015	0,00	2655
8	Saída do condensador	39,26	7,09	0,00	0,015	0,00	166,4
9	Saída da válvula de expansão do refrigerante	4,30	0,83	0,00	0,015	0,06	166,4
10	Saída do evaporador	4,30	0,83	0,00	0,015	1,00	2504

Uma analogia energética com a entalpia específica entre a simulação do chiller desenvolvida nesse trabalho e o trabalho de Ochoa (2010) são apresentados na Tabela 14.

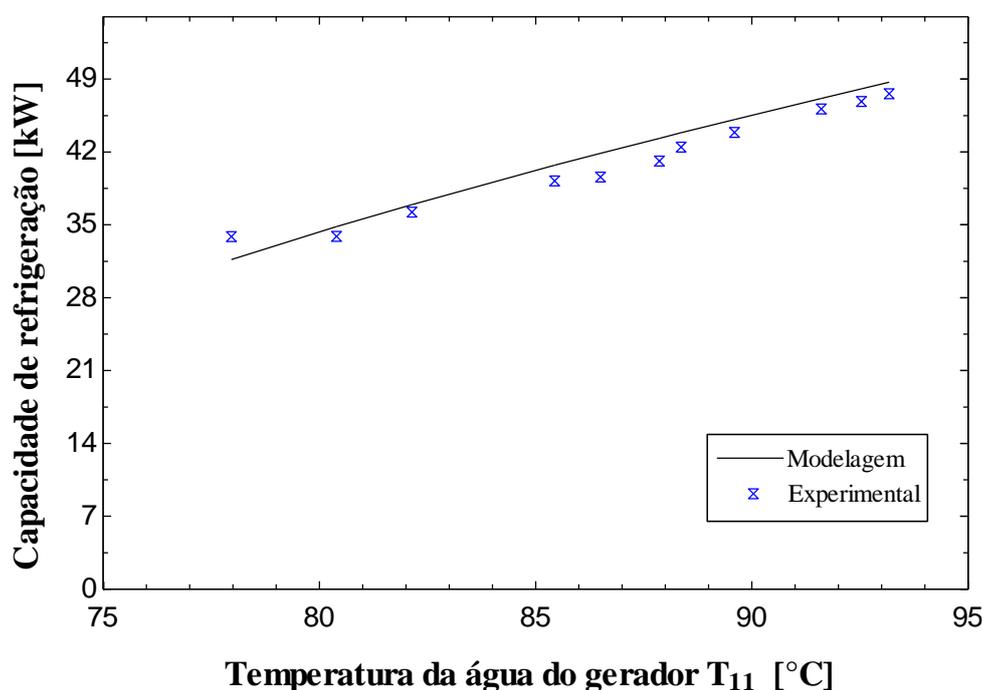
Tabela 14 - Comparação energética da validação do *chiller* de absorção.

Ponto	h (kJ/kg)		Diferença (%)
	Ochoa (2010)	Simulação termodinâmica	
1	87,32	86,47	0,98
2	87,33	86,47	0,98
3	148,04	146,3	1,17
4	223,99	193	1,38
5	157,18	129,3	1,77
6	157,18	129,3	1,77
7	2660,47	2655	0,2
8	167,08	166,4	0,49
9	167,08	166,4	0,49
10	2503,28	2504	0,028
11	419,06	418,2	0,02
12	404,14	404,3	0,02
13	104,75	104,8	0,04
14	155,50	155,1	0,2
15	104,75	104,3	0,4
16	150,30	151,7	0,9
17	41,98	42,45	0,01
18	15,31	16,15	0,05

Pode-se observar na Tabela 14 que a diferença (%) entre os resultados das entalpias encontradas nessa dissertação e as apresentados na literatura por Ochoa (2010) é muito pequena. Essa variação era prevista devido as condições e metodologia adotadas para fazer as análises experimentais.

Um estudo para verificação da influência da capacidade de refrigeração na temperatura da água de aquecimento é apresentado pelo Gráfico 1. Para essa análise variou-se a temperatura da água de aquecimento de 5°C em 5°C através do auxílio de resistências elétricas.

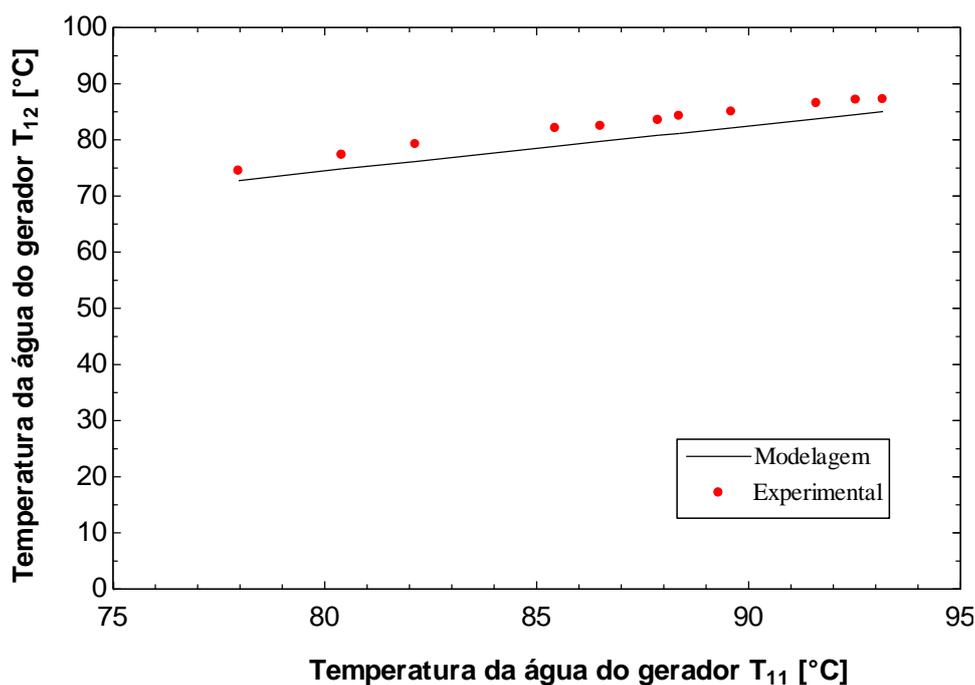
Gráfico 1- Temperatura da água do gerador vs capacidade de refrigeração.



No Gráfico 1, observa-se, apesar das leves flutuações dos dados apresentados, que a temperatura de aquecimento tem influência diretamente proporcional com tendência linear à capacidade de refrigeração. Observa-se que os dados obtidos na análise experimental do *chiller* com a variação da temperatura de aquecimento estão de acordo com os dados da modelagem termodinâmica desenvolvida no EES, o que demonstra uma boa representatividade do modelo termodinâmico.

No Gráfico 2 é apresentado a variação da temperatura da água na entrada/saída do gerador.

Gráfico 2 - Temperatura da água de aquecimento na entrada vs saída do gerador.



Pode-se observar no Gráfico 2 o comportamento da temperatura de entrada e saída da água de aquecimento no gerador entre a modelagem termodinâmica e os dados experimentais retirados do equipamento. A variação da temperatura de aquecimento é entre 3 e 5°C condizendo com os dados do fabricante e da literatura para essa configuração de *chiller* de simples efeito.

6.2 RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO

6.2.1 Resultados do método da equação característica

Na Tabela 15 são apresentados os valores dos parâmetros característicos encontrados com a metodologia da equação característica. Para encontrar esses parâmetros foram utilizados alguns dados internos do *chiller* de absorção encontrados por Ochoa (2010) para estudar o comportamento dessa máquina de refrigeração.

Tabela 15 - Parâmetros calculados com o método da equação característica.

Parâmetros característicos do <i>chiller</i> de absorção H₂O/LiBr de simples efeito			
Descrição	Parâmetro	Valor	Unidade
Coeficiente entálpico do gerador	G	1,02	-
Coeficiente entálpico do absorvedor	A	0,98	-
Coeficiente entálpico do condensador	C	1,04	-
Capacidade térmica do trocador de calor da solução	Q _{perda}	12,01	kW
Diferença de temperatura característica	$\Delta\Delta t$	24,95	-
Diferença de temperatura mínima requerida	$\Delta\Delta t_{\min}$	1,67	-
Coeficiente de proporção de transferência de calor total	S _e	1,65	-
Coeficiente de distribuição de transferência de calor no <i>chiller</i>	α_e	0,23	-
Condutância térmica do gerador	UA _g	3,98	kW/K
Condutância térmica do absorvedor	UA _a	7,72	kW/K
Condutância térmica do condensador	UA _c	21,87	kW/K
Condutância térmica do evaporador	UA _e	6,93	kW/K

Com a metodologia apresentadas por Hellmann et. al., (1999) foi possível obter a equação característica desse equipamento. Nesse primeiro método, são necessárias muitas informações internas do *chiller* de absorção para encontrar os parâmetros da equação característica. Geralmente, para *chillers* comerciais, essas informações internas não são fornecidas pelo fabricante, dificultando assim a utilização dessa metodologia.

Na Equação (96) é apresentado o parâmetro da diferença de temperatura característica, no qual é encontrado com os valores médios das temperaturas das correntes externas dos trocadores de calor do *chiller*.

$$\Delta\Delta t = T_g - T_{ac} - 1,2(T_{ac} - T_e) \quad (96)$$

Os coeficientes T_g, T_{ac} e T_e correspondem as médias aritméticas das temperaturas das correntes externas da água que entram e saem do gerador, absorvedor-condensador e evaporador, respectivamente. Após encontrar a diferença de temperatura característica é possível obter as capacidades térmicas do evaporador e do gerador com as Equações (97) e (98).

$$\dot{Q}_E = 1,65(\Delta\Delta t - 1,67) \quad (97)$$

$$\dot{Q}_G = 1,69(\Delta\Delta t - 1,67) + 12,01 \quad (98)$$

Com os parâmetros encontrados na Tabela 14 é possível caracterizar o *chiller* de absorção de simples efeito com as equações (97–98), encontrando as capacidades térmicas do evaporador e gerador.

De acordo com os resultados encontrados com as simulações termodinâmicas e com método da equação característica, pode-se obter bons resultados com a aplicação dessa metodologia. Exibindo assim um resultado satisfatório na análise do comportamento do *chiller* através da caracterização, utilizando o método da equação característica.

Na Tabela 16 é feita uma comparação entre as capacidades térmicas do evaporador e gerador e o coeficiente de desempenho do fabricante e as modelagens desenvolvidas nesse trabalho.

Tabela 16 - Resultados das capacidades térmicas e COP utilizando o método da equação característica.

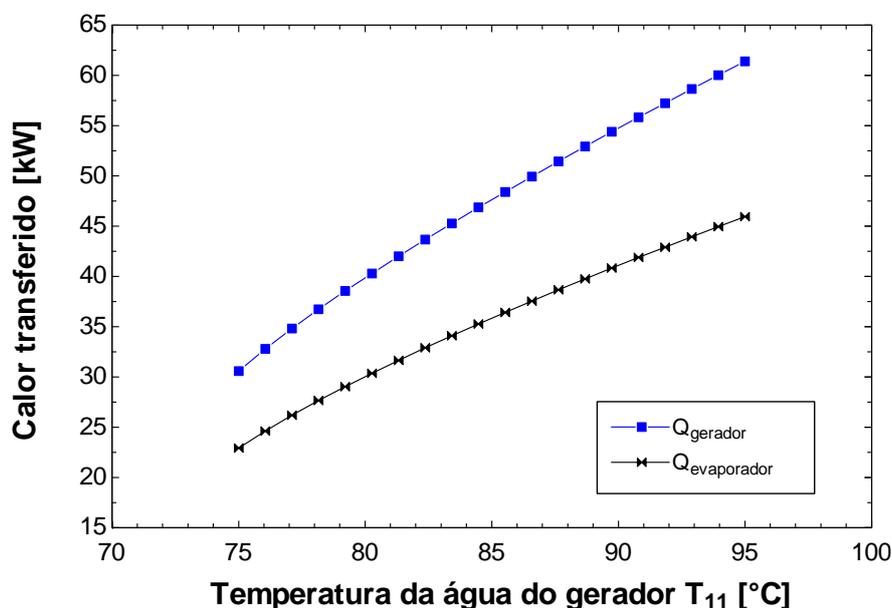
Descrição	Capacidade (kW)	Valor	Coefficiente de desempenho
Fabricante (<i>Yazaki</i>)	\dot{Q}_E	35,20	0,70
	\dot{Q}_G	50,28	
Simulação termodinâmica	\dot{Q}_E	35,80	0,74
	\dot{Q}_G	47,92	
Método da equação característica	\dot{Q}_E	34,90	0,72
	\dot{Q}_G	48,56	

Observa-se na Tabela 16 que os dados obtidos com a modelagem termodinâmica e com o método da equação característica do *chiller* estão de acordo com os dados fornecidos pelo fabricante, representando uma boa expressividade e comportamento da máquina de refrigeração.

6.2.1.1 Resultado do método da equação característica variando a temperatura de ativação do *chiller*

No Gráfico 3 são apresentadas as capacidades térmicas do gerador e evaporador encontrados com a equação característica do *chiller*, variando-se a temperatura de aquecimento fornecida ao equipamento.

Gráfico 3-Temperatura de ativação vs capacidades térmicas obtidas com a equação característica.

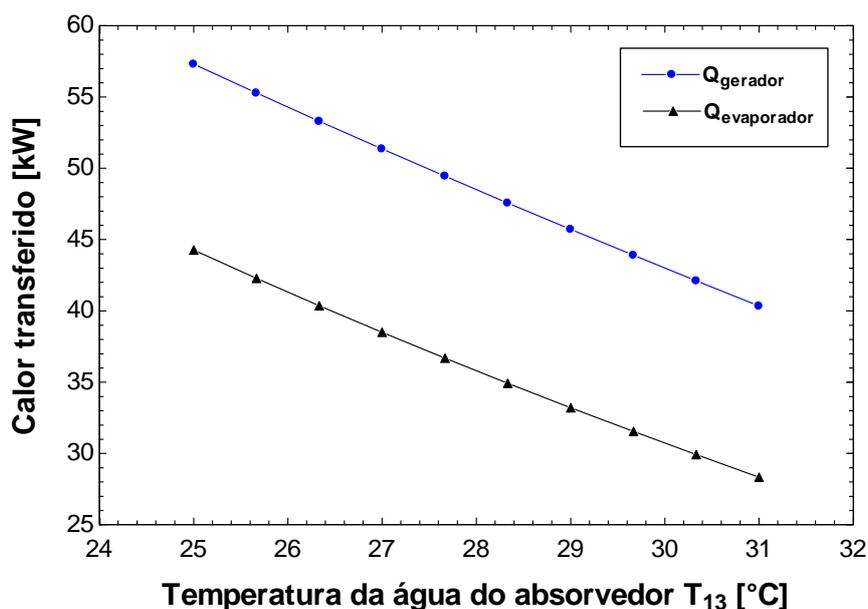


De acordo com o comportamento das curvas das capacidades térmica e de refrigeração apresentadas no Gráfico 3, pode-se afirmar que a equação característica exprime o desempenho do equipamento. Já que apresentaram bons resultados ao serem comparados com os valores encontrados com a modelagem termodinâmica. Os trabalhos desenvolvidos por Villada (2011), Montero (2012), Puig-Arnavat (2011) apresentaram resultados semelhantes para outras configurações de máquinas térmicas.

6.2.1.2 Resultado do método da equação característica variando a temperatura de resfriamento do *chiller*

No Gráfico 4, pode-se observar o comportamento das capacidades térmicas do evaporador e condensador variando-se a temperatura de resfriamento. O aumento da temperatura de resfriamento impacta negativamente as capacidades térmicas do gerador e evaporador.

Gráfico 4 - Temperatura de condensação vs calor transferido obtidos com a equação característica.

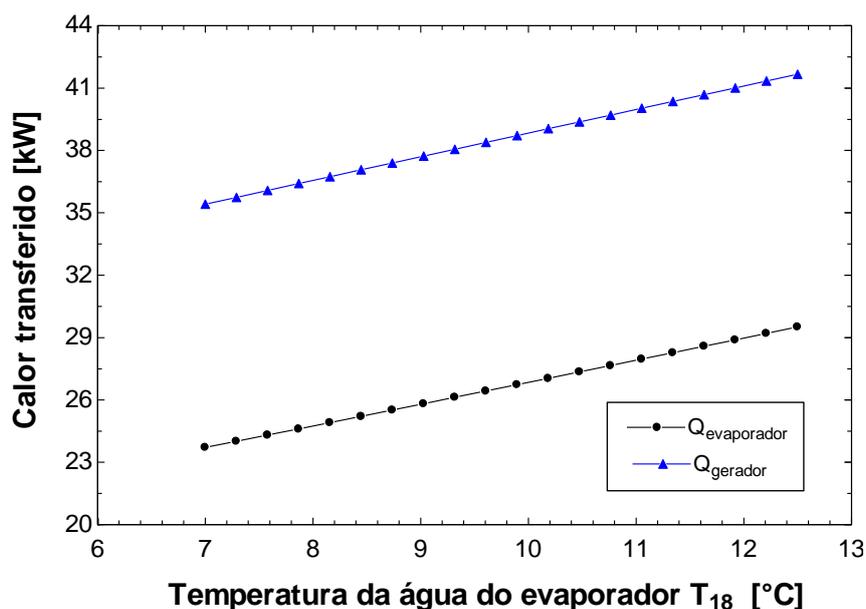


De acordo com o Gráfico 4, as curvas das capacidades térmicas do evaporador e do gerador caem à medida que a temperatura de resfriamento aumenta. Isso acontece devido a uma menor quantidade de calor retirado do absorvedor pela água de resfriamento e, conseqüentemente, perda de eficiência do absorvedor e diminuição das capacidades térmicas do *chiller* de absorção, já que o processo de absorção é exotérmico.

6.2.1.3 Resultado do método da equação característica variando a temperatura de evaporação do *chiller*

No Gráfico 5 são apresentadas as capacidades térmicas do gerador e evaporador encontrados com a equação característica do *chiller* em função da temperatura de evaporação. No eixo da abcissa, a temperatura da água de evaporação e no eixo da ordenada, a transferência de calor do evaporador e gerador.

Gráfico 5 - Temperatura de evaporação vs calor transferido pela equação característica.



Pode-se observar com o Gráfico 5 que as capacidades térmicas aumentam à medida que a temperatura de evaporação do equipamento aumenta. Em outras palavras, com a elevação da temperatura de evaporação, maior será a demanda de calor para suprir essa necessidade de transferência e, conseqüentemente, maior será a capacidade de refrigeração.

6.2.2 Resultado da caracterização através do método de regressão linear de multivariáveis para Q_E

Os parâmetros da equação linear de multivariáveis para Q_e foram obtidos através de uma regressão linear dos dados experimentais obtidos de ensaios no *chiller* de absorção em diferentes dias e turnos.

Na Tabela 17 são apresentados os parâmetros característicos adimensionais obtidos da regressão linear de multivariáveis para Q_e através dos dados experimentais.

Tabela 17 - Resultados dos parâmetros do método da regressão linear de multivariáveis para Q_e .

r_e	S_e	A_e	E_e
-17,57	0,26	4,32	1,31

Através das equações (99 – 101) é possível encontrar o desempenho do *chiller* de absorção.

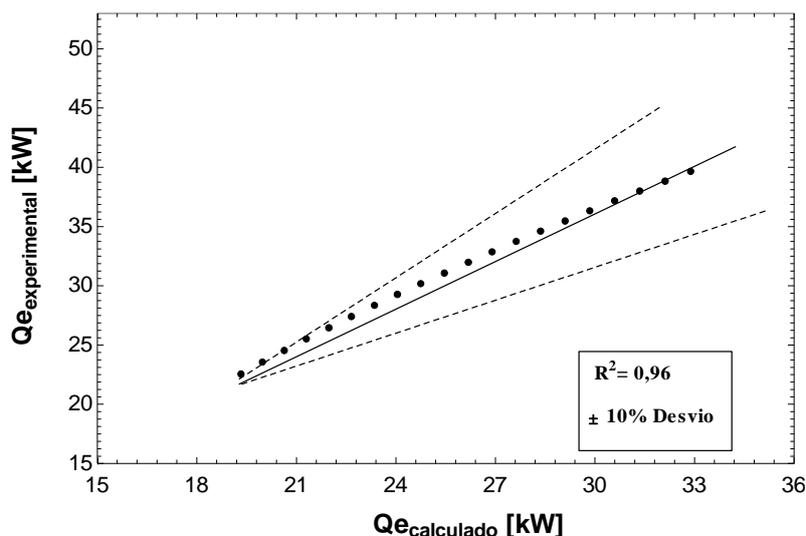
$$Q_E = 0,26T_g + 1,12T_{ac} + 0,34T_e - 17,57 \quad (99)$$

$$Q_G = 0,26\Delta\Delta t' - 17,57 \quad (100)$$

$$\Delta\Delta t' = T_g - 4,32T_{ac} + 1,31T_e \quad (101)$$

No Gráfico 6, pode-se observar a curva da capacidade de refrigeração calculada versus a capacidade de refrigeração experimental.

Gráfico 6 - Capacidade refrigeração experimental vs calculada.



No Gráfico 6, pode-se observar um bom ajuste entre a capacidade de refrigeração experimental e a calculada pelo método da regressão linear de multivariáveis para Q_e , apresentando dados representativos dentro do intervalo de desvio.

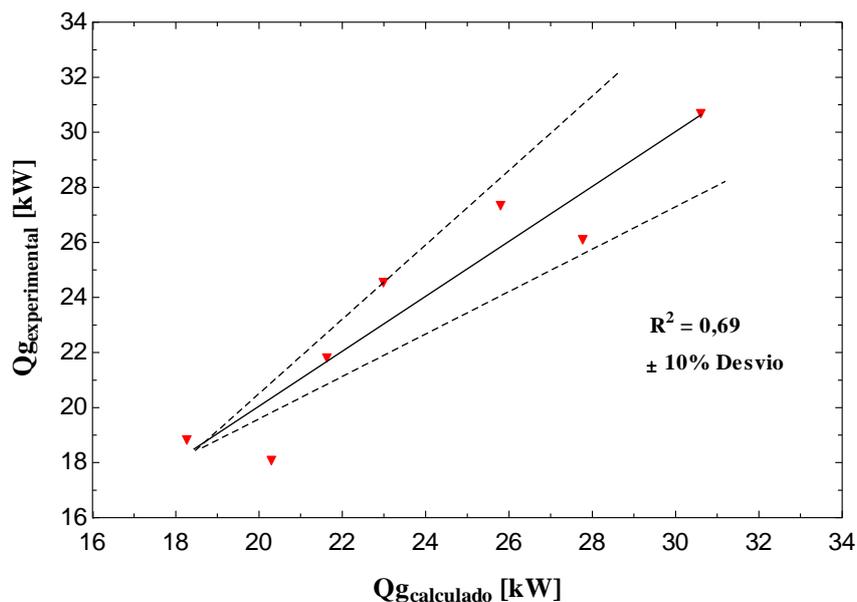
Segundo Villada (2011), com a adaptação do parâmetro característico ($\Delta\Delta t$) para o parâmetro característico arbitrário ($\Delta\Delta t'$) foi possível diminuir o desvio de $\pm 20\%$ para $\pm 10\%$. Desta forma, a confiabilidade desse método foi melhorada para estudar o comportamento desse equipamento.

Pode-se observar ainda que no Gráfico 6, o parâmetro de ajuste, R^2 , que representa o desvio relativo dos dados experimentais e do modelo, apresenta um valor

muito próximo de 1, o que significa que o modelo retrata muito bem os dados experimentais.

No Gráfico 7 é apresentado o comportamento da capacidade térmica calculada versus a capacidade térmica experimental encontrada a partir dos parâmetros obtidos com a capacidade de refrigeração.

Gráfico 7 - Potência térmica experimental vs calculada.



No Gráfico 7, pode-se observar uma maior dispersão dos dados devido aos parâmetros característicos usados para encontrar o Q_g dependerem dos dados obtidos de Q_e , superando o valor de 10% de erro para o Q_g . É possível observar ainda, um baixo coeficiente de correlação (R^2) devido as grandes flutuações dos dados, a equação característica não foi capaz de prever o comportamento, como pode ser visto com o baixo coeficiente de correlação (R^2) de 69%

6.2.3 Resultado da caracterização através do método de regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G

No método da regressão linear de multivariáveis para Q_E Q_G é levado em consideração uma regressão linear multivariáveis para cada potência do *chiller*, ou seja, para calcular a capacidade térmica do evaporador e do gerador são utilizados os dados experimentais para os respectivos componentes e através desses dados são encontrados

os diferentes valores para os parâmetros característicos. Os resultados dos parâmetros característicos para cada potência podem ser observados na Tabela 18.

Tabela 18 - Resultados dos parâmetros do método da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G .

Parâmetros do método de regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G			
Descrição	Parâmetro	Valor	Unidade
Resíduo característico do evaporador	r_e	-17,57	-
Resíduo característico do gerador	r_g	-53,34	-
Proporção de transferência de calor do evaporador	S_e	0,26	-
Proporção de transferência de calor do gerador	S_g	0,88	-
Parâmetro característico do evaporador	A_e	4,32	-
Parâmetro característico do evaporador	E_e	-1,31	-
Parâmetro característico do gerador	A_g	0,77	-
Parâmetro característico do gerador	E_g	0,28	-

Através das equações (102 e 103) é possível encontrar o desempenho do *chiller* de absorção.

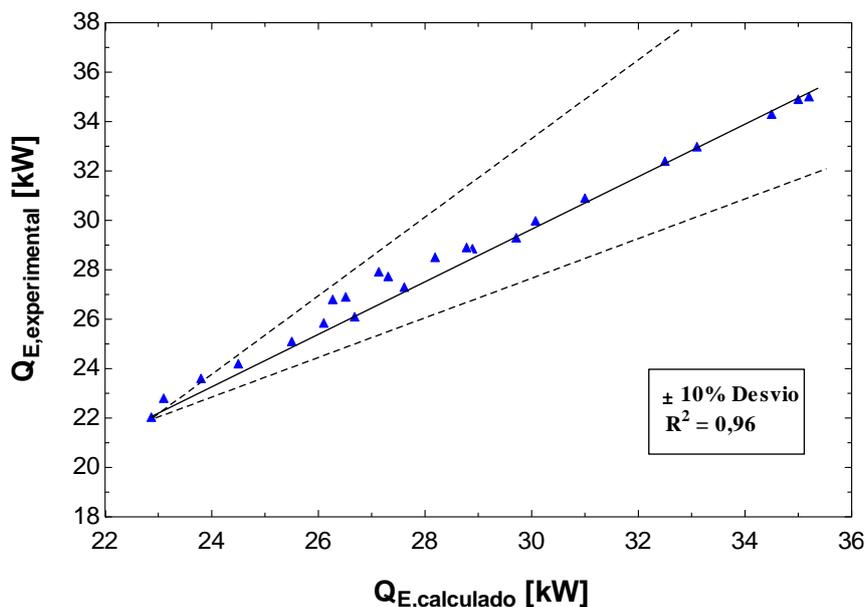
$$\dot{Q}_E = 0,26 T_g + 1,1 T_{ac} - 0,33 T_e - 17,57 \quad (102)$$

$$\dot{Q}_G = 0,88 T_g + 0,68 T_{ac} + 0,245 T_e - 53,35 \quad (103)$$

Com o método da regressão linear de multivariáveis para Q_E e Q_G , pode-se observar um erro menor que 10%, podendo ser definida, finalmente, a equação característica que representa o desempenho do *chiller* de absorção *Yazaki 10TR H₂O/LiBr* de simples efeito.

No Gráfico 8, pode-se observar a curva da capacidade de refrigeração calculada versus a capacidade de refrigeração experimental.

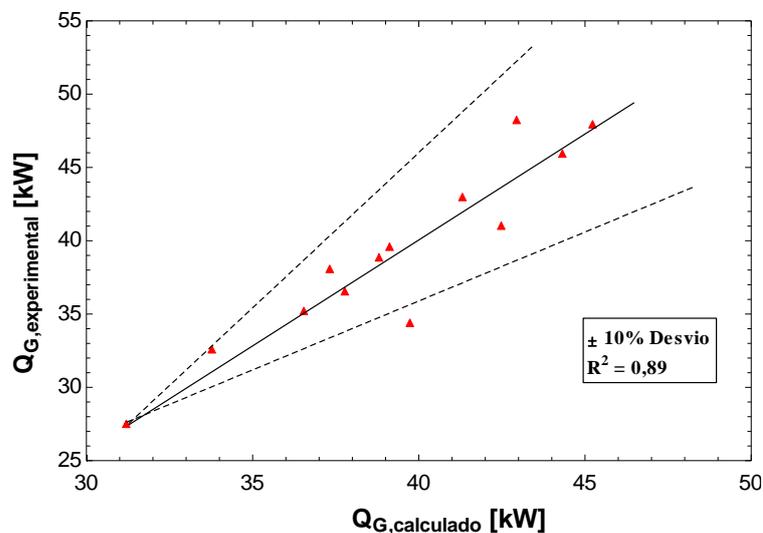
Gráfico 8 - Capacidade de refrigeração experimental vs calculada usando a regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G .



No Gráfico 8, pode-se observar um bom ajuste entre a capacidade de refrigeração encontrada através do método da regressão linear de multivariáveis \dot{Q}_E e \dot{Q}_G com os dados experimentais retirados do equipamento. Apesar de uma leve dispersão dos dados experimentais para Q_e calculado em torno de 27 kW, observa-se que o modelo apresenta ótima representatividade uma vez que os dados demonstram comportamento linear, sendo possível caracterizar essa equação para o evaporador desse *chiller* específico.

No Gráfico 9, pode-se observar a curva da capacidade térmica do gerador calculada versus a capacidade térmica do gerador experimental.

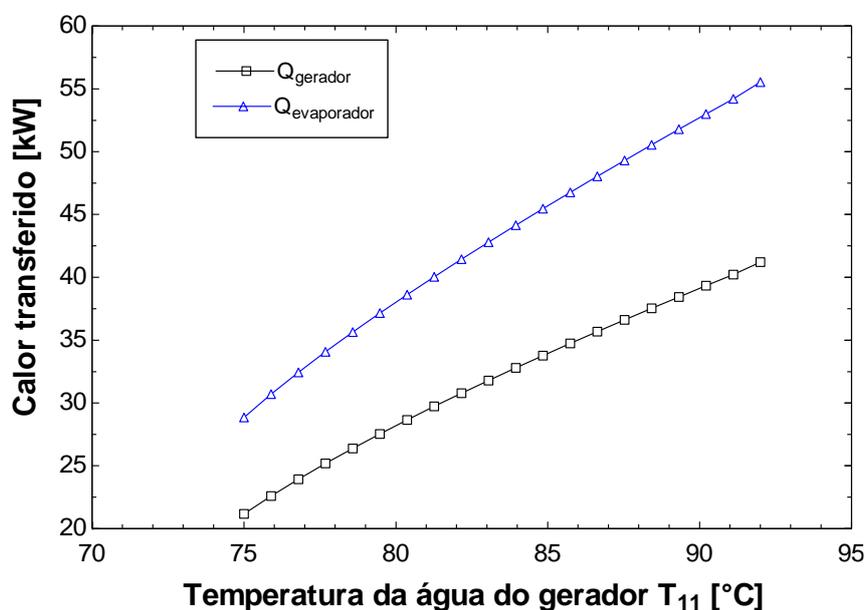
Gráfico 9 - Potência térmica experimental vs calculada usando a regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G .



No Gráfico 9, pode-se observar uma boa representatividade da capacidade térmica do gerador frente aos dados experimentais obtidos no *chiller*. Com os parâmetros característicos obtidos através dos dados experimentais do gerador, pode-se obter um bom ajuste, principalmente, quando comparado ao método da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E , apresentado no tópico anterior. Com isso, a equação da capacidade térmica do gerador representa a caracterização do equipamento.

No Gráfico 10 é apresentado o comportamento das capacidades térmicas encontradas com o método da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G variando a temperatura de aquecimento da água.

Gráfico 10 - Temperatura de aquecimento versus capacidade térmica obtidas com o método de regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G .



Pode-se observar no Gráfico 10 que as curvas das capacidades térmicas do evaporador e do gerador tendem a aumentar de acordo com o fornecimento de energia ao *chiller*. Nesse método, as capacidades térmicas do evaporador e do gerador são encontradas com os respectivos parâmetros obtidos com os ensaios experimentais. O comportamento das capacidades encontradas expressa um bom desempenho da máquina de refrigeração, podendo-se comparar com as informações fornecidas pelo fabricante, por alguns autores da literatura e pela modelagem termodinâmica desenvolvida nesse trabalho. Quando comparado com o método da regressão linear de multivariáveis apresentado no tópico anterior, a capacidade térmica do gerador será maior que a do evaporador, havendo assim uma boa representatividade. Esse método é recomendado para

caracterizar um equipamento de refrigeração devido a precisão de informações (VILLADA, 2011).

Na Tabela 19 é apresentada a comparação entre as metodologias de modelagens abordadas nesse trabalho em analogia com as capacidades térmicas apresentadas pelo fabricante.

Tabela 19 - Comparação entre metodologias de modelagens.

Componente	Capacidade (kW)	Fabricante Yazaki	Simulação termodinâmica	Regressão linear multivariáveis Q_e	Regressão linear multivariáveis Q_e e Q_g	Equação característica
Evaporador	\dot{Q}_E	35,20	35,88	34,66	35,52	35,52
Gerador	\dot{Q}_G	50,20	48,14	27,86	49,73	50,02

Pode-se observar na Tabela 19 a comparação entre as metodologias abordadas para simular o comportamento do *chiller* de absorção de simples efeito. Os métodos comparados são: modelagem termodinâmica, método da equação característica, e regressão linear multivariáveis para \dot{Q}_E e regressão linear multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G e capacidades informadas pelo fabricante *Yazaki*. As capacidades térmicas do evaporador e gerador exprimem bons resultados com as metodologias estudadas quando comparados com as informações do fabricante. É importante ressaltar que o método da regressão linear de multivariáveis \dot{Q}_E para encontrar a capacidade térmica do gerador não apresenta resultado relevante quando comparado aos demais métodos. Esse resultado está diretamente relacionado com as informações encontradas no evaporador e usadas para calcular a capacidade do gerador.

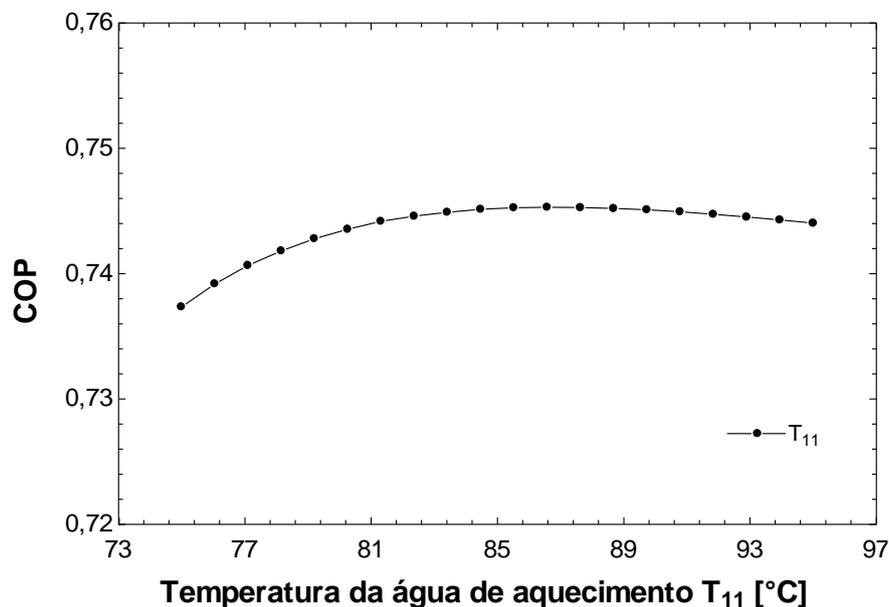
6.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Após a validação da modelagem termodinâmica do *chiller* de absorção com os dados experimentais retirados da máquina, realizou-se a caracterização dessa máquina de refrigeração. Com as modelagens desenvolvidas é possível observar o comportamento do *chiller* de absorção fora das condições nominais de projeto.

No Gráfico 11 é apresentado a temperatura de aquecimento do gerador, eixo da abscissa, com relação ao coeficiente de desempenho do *chiller*, eixo da ordenada. Pode-

se observar o comportamento termodinâmico do *chiller* em relação a temperatura da água de aquecimento.

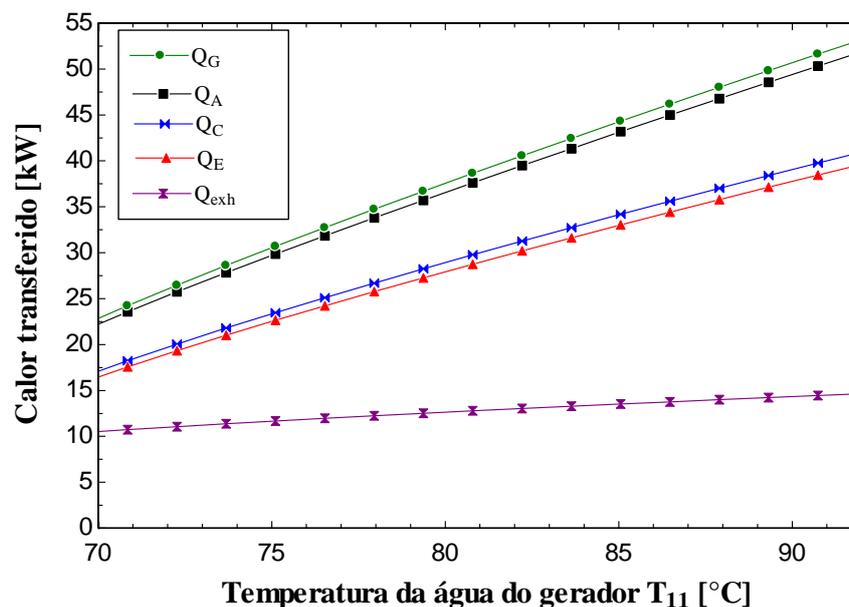
Gráfico 11 - Temperatura da água de aquecimento x COP.



No Gráfico 11 é possível observar o aumento do COP em função do aumento da temperatura da água de aquecimento que entra no gerador. Ao aumentar a quantidade de calor fornecido ao gerador, temperatura da água de aquecimento, aumenta-se a quantidade de vapor produzido nesse componente e, conseqüentemente, aumenta-se a capacidade de refrigeração. Comportamento similar é observado nos trabalhos desenvolvidos por Cantarutti (2011), Bereche (2007) e Ochoa (2010).

O Gráfico 12 apresenta a transferência de calor nos trocadores de calor (evaporador, condensador, absorvedor, gerador e trocador de calor da solução) do *chiller* de absorção 10TR de simples efeito de $H_2O/LiBr$ em relação a temperatura da água de aquecimento.

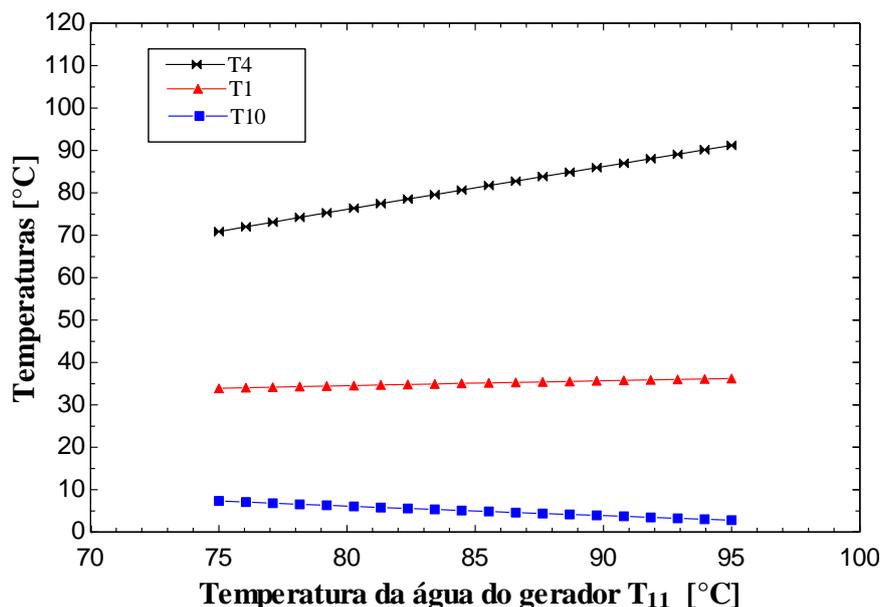
Gráfico 12 - Calor transferido vs temperatura da água de aquecimento.



No Gráfico 12 pode ser observada a transferência de calor em cada componente do *chiller*. É possível perceber que ao aumentar a temperatura da água de aquecimento, aumenta-se a quantidade de calor transferido, nos quais as maiores trocas de calor acontecem no gerador e no absorvedor e a menor transferência de calor ocorre no trocador de calor da solução. Ao aumentar a temperatura de água de aquecimento há uma influência global no equipamento de absorção, aumentando assim a temperatura nos demais trocadores de calor do *chiller* (HEROLD *et al.*, 2016). Esse aumento de temperatura de água de aquecimento é vantajoso quando se obtém bons resultados do COP. Ao aumentar a temperatura da fonte térmica, aumenta-se a capacidade térmica de resfriamento (BERECHE, 2008).

No Gráfico 13 pode-se observar o comportamento das temperaturas internas em função da temperatura de água de aquecimento.

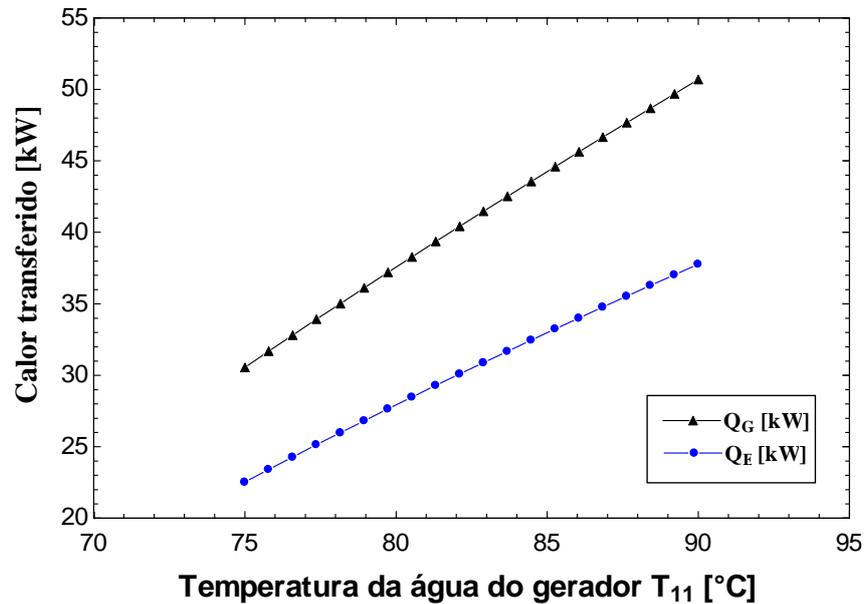
Gráfico 13 - Temperaturas internas do chiller de simples efeito vs temperatura de água de aquecimento.



No Gráfico 13, a temperatura T_4 corresponde a temperatura da solução pobre em refrigerante que retorna para o absorvedor, T_1 a temperatura rica em refrigerante que é direcionada para o gerador e T_{10} a temperatura do refrigerante que chega ao evaporador do *chiller*. É possível observar que a medida que aumenta a temperatura de aquecimento da água (T_{11}), fonte térmica, aumenta a temperatura interna do gerador (T_4) e, conseqüentemente, aumenta a temperatura do evaporador (T_{10}). Isso acontece devido as reações de transferência de calor entre a solução e a água de aquecimento. Já a temperatura do absorvedor (T_1) se mantém praticamente constante devido à troca de calor retirada de calor do processo de absorção, processo exotérmico, pela água de resfriamento. Essas reações acontecem devido a transferência de calor entre a solução $H_2O/LiBr$ e a água de aquecimento, no processo de absorção e dessorção entre o sal e o refrigerante (HEROLD *et al.*, 2016).

No Gráfico 14 pode ser visto a capacidade térmica dos componentes gerador e evaporador em função da temperatura da água de aquecimento do *chiller*.

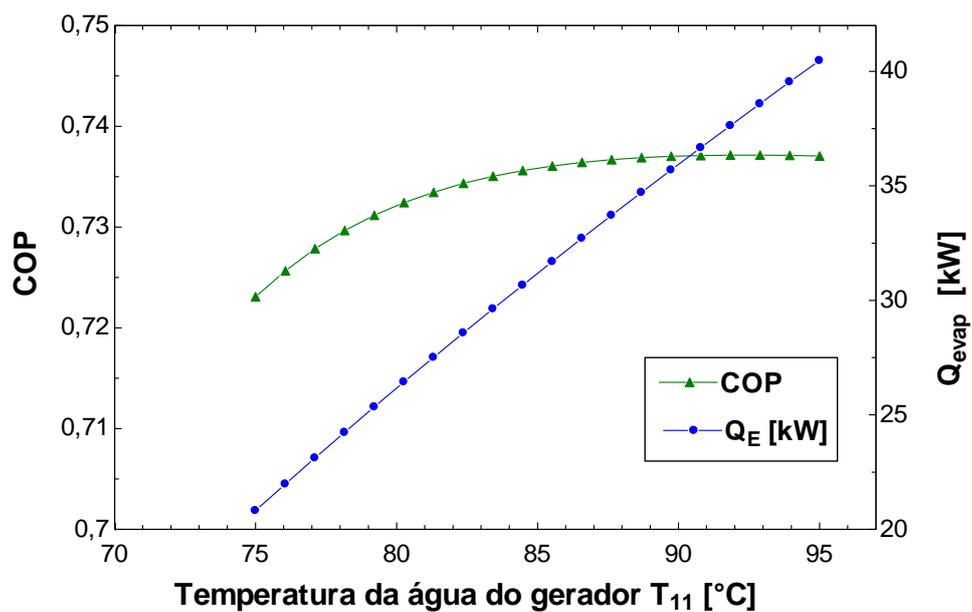
Gráfico 14 - Temperatura da água de aquecimento vs calor transferido.



Como pode ser visto no Gráfico 14, ao variar a temperatura da água de aquecimento, aumentam as capacidades térmicas do evaporador e gerador, devido a uma maior quantidade de vapor de refrigerante produzida.

No Gráfico 15 pode-se observar o comportamento do coeficiente de desempenho em função da temperatura de entrada de aquecimento do *chiller* de absorção.

Gráfico 15 - Temperatura de estrada da água de aquecimento vs coeficiente de desempenho do chiller.

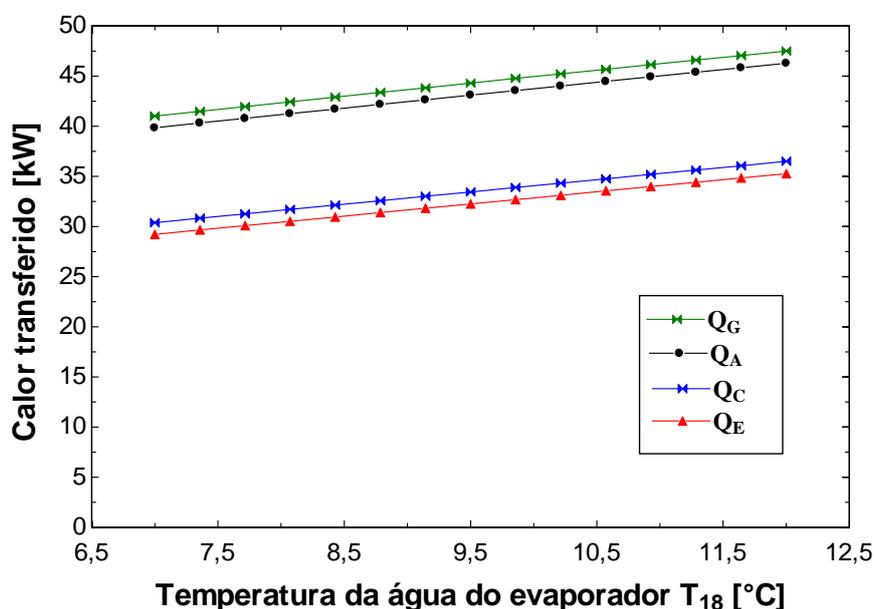


Observa-se no Gráfico 15 o aumento do COP e da capacidade de refrigeração do evaporador com o aumento da temperatura da água de aquecimento. Esse aumento se deve a uma maior quantidade de vapor produzida no gerador. Nota-se que quando a temperatura do gerador atinge 90,5 °C, existe um ponto de interseção entre a capacidade térmica do evaporador e do COP.

Esse ponto de interseção reflete no melhor desempenho da máquina de refrigeração, isto é, na condição de operação do *chiller*. Foi possível concluir também que após esse ponto de interseção, o calor fornecido pela água de aquecimento não aumenta o desempenho da máquina de refrigeração. De acordo com Bereche (2008) para essa configuração de *chiller* de simples efeito, o aumento da temperatura de água de aquecimento não exprime um aumento do COP. Esse acréscimo de energia não é vantajoso visto que não aumenta o desempenho da máquina a partir 90°C.

O Gráfico 16 apresenta o comportamento das capacidades térmicas com relação a temperatura da água do evaporador. Pode-se observar que ao aumentar a temperatura da água evaporador, aumentam-se as capacidades térmicas dos trocadores de calor do *chiller*.

Gráfico 16 - Temperatura de água do evaporador x calores transferidos.

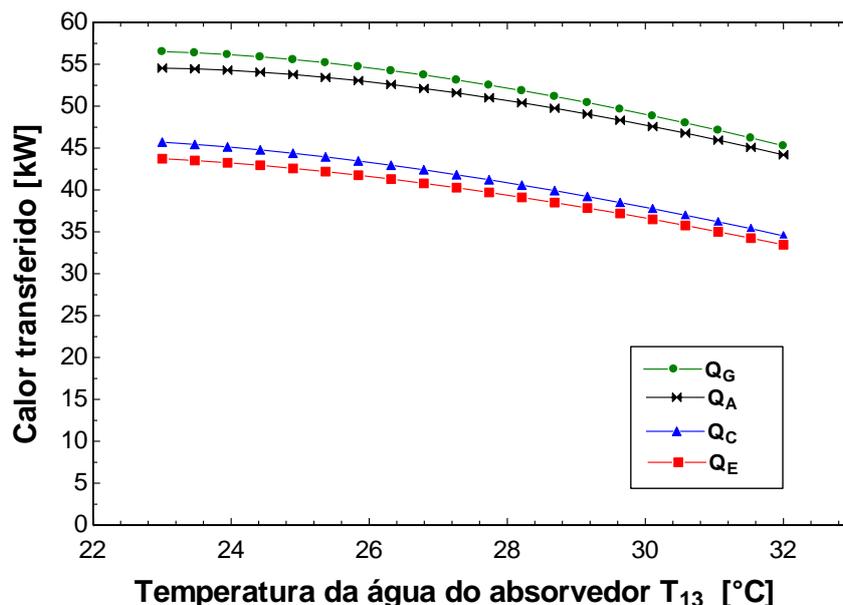


Observa-se no Gráfico 16 que ao aumentar a temperatura da água do evaporador, maior será a capacidade de refrigeração do evaporador. Esse aumento influencia diretamente nas capacidades térmicas do absorvedor e gerador, pois mais vapor será

absorvido pela solução de H₂O/LiBr. De acordo com Cantarutti (2011) deve-se aumentar a quantidade de calor fornecido ao gerador a fim de manter a temperatura de operação.

No Gráfico 17, a temperatura T_{13} corresponde a temperatura da água de resfriamento, eixo da abscissa, e as capacidades térmicas do evaporador, condensador, absorvedor e gerador, eixo da ordenada.

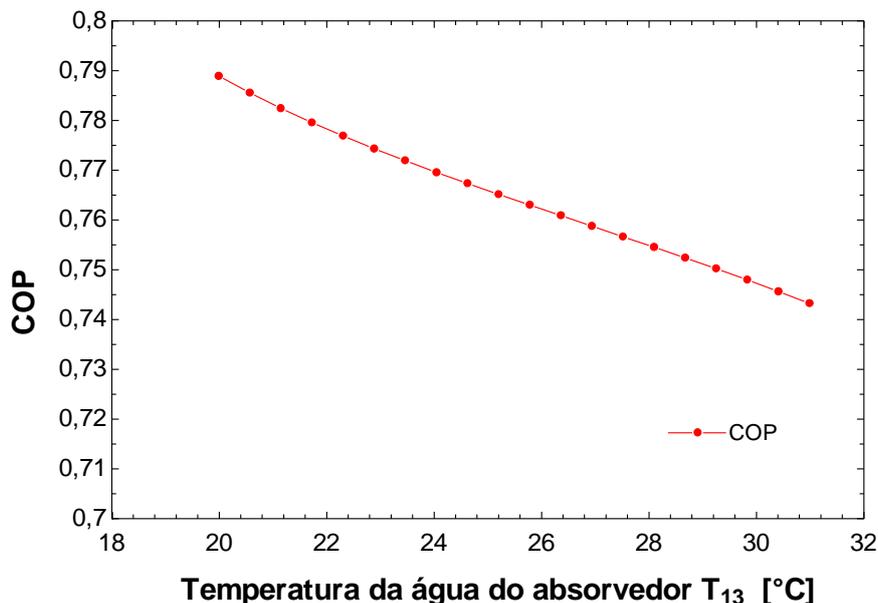
Gráfico 17 - Temperatura de resfriamento x calor transferido pelos trocadores de calor do chiller.



Pode-se observar no Gráfico 17 o comportamento das capacidades térmicas dos componentes com relação à variação da temperatura de resfriamento. É possível perceber uma queda nas capacidades térmicas à medida que a temperatura de resfriamento aumenta, isso acontece devido a essa água ser responsável por retirar o calor produzido no absorvedor, processo exotérmico, e por manter a temperatura da solução de baixa concentração de H₂O/LiBr no *chiller*. Uma pequena variação na temperatura de condensação representa uma variante na capacidade de refrigeração e na capacidade térmica do gerador. Estudos realizados por Cantarutti (2011) encontraram resultados semelhantes aos encontrados nesse trabalho.

No Gráfico 18, T_{13} corresponde a temperatura da água que entra no absorvedor (água da torre de resfriamento), eixo das abcissas e o coeficiente de desempenho do *chiller*, eixo das ordenadas.

Gráfico 18 - Temperatura de condensação versus coeficiente de desempenho.



Pode-se observar no Gráfico 18 que ao aumentar a temperatura de resfriamento, diminui-se o coeficiente de desempenho da máquina. Isso é consequência da transferência de calor entre a solução $H_2O/LiBr$ e a água. Quanto mais alta a temperatura de resfriamento, menor será a capacidade térmica do absorvedor e menor é a capacidade térmica de refrigeração e, conseqüentemente, menor o COP. Além disso, a temperatura de condensação é responsável por manter a temperatura baixa, já que o processo de absorção libera calor, processo exotérmico. Essa análise foi possível devido as condições climáticas do dia, chuvoso, sendo capaz de obter temperaturas baixas na água da torre de resfriamento.

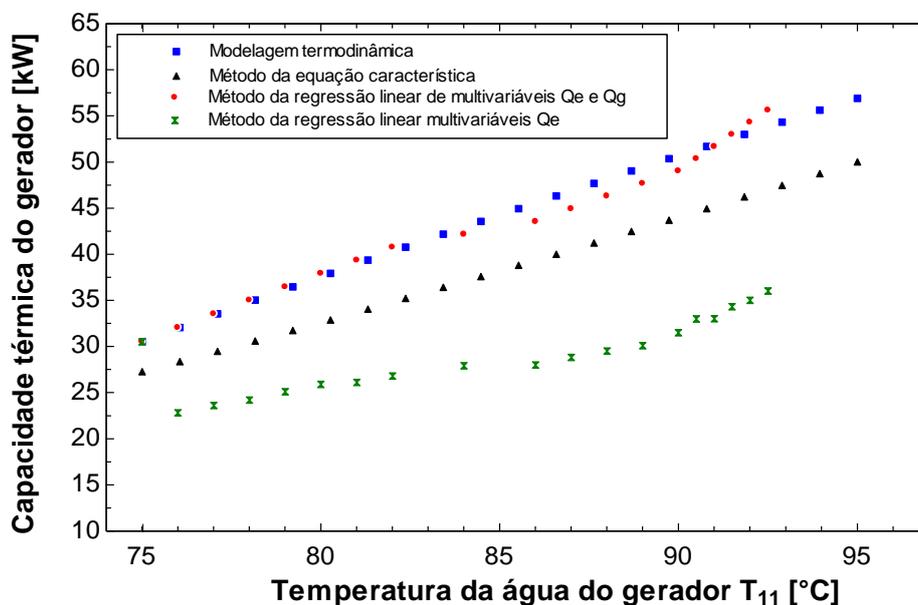
Segundo Cantarutti (2011) ao diminuir a capacidade de absorção, menos vapor será produzido no gerador e, intrinsecamente, menos vapor será conduzido ao condensador.

6.4 ANALOGIAS ENTRE AS SIMULAÇÕES PARA UM *CHILLER* DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO

Nos Gráfico 19 e 20 são apresentados os comportamentos das capacidades térmicas do evaporador e gerador obtidos com as metodologias apresentadas nesse trabalho versus a temperatura de aquecimento do *chiller*. As curvas dos métodos de

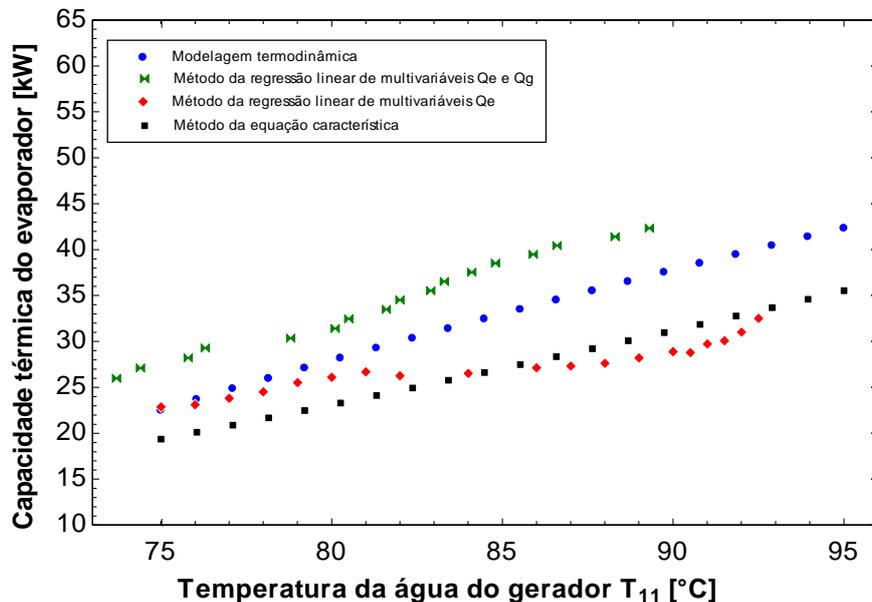
regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G foram geradas com os dados experimentais. Já a curva da equação característica foi gerada através de informações do fabricante e da literatura.

Gráfico 19 - Analogia entre os métodos abordados nesse trabalho para o gerador.



No Gráfico 19 pode-se observar o comportamento da capacidade térmica do gerador em função da temperatura da água de aquecimento para as metodologias abordadas nesse trabalho. Observa-se um desempenho expressivo do método da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G , apresentando também bons resultados para o método da equação característica. É possível observar um maior desvio no método de regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E quando comparado com a modelagem termodinâmica e com outros dois métodos. Esse desvio era esperado, já que os dados utilizados para encontrar os parâmetros característicos do gerador dependem das informações do evaporador.

Gráfico 20 - Analogia entre os métodos apresentados nesse trabalho para o evaporador.



No Gráfico 20 pode-se observar o comportamento da capacidade de refrigeração em função da temperatura da água de aquecimento para as metodologias estudadas. Observa que a curva do método da regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G tem um bom desempenho, apresentando resultados melhores do que a modelagem termodinâmica e isso acontece devido aos estudos e variação dos parâmetros.

7 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Os modelos abordados nesse trabalho apresentaram um comportamento bastante coerente com os dados e trabalhos obtidos na literatura, principalmente, a caracterização através do método de regressão linear de multivariáveis para \dot{Q}_E e \dot{Q}_G , sendo exequível utilizar essa equação para estudar o comportamento desse *chiller* de absorção.

Pode-se observar que a temperatura de resfriamento influencia diretamente nas transferências de calor dos componentes, podendo observar que quanto maior a temperatura de resfriamento, menor serão as capacidades do evaporador, condensador, absorvedor, gerador e, conseqüentemente, o COP do *chiller*, já que menos calor será transferido para a água de resfriamento e, conseqüentemente, menor será a eficiência do absorvedor.

A temperatura da água de aquecimento também aumenta as capacidades térmicas dos componentes, no entanto, a máquina de refrigeração tem uma limitação de transferência de calor. Essa limitação inibe o crescimento do desempenho da máquina de refrigeração, gerando uma perda de energia após esse valor. Esse sistema tem uma limitação operacional com relação a temperatura de ativação do *chiller* entre o intervalo de 70-95°C e a produção de refrigeração com relação a curva de cristalização.

De acordo com os resultados das modelagens termodinâmica, métodos de equação característica e regressão linear de multivariáveis para um *chiller* de absorção de simples efeito de 10TR é possível descrever o comportamento da máquina de refrigeração. Essas modelagens podem ser utilizadas como ferramentas para estudar o desempenho de um sistema de microcogeração com a integração de um *chiller* e o comportamento dessa máquina de absorção de 10TR de simples efeito que tem como fluido trabalho H₂O/LiBr funcionando com queima indireta.

Para caracterização do *chiller* de absorção de simples efeito de H₂O/LiBr, pode-se concluir que o método de regressão linear de multivariáveis \dot{Q}_E e \dot{Q}_G melhor representa o desempenho desse equipamento quando comparado com o método da equação característica e que a equação característica encontrada pode ser usada para estudar o comportamento do *chiller* e implementá-la em estudos de sistemas de cogeração.

Conforme o trabalho desenvolvido visando estudar o comportamento desse *chiller* de absorção foi possível concluir com a validação dos dados, que essa modelagem pode ser implementada como ferramenta para análises de sistema de cogeração.

Ao final desse trabalho foi possível constatar a importância de uma modelagem computacional, sendo capaz de avaliar e variar os parâmetros a fim de estudar o comportamento do sistema de forma rentável.

Como sugestões para trabalhos futuros se pode analisar:

- Implementar essa modelagem a um sistema de microcogeração analisando o desempenho do *chiller* e a eficiência global do sistema;
- Instalar transmissores de pressão e medidores de vazão nas tubulações do *chiller* para facilitar as variações desses parâmetros e analisar mais dados.
- Caracterizar o *chiller* variando as vazões do circuito externo;
- Realizar um estudo de viabilidade econômica dessa configuração de sistema;
- Fazer uma análise exergética desse sistema;
- Analisar os componentes do *chiller* de absorção com o programa computacional CFX.

REFERÊNCIAS

ABREU, A. F., Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas. Tese de doutorado, 1999.

ALBERS, J; KUHN, A; PETERSEN, S; ZIEGLER, F. Control of absorption chillers by insight: the characteristic equation. Universitat Rovira i Virgili, 2008.

ANDREOS, R. Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo. Dissertação de mestrado. Universidade de São Paulo, 2013.

ANEEL. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Resolução nº 482 de 2012 da ANEEL**, 2012.

ANEEL. **Informações técnicas: geração distribuída.** Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/informacoes-tecnicas/geracao-distribuida>> Visto em: 23 de agosto de 2017.

ARTEAGA, J. A. F., Análise energética e exergética de um sistema de cogeração com motores de combustão interna. Dissertação de mestrado. Universidade Estadual de Campinas, 2010.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor.** Ed. Florianópolis: da UFSC, 2002. 279p.

BARJA, G. de J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico.** 2006. Universidade de Brasília, 2006.

BERECHE, R. P., **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural.** Dissertação de mestrado. Universidade Estadual de Campinas, 2008.

BORG, S. P.; KELLY, N. J.; High resolution performance analysis of micro-trigeneration in an energy-efficient residential building. *Energy and Buildings*. Vol. 67. 153-165p, 2013.

BRAGANÇA, D. Geração, transmissão e distribuição de energia elétrica. Departamento de Energia Elétrica. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <http://www.dee.ufrj.br/~acsl/grad/transm/notas_de_aula/tree1.html>. Acesso em: 20 de agosto de 2017.

CANTARUTTI, B. R., **Análise teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando água-brometo de Lítio**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá, 2011.

CARVALHO, A. N. **Análise Experimental e Exergoeconômica de um Sistema Compacto de Cogeração a Gás Natural**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

CARVALHO, M. A. S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal da Bahia, 2011.

CIVIL, C. **Presidência da República**. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2004-06/2004/Decreto/D5163.htm#art76>. Acesso em: 21 out. 2017.

CORDEIRO, M. C. L., **Estudo termodinâmico e avaliação experimental do protótipo 01 do sistema de refrigeração por absorção do par água-brometo de lítio da Recogás**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal da Paraíba, 2012.

CREMONEZ, L. F. **Avaliação termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma usina sucroalcooleira para diferentes mix de produção**. 2013. Universidade Estadual Paulista, 2013.

CUDOK, F; ZIEGLER, F. Absorption heat converter and the characteristic equation method. January, 2015.

EPE. **Empresa de Pesquisa Energética.** Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Estudos/Paginas/CategoriaID=346>>. Acesso em: 21 out. 2017.

FERREIRA, S. P., **Estudo comparativo do pós-processamento estatístico aplicado ao modelo Brams.** Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

FONSECA, J. A. **Metodologia experimental para estudo da transferência de calor e massa no processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio.** Dissertação de mestrado. Universidade de Brasília, 2013.

GALLO, A. M. A., Modelagem de um absorvedor tubular em espiral de brometo de lítio-água. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Pernambuco, 2016.

GOYAL, R.; SHARMA, D.; SONI, S. L.; GUPTA, P. K.; JOHAR, D. An experimental investigation of CI engine operated micro-cogeneration system for power and space cooling. Energy Conversion and Management. Vol. 89. 63-70p., 2015.

GUIMARÃES, L. G. M., **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura.** Dissertação de mestrado. Universidade Federal de São João Del-Rei, 2011.

HELLMANN, H; SCHWEIGLER, C; ZIEGLER, F., The characteristic equation of absorption chillers, in Proceedings of the International Absorption Heat Pump Conference, (ISHPC-1999), 1999.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. Absorption Chillers and Heat Pumps. CRC Presse. Second Edition, 2016.

JOUDI, K.A., LAFTA, A. H., Simulation of a simple absorption refrigeration system.

Energy Conversion and Management, 2001, pp 1575-1601.

LORA, E. E. S.; HADDAD, J. **Geração Distribuída , Aspectos Tecnológicos, Ambientais e Institucionais**, 2006.

LÓPEZ, L. M.; MÍGUEZ, J. L.; MURILLO, S.; PORTEIRO, J.; Feasibility of a new domestic CHP trigeneration with heat pump: I. Design and development. Applied Thermal Engineering. Vol. 24. 1409-1419p, 2004.

KARAMANGIL, M. I., COSKUN, S., KAYNAKLI, O., YAMANKARADENIZ, N., A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. Renewable and Sustainable Energy Review, 2010, pp 1969-1978.

KREN, C. Flue gas fired absorption chillers. Dissertation. Technische Universität München, 2006.

MATTEDE, H. **Mundo da Elétrica**. Disponível em: <<https://www.mundodaeletrica.com.br/um-pouco-mais-sobre-o-sistema-eletrico-de-potencia-sep/>>. Acesso em: 21 out. 2017.

MENNA, M. R. M., Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção. Dissertação de mestrado. Universidade Estadual do Oeste do Paraná, 2008.

MINAS, M. D. E.; MME, E. E. Ranking Mundial de Energia e Ranking de Indicadores de Uma Variável. n. 55 61, p. 27–30, 2014. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1139093/Ranking+Mundial+de+Energia+2015.pdf/f088fe16-e0d2-49ad-b72c-8376f749c661>>. Acesso em: 21 out. 2017.

MINISTERIO DE MINAS E ENERGIA. **Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica - Proinfa**. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/programas/proinfa/>>. Acesso em: 21 out. 2017.

MONTERO, I. **Modelización de sistemas de Refrigeración por Absorción con**

captadores solares de concentración, Universitat Rovira i Virgili, 2012.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. Princípios de termodinâmica para engenheiros. Ed.: LTC, 7ª edição. 840p, 2013.

NAPOLEAO, D. A. S., Determinação da entropia de mistura amônia e água para aplicações em processos de refrigeração por absorção. Tese de doutorado. Universidade Estadual Paulista, campus de Guaratinguetá, 2003.

OCHOA, A. **Análise dinâmica de um chiller de absorção de simples efeito, de aquecimento indireto, usando o par brometo de lítio-água.** Tese de doutorado. Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), 2014.

OCHOA, A. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10 TR integrado a um sistema de microcogeração com microturbina a gás de 30 kW.** Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Pernambuco (UFPE), 2010.

OCHOA, A; CORONAS, A. Aplicação do método da equação característica num chiller por absorção com NH₃/LiNO₃, in Conference Iberrian, Viii Congress, V Ibero-american Sciences, Refrigeration, 2016, pp.2-3.

PENSADOR. SARTRE, Jean-Paul. Disponível em: <
<https://www.pensador.com/frase/NDEzODY1/>>. Acesso em 10 de julho de 2018.

PRASARTKAEW, B., Performance test of a small size LiBr-H₂O absorption chiller. 11th Eco-Energy and Materials Science and Engineering - 11th EMSES, 2014, pp 487-497.

PUIG-ARNAVAT, M.; LOPEZ-VILLADA, J.; BRUNO, J. C.; CORONAS, A. Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 1, p. 70–78, 2010.

QUEIROZ, D. F., Avaliação teórica-experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração. Dissertação de mestrado.

Universidade Federal da Paraíba, 2013.

SOUZA, B. F. C. R., **Modelagem de um sistema de refrigeração por absorção.** Universidade de Aveiro, 2011.

SRIKHIRIN, P., APHORNRATANA, S., CHUNGPAIBULPATANA, S., A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001, pp 343-372.

VILLADA, J. L., Integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y de calor. Tesis doctoral, 2011.

ZAMORA, M., BOUROUIS, M., CORONAS, A., VALLES, M., Part-load characteristic of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller. *International Journal de Refrigeration*, 2014, pp 1-38.

ZIEGLER, F.; KUHN, A. Operational results of 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. *Proceedings of the 1st International Conference Solar Air conditioning*, Germany, 2005.

ZIEGLER, F.; ALBERS, J.; KUHN, A.; PETERSEN, S. Control of absorption chillers by insight: the characteristic equation. *Czasopismo Techniczne*, 2008.

ANEXO A - CURVAS DE CALIBRAÇÃO DOS TERMOPARES DO TIPO J

As curvas de calibração para a entrada e saída da água de aquecimento do *chiller* correspondem aos termopares 06 e 07.

Gráfico 21 - Termopar 06.

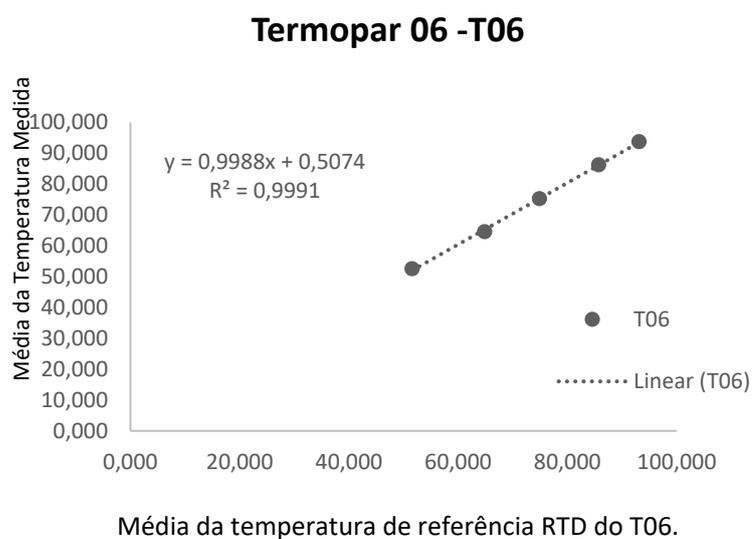
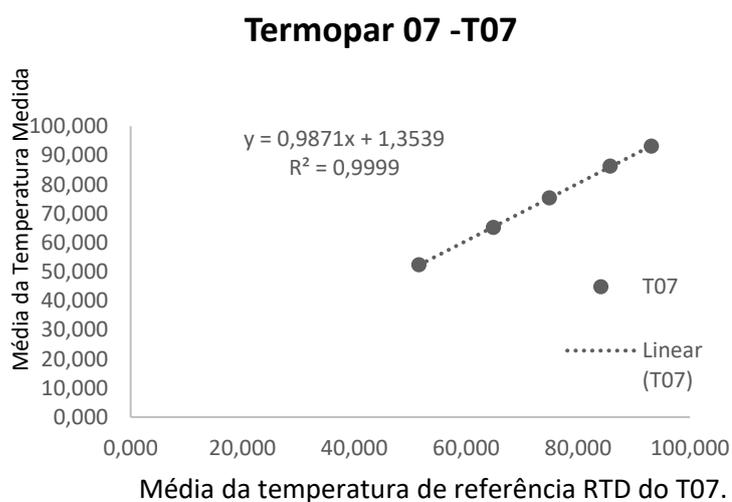
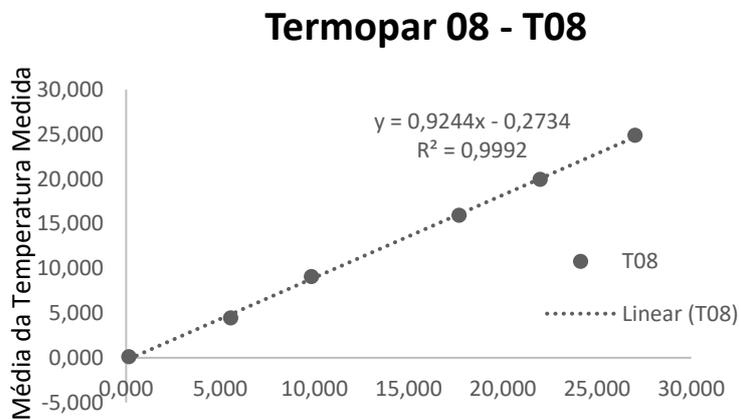


Gráfico 22 - Termopar 07.



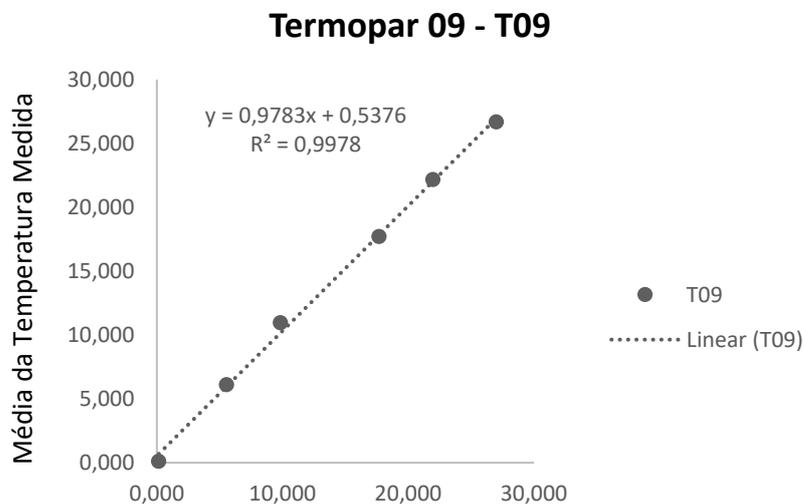
As curvas de calibração para entrada e saída de água evaporador do *chiller* correspondem aos termopares 08 e 09.

Gráfico 23 - Termopar 08.



Média da temperatura de referência RTD do T08.

Gráfico 24 - Termopar 09.



Média da temperatura de referência RTD do T09.

As curvas de calibração para entrada e saída de água fria do *chiller* de absorção através do absorvedor-condensador.

Gráfico 25 - Termopar 16.

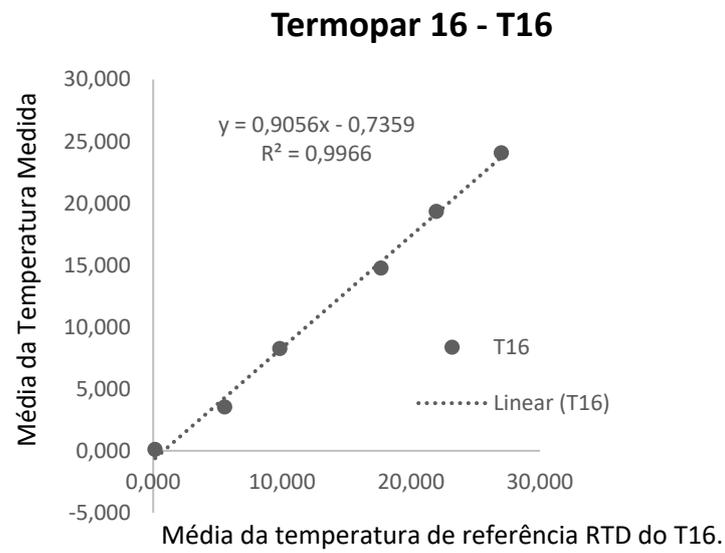
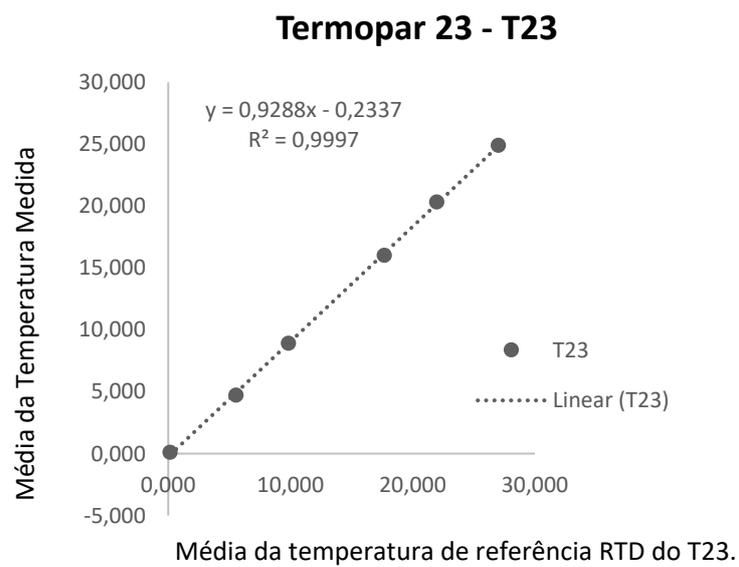


Gráfico 26 - Termopar 23.



**ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO CHILLER DE
ABSORÇÃO TIPO WFC-SC DA YAZAKY.**

CONDIÇÕES NOMINAIS DOS COMPONENTES		
EVAPORADOR		
Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura de entrada da água evaporador	°C	12,5
Temperatura de saída da água evaporador	°C	7
Perda de carga no evaporador	kPa	55,85
Pressão máxima de operação	kPa	588,1
Capacidade nominal	kW	35,2
CONDENSADOR		
Temperatura de entrada da água da torre de resfriamento	°C	35
Temperatura de saída da água de resfriamento da torre de resfriamento	°C	31
Perda de carga do condensador	kPa	84,81
Pressão máxima de operação	kPa	588,1
Calor rejeitado	kW	85,48
GERADOR		
Temperatura de entrada da água de aquecimento (70-95°C)	°C	88
Temperatura de saída da água de aquecimento	°C	83
Perda de carga do gerador	kPa	90,32
Pressão máxima de operação	kPa	588,1
Calor absorvido	kW	50,28